ДОЦ. Д-Р ИВАН МИНИН

МИННИ
И
СТРОИТЕЛНИ МАШИНИ

СОФИЯ, 2017

В настоящият учебник са разгледани машините за добив на полезни изкопаеми по открит и подземен начин, машините и съоръженията използвани при минно-строителните дейности и част от тези използвани в промишленото и гражданско строителство.

Учебникът е разработен в съответствие с изискванията на учебните програми по дисциплините: „Минни машини”, „Минни машини и съоръжения”, „Минни и строителни машини” и „Минна техника I част”, изучавани от студентите от образователно-квалификационна степен „бакалавър” със специалности: „Механизация на минното производство”, „Електроенергетика и електробзавеждане”, „Подземно строителство”, „Разработване на полезни изкопаеми”, „Автоматика и информационна и управляваща техника” и др. в Минно-Геоложки Университет „Св. Иван Рилски” – София.

Той може да бъде използван и по дисциплините „Курсово проектиране на минни машини” от студентите от образователно - квалификационна степен „бакалавър” по специалностите „Механизация на минното производство”, както и за дисциплината „Вибрационна техника и технологии” изучавана от студентите от образователно - квалификационна степен „магистър” по специалностите „Механизация на производството и компютърни приложения в машиностроенето” и „Механизация на минното производство”.

Изказвам голяма благодарност на всички колеги от МГУ „Св. Иван Рилски” ,минните предприятия, строителните фирми и търговски дружества за оказаната помощ при написването и издаването на настоящия учебник, както и на рецензента проф. д-р Цветан Дамянов за направените забележки и препоръки.

От Автора

СЪДЪРЖАНИЕ

1. КЛАСИФИКАЦИЯ НА МИННИТЕ МАШИНИ. ЕНЕРГИЯ ЗА ЗАДВИЖВАНЕ. ФИЗИКО-МЕХАНИЧНИ СВОЙСТВА НА СКАЛИТЕ ..... - 6 -

1.1. КЛАСИФИКАЦИЯ НА МИННИТЕ МАШИНИ ..... - 6 -
1.2. ЕНЕРГИЯ ЗА ЗАДВИЖВАНЕ НА МИННИТЕ МАШИНИ ..... - 7 -
1.3. ФИЗИКО-МЕХАНИЧНИ СВОЙСТВА НА СКАЛИТЕ ..... - 8 -

2. ПРОБИВНИ МАШИНИ. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. КЛАСИФИКАЦИЯ ..... - 10 -

3. ПРОБИВНИ ЧУКОВЕ ..... - 12 -

3.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ ..... - 12 -
3.2. ТЕОРИЯ НА УДАРНОТО ПРОБИВАНЕ ..... - 12 -
3.3. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ НА ПРОБИВНИТЕ ЧУКОВЕ ..... - 17 -
3.4. КОНСТРУКЦИЯ НА ПНЕВМАТИЧНИТЕ ПРОБИВНИ ЧУКОВЕ ..... - 24 -
3.5. УСТРОЙСТВА ЗА ПОДДЪРЖАНЕ И ПОДАВАНЕ ..... - 34 -
3.6. ПРОБИВНИ ИНСТРУМЕНТИ ..... - 35 -

4. КЪРТАЧНИ ЧУКОВЕ ..... - 37 -

4.1. ПРИНЦИП НА ДЕЙСТВИЕ. ПРЕДНАЗНАЧЕНИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ НА КЪРТАЧНИТЕ ЧУКОВЕ ..... - 37 -
4.2.0СНОВНИ МЕХАНИЗМИ НА КЪРТАЧНИТЕ ЧУКОВЕ ..... - 38 -

5. ПРОБИВНИ МАШИНИ С УДАРНО-ВЪРТЕЛИВО ДЕЙСТВИЕ ..... - 42 -

5.1. ПРИНЦИП НА ДЕЙСТВИЕ, ПРИЛОЖЕНИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ НА УДАРНО-ВЪРТЕЛИВОТО ПРОБИВАНЕ ..... - 42 -
5.2. ПРОБИВНИ МАШИНИ С УДАРЕН МЕХАНИЗЪМ ИЗВЪН ПРОБИВАНИЯ ОТВОР (СОНДАЖ) ..... - 44 -
5.3. ПРОБИВНИ КАРЕТИ И ДОБИВНИ СОНДИ ..... - 44 -
5.4. ХИДРАВЛИЧНИ ПРОБИВНИ МАШИНИ ..... - 50 -
5.5. ПРОБИВНИ МАШИНИ С С УДАРЕН МЕХАНИЗЪМ В ПРОБИВАНИЯ ОТВОР (СОНДАЖ) ..... - 57 -

6. ПРОБИВНИ МАШИНИ С ВЪРТЕЛИВО ДЕЙСТВИЕ ..... - 65 -

6.1.ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. ПРИНЦИП НА ДЕЙСТВИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ ..... - 65 -
6.2. РЪЧНИ БОРМАШИНИ ..... - 65 -
6.3. КОЛОНКОВИ БОРМАШИНИ ..... - 68 -
6.4. ПРОБИВЕН ИНСТРУМЕНТ ЗА РУДНИЧНИ БОРМАШИНИ ..... - 70 -
6.5. ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА РУДНИЧНИТЕ БОРМАШИНИ ..... - 72 -
6.6. СОНДИ С ВЪРТЕЛИВО ПРОБИВАНЕ. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. КЛАСИФИКАЦИЯ И ПРОБИВЕН ИНСТРУМЕНТ ..... - 74 -
6.7. СОНДИ С ШНЕКОВ ПРОБИВЕН ИНСТРУМЕНТ ..... - 76 -
6.8. СОНДИ С РОЛКОВИ ДЛЕТА ..... - 78 -
6.9. СБИВНО-ПРОБИВНИ МАШИНИ ..... - 87 -
6.10. ШНЕКОВИ ДОБИВНИ МАШИНИ ..... - 89 -
6.11. ОГНЕВО ПРОБИВАНЕ ..... - 91 -

7. ТОВАРАЧНИ МАШИНИ ..... - 93 -

7.1. ПРЕДНАЗНАЧЕНИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ НА ТОВАРАЧНИТЕ МАШИНИ ..... - 93 -
7.2. ТОВАРАЧНИ МАШИНИ С ПЕРИОДИЧНО ДЕЙСТВИЕ ..... - 95 -
7.3. ТОВАРАЧНИ МАШИНИ С НЕПРЕКЪСНАТО ДЕЙСТВИЕ ..... - 98 -
7.4. КОМБИНИРАНИ МАШИНИ ..... - 99 -

8. МАШИНИ ЗА МЕХАНИЗИРАНО ПРОКАРВАНЕ НА КОМИНИ, ШАХТИ И ИЗГРАЖДАНЕ НА КРЕПЕЖ ..... - 104 -

8.1.МЕХАНИЗИРАНО ПРОКАРВАНЕ НА НАКЛОНЕНИ И ВЕРТИКАЛНИ ПОДГОТВИТЕЛНИ ИЗРАБОТКИ ..... - 104 -
8.2. МАШИНИ И СЪОРЪЖЕНИЯ ЗА ИЗГРАЖДАНЕ НА МОНОЛИТЕН КРЕПЕЖ ..... - 109 -

8.3. МЕХАНИЗАЦИЯ ЗА ПРОКАРВАНЕ НА ШАХТИ ..... - 114 -
9. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРИ РЯЗАНЕ НА ПЛАСТОВИ ПОЛЕЗНИ ИЗКОПАЕМИ ..... - 117 -
9.1.ЕТАПИ В РАЗВИТИЕТО НА МЕХАНИЗАЦИЯТА ПРИ ПОДЗЕМЕН ДОБИВ НА ВЪГЛИЩА ..... - 117 -
9.2. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРИ РЯЗАНЕТО НА ПЛАСТОВИ ПОЛЕЗНИ ИЗКОПАЕМИ - 122 -
10. ДОБИВНИ КОМБАЙНИ И СТРУГОВЕ ..... - 126 -
10.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ ..... - 126 -
10.2. ЗАДВИЖВАНЕ НА ДОБИВНИТЕ КОМБАЙНИ ..... - 126 -
10.3. ИЗПЪЛНИТЕЛНИ ОРГАНИ НА ДОБИВНИТЕ КОМБАЙНИ ..... - 128 -
10.4. ЗАДВИЖВАНЕ НА ИЗПЪЛНИТЕЛНИЯ ОРГАН ..... - 134 -
10.5. ПОДАВАЩИ МЕХАНИЗМИ НА ДОБИВНИТЕ КОМБАЙНИ ..... - 134 -
10.7. ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА ДОБИВНИТЕ КОМБАЙНИ ..... - 139 -
10.8. КОНСТРУКЦИИ НА ДОБИВНИ КОМБАЙНИ ..... - 140 -
10.9. ВЪГЛИЩНИ СТРУГОВЕ, ТРИОНИ И ТАРАНИ ..... - 142 -
11. ГАЛЕРИЙНИ КОМБАЙНИ ..... - 147 -
11.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ, КЛАСИФИКАЦИЯ И ОСНОВНИ МЕХАНИЗМИ НА ГАЛЕРИЙНИТЕ КОМБАЙНИ. ..... - 147 -
11.3. КОНСТРУКЦИИ ГАЛЕРИЙНИ КОМБАЙНИ С ИЗБИРАТЕЛНО ДЕЙСТВИЕ. ..... - 157 -
12. МЕХАНИЗИРАНИ ДОБИВНИ КОМПЛЕКСИ И АГРЕГАТИ ..... - 161 -
12.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ НА ДОБИВНИ КОМПЛЕКСИ И АГРЕГАТИ ..... - 161 -
12.2. МЕХАНИЗИРАН КРЕПЕЖ ..... - 163 -
12.3. КОНСТРУКЦИИ ДОБИВНИ КОМПЛЕКСИ ..... - 167 -
12.4. ГАЛЕРИЙНИ КОМПЛЕКСИ, ГАЛЕРИЙНИ ЩИТОВЕ И ТУНЕЛНИ ПРОБИВНИ МАШИНИ ..... - 176 -
13. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ ЗА ДОБИВА НА ПОЛЕЗНИ ИЗКОПАЕМИ ПО ОТКРИТ НАЧИН ..... - 181 -
14. ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ ..... - 185 -
14.1. ПРЕДНАЗНАЧЕНИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ. ОСНОВНИ КИНЕМАТИЧИ СХЕМИ НА БАГЕРИТЕ С МЕХАНИЧНО ЗАДВИЖВАНЕ НА РАБОТНИЯ ОРГАН ..... - 185 -
14.2. ХИДРАВЛИЧНИ ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ. ОСНОВНИ КИНЕМАТИЧИ СХЕМИ. - 190 -
14.3. КОНСТРУКТИВЕН ПРЕГЛЕД НА ЕДНОКОФОВИТЕ БАГЕРИ ..... - 197 -
14.4. СИЛИ ДЕЙСТВАЩИ НА РАБОТНИЯТ ОРГАН НА ХИДРАВЛИЧНИТЕ ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ ..... - 207 -
14.5. СТАТИЧНА УСТОЙЧИВОСТ НА ХИДРАВЛИЧНИТЕ ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ - 209 -
14.6. ЗАДВИЖВАНЕ НА ЕДНОКОФОВИТЕ БАГЕРИ ..... - 214 -
14.7. ОСНОВНИ КОНСТРУКТИВНИ ВЪЗЛИ НА ЕДНОКОФОВИТЕ БАГЕРИ ..... - 216 -
14.8. ПРОИЗВОДИТЕЛНОСТ И СХЕМИ НА РАБОТА НА ЕДНОКОФОВИТЕ БАГЕРИ. - 232 -
15. ЧЕЛНИ ТОВАРАЧИ. КИНЕМАТИКА НА ЧЕЛНИТЕ ТОВАРАЧИ. ТЕОРИЯ НА РАБОТАТА ..... - 236 -
15.1. ПРЕДИМСТВА И НЕДОСТАТЪЦИ НА ЧЕЛНИТЕ ТОВАРАЧИНА В СРАВНЕНИЕ С ХИДРАВЛИЧНИТЕ ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ ..... - 236 -
15.2. КИНЕМАТИКА НА ЧЕЛНИТЕ ТОВАРАЧИ ..... - 237 -
15.3. ТЕОРИЯ НА РАБОТАТА НА ЧЕЛНИТЕ ТОВАРАЧИ ..... - 239 -
16. ДРАГЛАЙН. ПРИНЦИП НА РАБОТА И ОБЛАСТ НА ИЗПОЛЗВАНЕ. КОНСТРУКТИВЕН ПРЕГЛЕД. СИЛИ ДЕЙСТВАЩИ НА КОФАТА НА

ДРАГЛАЙНА ..... - 241 -
17. РОТОРНИ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ..... - 253 -
17.1. КЛАСИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИП НА РАБОТА НА РОТОРНИТЕ БАГЕРИ..... - 253 -
17.2. КОНСТУКТИВНИ СХЕМИ НА РОТОРНИТЕ БАГЕРИ. КОНСТРУКЦИЯ НА ОСНОВНИТЕ ВЪЗЛИ..... - 258 -
17.3. КОМПАКТ РОТОРНИ БАГЕРИ – КОНСТРУКТИВНИ ОСОБЕНОСТИ ..... - 278 -
17.4. ТЕОРИЯ НА РАБОТА НА РОТОРНИТЕ БАГЕРИ. ОСНОВНИ ПОНЯТИЯ ..... - 281 -
18. ВЕРИЖНИ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ..... - 285 -
18.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ, КЛАСИФИКАЦИЯ И СХЕМИ НА РАБОТА НА ВЕРИЖНИТЕ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ..... - 285 -
18.2.ТЕОРИЯ НА РАБОТА НА ВЕРИЖНИТЕ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ..... - 290 -
18.3. КОНСТРУКЦИЯ НА ОСНОВНИТЕ ВЪЗЛИ НА ВЕРИЖНИТЕ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ 295
18.4. УСТОЙЧИВОСТ НА ВЕРИЖНИТЕ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ..... 303
19. ЗЕМЕКОПНО-ТРАНСПОРТНИ МАШИНИ 305
19.1. БУЛДОЗЕРИ, ГРЕЙДЕРИ И РАЗРОХКВАЧИ..... 305
19.2. КОЛЕСНИ СКРЕПЕРИ..... 310
20. НАСИПИЩА И НАСИПИЩНИ МАШИНИ 314
21. МАШИНИ ЗА ТРОШЕНЕ, ПРЕСЯВАНЕ И ПРОМИВАНЕ НА СТРОИТЕЛНИ (КАМЕНОПЯСЪЧНИ) МАТЕРИАЛИ 319
21.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ ЗА ТРОШЕНЕТО НА СКАЛНИ СТРОИТЕЛНИ МАТЕРИАЛИ. 319
21.2. КЛАСИФИКАЦИЯ НА ТРОШАЧКИТЕ ИЗПОЛЗВАНИ ЗА СТРОИТЕЛНИ МАТЕРИАЛИ. 322
21.2. ЧЕЛЮСТНИ ТРОШАЧКИ..... 323
21.3. КОНУСНИ ТРОШАЧКИ. 337
21.4. ВАЛЦОВИ ТРОШАЧКИ. ..... - 358 -
21.5. РОТОРНИ ТРОШАЧКИ С УДАРНО ДЕЙСТВИЕ. ..... - 365 -
21.6. РОЛКОВИ ТРОШАЧКИ. ..... - 371 -
21.7. ВИБРАЦИОННИ ТРОШАЧКИ. ..... - 374 -
22.МАШИНИ ЗА ПРЕСЯВАНЕ НА СТРОИТЕЛНИ МАТЕРИАЛИ ..... - 384 -
22.1. ХАРАКТЕРИСТИКА НА ПРОЦЕСА ПРЕСЯВАНЕ ..... - 384 -
22.2. КОНСТРУКТИВЕН ПРЕГЛЕД НА ПРЕСЕВНИТЕ УРЕДБИ. ..... - 387 -
23. ТРОШАЧНО- СОРТИРАЩИ ИНСТАЛАЦИИ ..... - 403 -
24. МАШИНИ ЗА ДОБИВАНЕ И ТРАНСПОРТИРАНЕ НА БЕТОННИ СМЕСИ И СТРОИТЕЛНИ РАЗТВОРИ..... - 405 -
24.1. СМЕСИТЕЛНИ МАШИНИ И УРЕДБИ. ..... - 405 -
23.2. МАШИНИ ЗА ТРАНСПОРТИРАНЕ НА БЕТОННИ СМЕСИ И СТРОИТЕЛНИ РАЗТВОРИ ..... - 410 -
24. МАШИНИ ЗА УПЛЪТНЯВАНЕ НА СТРОИТЕЛНИ СМЕСИ ..... - 413 -
25. ПОДЕМНИ МАШИНИ ..... - 418 -
25.1. ЕЛЕМЕНТИ НА ПОДЕМНИТЕ МАШИНИ..... - 418 -
25.2. КРИКОВЕ..... - 422 -
25.3. ЛЕБЕДКИ И МАКАРИ ..... - 423 -
25.4.СТРОИТЕЛНИ ПОДЕМНИЦИ..... - 426 -
25.5. СТРОИТЕЛНИ КРАНОВЕ ..... - 427 -
ЛИТЕРАТУРА ..... - 437 -

1. КЛАСИФИКАЦИЯ НА МИННИТЕ МАШИНИ. ЕНЕРГИЯ ЗА ЗАДВИЖВАНЕ. ФИЗИКО-МЕХАНИЧНИ СВОЙСТВА НА СКАЛИТЕ

1.1. КЛАСИФИКАЦИЯ НА МИННИТЕ МАШИНИ

Под минни машини се разбират всички машини, използвани в подземните и открити рудници. Това са машините за добив, натоварване и транспортиране на полезното изкопаемо и скалната маса. Към тях трябва да се добавят машините за водоотлив, вентилация, компресорните уредби и други спомагателни съоръжения и механизми. Такъв голям брой, различни по предназначение, принцип на работа, конструкция и експлоатация машини е невъзможно да бъде разгледан и усвоен от студентите в една обща дисциплина. Затова изброените по-горе машини се изучават в три основни курса. Това са:

Минни машини - включват само машините за добив и натоварване на полезното изкопаемо и скалната маса.

Транспортни машини - включват машините за транспортиране на полезното изкопаемо и скалната маса, заедно с всички спомагателни устройства.

Минни стационарни уредби - включва водоотливните и вентилационни уредби, както и компресорните уредби. През различни периоди тези машини и уредби са се изучавали и като самостоятелни учебни дисциплини.

В първата част на тази книга се разгледа общата класификация на минните машини за подземен и открит добив.

При подземен добив се използват следните видове машини:

а. Машини за отделяне на полезното изкопаемо и скалната маса, които включват:

- машини за пробиване на взривни дупки и сондажи;
- откъртващи машини като къртачни чукове и бутобои;
- размивни машини;
- подкопни машини;
- галерийни комбайни;
- добивни комбайни;
- добивни стругове;
- комплекси и агрегати.

Най-широко приложение намират пробивните машини. Те биват с ударно, въртеливо и ударно - въртеливо действие. Къртачните чукове и бутобоите се използват за откъртване, за разбиване на негабарити и др. операции в минното дело и строителството. Подкопните машини се използват за направа на подкоп при добив на въглища с цел увеличаване на откритите повърхности, а също така при добив на скално - облицовъчни материали. След внедряването на добивните комбайни и струговете, които отделят полезното изкопаемо от масива и го натоварват върху фронтовия транспортьор, те вече не се използват във въгледобива. Галерийните комбайни се използват при прокарване на подготвителни изработки за отделяне на материала от масива и натоварването му в транспортни средства.

б.Товарачни машини. Товарачните машини се използват в подземните

рудници за натоварване на отбития материал, както и в складовите стопанства на повърхността.

При открит добив се използват следните видове машини:

а. Земекопни и земекопно - транспортни машини. Те биват:
- еднокофови багери;
- многокофови багери;
- челни товарачи;
- скрепери;
- булдозери;

б. Машини за пробиване на взривни дупки и сондажи;

в. Машини за разпределяне на скалната маса на насипището.

Те биват:
- булдозери;
- насипищни плугове;
- еднокофови багери;
- насипообразуватели;
- транспортни мостове;
- съоръжения за хидромеханизация

Разглеждането на различните видове машини е направено по реда на дадената класификация.

1.2. ЕНЕРГИЯ ЗА ЗАДВИЖВАНЕ НА МИННИТЕ МАШИНИ

Минните машини могат да бъдат със следните видове задвижвания:

а. електрическо;
б. пневматично;
в. двигатели с вътрешно горене;
г. комбинирано.

а. Електрическо задвижване. Използва се най-често. То е най-евтино, просто по конструкция, лесно се подава на автоматизиране и има най-висок к.п.д. Общият му к.п.д. е не по-малък от 0,65, тъй като к.п.д на трансформатора или преобразувателя е 0,9, на мрежата - 0,9 и на самия електродвигател - 0,8.

б. Пневматично задвижване. С пневматична енергия се задвижват машините в рудниците свръхкатегория по газ, където използването на електрическа енергия е забранено. Освен това с пневматична енергия се задвижват редица пробивни, къртачни, товарачни и др. машини. При избора на пневматично задвижване винаги трябва да се има в предвид, че то е около седем пъти по-скъпо от електричното. Такова задвижване трябва да се избира само при крайна необходимост и липса на алтернатива. Високата стойност на пневматичното задвижване се държи на ниския к.п.д. на задвижването и твърде големите първоначални инвестиции за изграждането му - големи компресорни станции и сложни преносни мрежи. К.п.д. на компресорите е не по-голям от 0,7, загубите при пренасянето на сгъстения въздух в тръбопроводите са 15-20%, загубите от изтичане през неплътностите 10-20% и к.п.д. на пневматичните

двигатели не повече от 0,25. Всички тези загуби не позволяват общият к.п.д. на задвижването да бъде по-голям от 0,1-0,12.

в. Задвижване с двигатели с вътрешно горене. Напоследък все по-широко приложение намира и задвижването с двигатели с вътрешно горене - по-рядко за подземните и по-често за откритите рудници. За подземните рудници двигателите са снабдени със сигурни катализатори за неутрализиране на отровните газове. Това задвижване осигурява автономност на машината.

г. Комбинирано задвижване. То може да бъде дизел-хидравлично, електро-хидравлично и пневмо-хидравлично. Комбинираното задвижване съчетава предимствата на изброените по-горе задвижвания. Използва се за задвижване на пробивни и къртачни машини, карети, добивни сонди, товарачни и товарачно-транспортни машини, добивни и галерийни комбайни, подкопни машини, комплекси и агрегати, еднокофови и многокофови багери, скрепери, булдозери и много др. Може да се каже, че то намира приложение почти във всички минни машини. Основните предимства на комбинираното задвижване са неговата компактност, много по-малка маса и цена, лесно преобразуване на въртеливото движение във възвратно-постъпателно и обратно, възможност за безстепенно регулиране на честотата на въртене и реверсиране, достатъчно висок к.п.д., подходяща механична характеристика, изглаждане на динамичните натоварвания, предавани към машината, опростена кинематична схема на задвижваните машини, лесно доставяне на хидравличната енергия до задвижвания механизъм и редица други предимства. Всичко това нарежда това задвижване до най-успешните. То ще намира все по-широко приложение.

1.3. ФИЗИКО-МЕХАНИЧНИ СВОЙСТВА НА СКАЛИТЕ

По-голямата част от минните машини се използват за разрушаване на скалата чрез своя изпълнителен орган-бургия, шило, режещи зъби, ролки и др. Изборът на типа на изпълнителния орган и задвижващата мощност зависят преди всичко от физико-механичните свойства на скалите. Поради това те трябва да се познават много добре.

Основните свойства на скалите можем да разделим на две групи

а. Физични - плътност, пористост, влажност, електро и топлопроводност и др.;

б. Механични-якост, твърдост, пластичност, абразивност, разрохкваемост и др.

Якост. Под якост разбираме свойството на скалата да понася действие на външни сили без да се разрушава.

Твърдост. Това е свойството на скалите да се съпротивляват при проникване в тях на твърдо недеформируемо тяло.

Пластичност. Свойството на скалите да запазват остатъчни деформации, без да се разрушават.

Абразивност. Свойството на скалите да изтриват (износват) инструмента, с който въздействаме върху тях.

Разрохкваемост. Свойството на скалите да увеличават обема си при разрушаване.

Якостта на скалите се определя от разрушаващите напрежения на натиск, срязване й опън.

Якостта на скалите най-често се определя чрез коефициентът на якост f, въведен от руския учен **проф. М.М.Протодяконов.** Този коефициент определя относителната им съпротивляемост срещу разрушаване.

Коефициентът на якост по Протодяконов f се определя по израза:

$$f = \frac{\sigma_H}{10} \tag{1.1}$$

където σ_H е разрушаващото напрежение на скалите при едноосен натиск, MPa.

По тази класификация скалите се разделят на категории, като най-слабите са с $f = 0,3$, а най-здравите с $f = 20$. Трябва да се отбележи, че нерядко се срещат скали с напрежение на натиск до 250 MPa, което би означавало по-голяма якост до $f = 25$. Това не е предвидено по класификацията на Протодяконов.

Най-често за определяне якостта на скалите се използва коефициентът f. Те се класифицират на 10 категории.

Освен по този метод якостта на скалите може да бъде определена в зависимост от тяхната пробиваемост, работата за натрошаване, разхода на режещи инструменти, взривни вещества и др.

Твърдостта на скалите може да се определи по методите на Бринел, Роквел или Шор. По тези методи фактически се определя само твърдостта на зърната или свързващите вещества, от които е съставен минерала. Това е така, тъй като по горните методи зоната на контакта на уреда със скалата е съизмерима само с микроструктурата й.

По-добре е за определяне твърдостта на скалите да се използват методи, при които диаметърът на цапфата, която се внедрява в скалата да бъде 3-5 пъти по-голям от средния диаметър на зърната. При такава постановка на опита се получава т.н. показател контактна якост, който по-добре характеризира съпротивляемостта на скалите при разрушаване.

Контактната якост в цифрово изражение се определя от специфичното налягане под основата на цапфата в момента на крехкото разрушаване на скалата.

Разработени са твърде голям брой методи за определяне на механичните свойства на скалите. Тук те няма да бъдат разгледани. Могат да се намерят в посочената литература.

2. ПРОБИВНИ МАШИНИ. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. КЛАСИФИКАЦИЯ

Общи сведения. Широко приложение в минната промишленост намират пробивните машини. Те се използват за пробиване на взривни дупки, сондажи, сбивки, за добив на полезни изкопаеми и прокарване на шахти.

Взривната дупка е с диаметър на отвора до 70mm и дълбочина до 3m. Сондажът е отвор над тези размери. Сбивката е отвор също с големи размери, но предназначен за връзка между съседни изработки и повърхността, за вентилация, дегазация, прокарване на тръбопроводи, електропроводи, за спускане на материал и др.

За пробиване се използват следните методи:

Механични методи. Пробиването се извършва чрез механично въздействие с пробивен инструмент, вибрации, водни струи и др.

Топлинни методи. Скалата се разрушава чрез бързото й нагряване и следващо охлаждане с вода. При такова въздействие в скалата се създават термични напрежения, следствие на което тя се натрошава. Загряването на скалата става чрез изгаряне на нефтени продукти в огнеструйни горелки и насочване на огнената струя към забоя.

Работи се по създаването на лазерни и плазмени горелки, подобни на използваните в машиностроенето за рязане на метал. Особено перспективни са плазмените горелки, които работят с нискотемпературна плазма, получавана след пропускане на инертен газ през волтова дъга. При преминаване през волтовата дъга газът се йонизира, поради което той може чрез мощни магнитни полета, да се концентрира в тънък сноп. Концентрираният плазмен сноп се насочва към скалата. При влизане в контакт с нея той се дейонизира. Това е свързано с интензивно отделяне на топлина и натрошаване на скалата. Използването на плазмени горелки за пробиване на взривни дупки и сондажи се затруднява от това, че трябва да се пробива в дълбочина, за разлика от машиностроенето, където се работи с материали с неголяма дебелина. Освен това, този метод е много по-скъп от механичния. Може да се очаква, че всички тези затруднения ще бъдат преодолени в следващите десетилетия и този метод на пробиване или нарязване да стане основен. Това би довело до коренни промени в технологията на минните работи, например до частичен отказ от взривни работи и прокарване на изработките чрез нарязване и изваждане на скалата на големи скални блокове.

Комбинирани методи. Скалата се разрушава чрез механично и топлинно въздействие. При комбинираните методи се използват предимствата и на двата метода. Чрез топлинното въздействие се получава предварително намаляване съпротивляемостта на скалата, при което механичното въздействие е по-ефективно. Комбинираният метод осигурява по-голяма концентрация на енергия в забоя и намалена енергопоглъщаемост.

Най-широко приложение в практиката намират механичните методи.

Класификация на пробивните машини. Пробивните машини с механично действие могат да са:

С ударно действие и завъртане на инструмента след всеки удар. Пробиването се извършва чрез нанасяне на удар върху пробивния инструмент.

След удара инструментът се завърта и следващият удар се нанася на ново място в забоя. Попадналият под инструмента материал се натрошава, а затворените сектори между два съседни удара се откъртват. За краткост тези машини наричаме пробивни чукове. Използват се за пробиване на взривни дупки и сондажи в скали с голяма и средна якост.

С въртеливо действие. Пробиването се извършва при непрекъснато въртене на пробивния инструмент, намиращ се под голям осов натиск. С въртеливо действие са рудничните бормашини, пробивно-сбивните машини, шнековите добивни машини, тунелните щитове, сондите с армирани корони и ролкови длета, диамантеното и шротово пробиване. Повечето от изброените машини се използват в скали с малка и средна якост, а ролковите и диамантените в скали с голяма и много голяма якост и абразивност.

С ударно-въртеливо действие. Тази група машини са комбинация на предишните две групи и съчетават предимствата им. Скалата се разрушава под действие на ударното натоварване и непрекъснатото въртене на инструмента. В тази група влизат пробивните машини с независимо въртене на инструмента и потопяемите пневмоударници. Използват се за пробиване в скали със средна и голяма якост.

3. ПРОБИВНИ ЧУКОВЕ

3.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ

Пробивните чукове са машини с ударно действие и завъртане на инструмента след всеки удар. Скалата се разрушава чрез смачкване и откъртване. Това е най-старият метод за пробиване, използван още в дълбока древност.

Класификацията на пробивните чукове може да бъде направена по следните признаци:

Според начина на работа биват:

1. Ръчни. Към тази група спадат най-леките пробивни чукове с маса до 35kg., с които се работи ръчно или с пневматични поддържащи стойки. Използват се за пробиване на хоризонтални и наклонени взривни дупки. У нас тази група машини намират най-голямо приложение поради тяхната простота и ниска цена. В напредналите страни използването им е силно ограничено.

2. Телескопни. Използват се за пробиване на вертикални и наклонени взривни дупки. Телескопният чук се състои от пробивен чук и телескопна стойка, монтирани неподвижно в една ос. Най-често се използват при прокарване на комини и при някои системи на разработване, при които взривните дупки се пробиват вертикално нагоре или под наклон.

3. Колонкови. Колонковите чукове са тежки и високопроизводителни машини за пробиване на взривни дупки и сондажи. Поради голямата им маса и сила на притискане към забоя те се монтират на пробивни карети или сонди. В миналото те са монтирани на винтови колонки, от където са получили и наименованието си.

Според вида на използваната енергия за задвижване биват: пневматични, хидравлични, електрически и с двигатели с вътрешно горене.

Според вида на завъртане на бургията биват:

- с зависимо завъртане - буталото при своето движение завърта бургията;
- с независимо завъртане - бургията се завърта от отделен двигател.

Според начина на отстраняване на ситнежа биват:

- с промиване с вода, подавана централно или странично;
- с изсмукваме на праха.

Според вида на разпределителното устройство биват:

- клапанни;
- шибърни;
- комбинирани;
- със саморазпределение.

3.2. ТЕОРИЯ НА УДАРНОТО ПРОБИВАНЕ

Много учени са работили за създаването на теория на ударното пробиване. Чрез една такава теория трябва да се изясни механизмът на разрушаване на скалата и от тук да може този процес да се управлява рационално. От всички

известни теории на ударното пробиване най-ясна и подходяща за практично използване е **теорията на проф. Успенски.**

Под действие на ударната сила F_Y (Фиг.3.1), длетовидната корона се забива в скалата на дълбочина h. При това скалата се раздробява по площта 1,2,3,4. Преди нанасяне на нов удар бургията трябва да се завърти на някакъв ъгъл. При следващия удар скалата се смачква по площта 5,6,7,8, а секторите 1,9,6 и 4,10,7 се откъртват.

От теорията на Успенски ще бъдат определени само три параметъра - дълбочината на внедряване на короната след всеки удар h, необходимият брой удари за разрушаване на материала на един слой n_O и скоростта на пробиване.

1. Дълбочина на внедряване на короната след всеки удар. При нанасяне на удар движението на инструмента се прекратява, когато съпротивителните сили се изравнят със силата на удара F_Y, т.е.

$$F_y = 2(F_V + F_{TP}.\cos\frac{\alpha}{2}), \text{N}, \tag{1.2}$$

където: F_Y е вертикалната проекция на нормалната реакция на скалата, N;

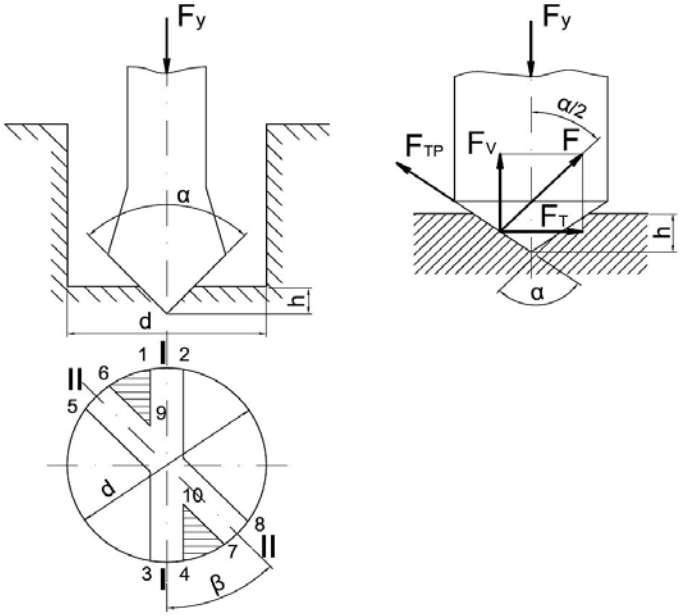
- F_{TP} - силата на триене на резеца по скалата, N;
- α - ъгълът на заостряне на короната, градуси.

От фиг.3.1 е видно, че:

$$F_V = F\sin\frac{\alpha}{2}; \tag{1.3}$$

$$F_{TP} = \mu.F; \tag{1.4}$$

където μ е коефициентът на триене между короната и скалата. След като се заместят горните изрази се получава:



Фиг. 3.1. Сили действащи на длетовидна коронка при пробиване

$$F_V = 2F\left(\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}\right) \tag{1.5}$$

От друга страна, за да се смачка материалът под короната, е необходимо:

$$F = \sigma_{CM}.F_{CM} = \frac{d.h}{\cos\frac{\alpha}{2}}, N. \tag{1.6}$$

където: d е диаметърът на короната, m;

- σ_{CM} - съпротивление на скалата на смачкване, Pa.

След съвместно решаване на последните два израза се получава:

$$F_У = 2\sigma_{CM}.\mathrm{d.h}(tg\frac{\alpha}{2} + \mu), \mathrm{N}. \tag{1.7}$$

Дълбочината на внедряване h ще бъде:

$$h = \frac{F_У}{2\sigma_{CM}.d\left(tg\frac{\alpha}{2} + \mu\right)}, m. \tag{1.8}$$

Дълбочината на внедрявана зависи правопропорционално от силата на удара и обратнопропорционално на съпротивлението на смачкване, диаметъра на короната, ъгъла на заточване и коефициента на триене между коронката и скалата.

2. Необходим брой удари за разрушаване на един слой от материала n_0.

Под действие на силата $F_У$ възниква тангенциална реакция F_T, която откъртва материала от секторите 1,6,9 и 4,7,10.

$$F_T = F\cos\frac{\alpha}{2}, N \tag{1.9}$$

При съвместно решаване на изразите за $F_У$ и F_T се получава:

$$F_У = 2F_T\left(tg\frac{\alpha}{2} + \mu\right), N; \tag{1.10}$$

$$F_T = \frac{F_У}{2\left(tg\frac{\alpha}{2} + \mu\right)}, N \tag{1.11}$$

От друга страна, за да се получи откъртване на посочените триъгълни сектори е необходимо:

$$F_T = \tau S = \tau\frac{\beta.d^2}{4}, N. \tag{1.12}$$

Където: τ е допустимото съпротивление на скалата на откъртване, Pa;

- S - откъртваната площ, m^2.

При всеки удар короната откъртва два, почти триъгълни сектора с обща площ:

$$S = 2.\frac{1}{2}\beta\frac{d}{2}.\frac{d}{2} = \beta\frac{d^2}{4}, m^2. \tag{1.13}$$

Ако необходимият брой удари за разрушаване на един слой от материала на дълбочина h е n_o, β трябва да бъде:

$$\beta = \frac{\pi}{n_O} \tag{1.14}$$

Тогава за S се получава:

$$\begin{aligned} S &= \frac{\pi.d^2}{4.n_0}, m^2; \\ F_T &= \tau \frac{\pi.d^2}{4.n_0}, N. \end{aligned} \tag{1.15}$$

При съвместно решаване на двете уравнения се получава:

$$\begin{aligned} \frac{F_y}{2\left(tg\frac{\alpha}{2}+\mu\right)} &= \tau \frac{\pi.d^2}{4.n_0}; \\ n_0 &= \frac{\pi.d^2 2\left(tg\frac{\alpha}{2}+\mu\right)}{2F_y}, уд./\min \end{aligned} \tag{1.16}$$

Полученият по израза параметър е оптималната честота на ударите, за да се постигне най-рационално разрушаване на материала. При по-малка честота на ударите секторите няма да се откъртват. При увеличаване честотата на ударите скалата ще се откъртва на по-малки късове, пробиването ще се извършва с по-голям разход на енергия при по-голяма запрашеност на рудничната атмосфера, а скоростта на пробиване ще бъде по-малка.

3. Скорост на пробиване. Теоретичната скорост на пробиване се определя по израза:

$$v_{ПР} = n_И.h = \frac{n}{n_o}, m/s, \tag{1.17}$$

където: $n_И$ е честотата на въртене на инструмента, s^{-1};

- n - честотата на ударите на машината, s^{-1}.

След съвместно решаване на последните две уравнения и като се вземе предвид, че работата за внедряване на инструмента на дълбочина h е $A_y = F_y \frac{h}{2}$, за скоростта на пробиване се получава:

$$v_{ПР} = \frac{2F_y.n.h}{\pi d^2\left(tg\frac{\alpha}{2}+\mu\right)\tau} = \frac{4A_y.n}{\pi d^2\left(tg\frac{\alpha}{2}+\mu\right)\tau}, m/s. \tag{1.18}$$

При извеждане на формулата се приема, че условията на работа по време на пробиването са еднакви - скалата е еднородна и резецът работи като клин. Действителните условия на пробиване са по-сложни.

От формулата се вижда, че с нарастване енергията и честотата на ударите, скоростта на пробиване расте. Тези два параметъра обаче не могат да растат

произволно. Разглеждат се по отделно.

4. Енергия на удара. Енергията на удара може да расте само до определена граница, която зависи от издръжливостта на пробивния инструмент и буталото. Както е известно, енергията на удара се определя по формулата за кинетичната енергия:

$$A_У = \frac{m_Б v_Б^2}{2}, J, \qquad (1.19)$$

където $m_Б$ е масата на буталото, а $v_Б$ е предударната му скорост.

Върху издръжливостта на инструмента и буталото влияе само предударната скорост на буталото. Максимално допустимата предударна скорост зависи от вида на материала на буталото и инструмента и тяхната термична обработка. Изменя се от 10 до 13 m/s. Тази скорост се нарича критична. Тя не бива да се надхвърля, защото довежда до масово чупене на буталото и инструмента. От формулата за кинетичната енергия се вижда, че нарастването на енергията на удара, без опасни последици, може да стане чрез нарастване на масата на буталото, разбира се ако не се надхвърля критичната предударна скорост. При пневматичните пробивни машини възможността за нарастване енергията на удара е ограничена, тъй като енерговъоръжеността на машините не е голяма и не винаги е възможно запазване предударната скорост близка до критичната при нарастване масата на буталото.

При хидравличните пробивни машини, които на практика са презапасени с енергия, без проблем може при нарастване масата на буталото да се запазва и предударната му скорост до критичната. Това се използва във всички съвременни хидравлични пробивни машини. Те са с по-тежки и дълги бутала, а скоростта на пробиване е 2-3 пъти по-голяма от пневматичните.

5. Честота на ударите. От израза за скоростта на пробиване би следвало да се подбира максималната честота, която позволява избраната конструкция. Това е така за тежките колонкови пробивни машини, които се монтират върху пробивни карети и добивни сонди и работникът не е подложен на вредното въздействие на вибрациите. Това ще доведе до значително нарастване на скоростта на пробиване. Нарастването на честотата на ударите до $20000\,\mathrm{min}^{-1}$ не влияе на издръжливостта на инструмента, защото времето между ударите е достатъчно за затихване процеса на натоварване на инструмента. Той се държи все едно, че върху него е нанесен един удар. Досега са създадени хидравлични пробивни машини с честота на ударите до $12000\,\mathrm{min}^{-1}$.

От друга страна едновременното нарастване на честотата и енергията на удара не може да се осъществи при пневматичните пробивни машини. Нарастването на енергията на удара винаги довежда до намаляване честотата на ударите.

По друг начин стои въпросът при хидравличните пробивни машини, при които налягането на маслото е 20-30 пъти по-голямо. Енерговъоръжеността на машините дори е излишно голяма. Това позволява едновременно нарастване и на двата параметъра и реализиране на големи скорости на пробиване.

При избора на честотата на ударите за ръчните и телескопни чукове трябва друг подход. При тези машини контактът между работника и

вибриращата машина е пряк и трябва да се държи сметка за вредното влияние на вибрациите. За тези машини честотата на ударите не трябва да бъде по-голяма от 2000-2200 min^{-1}. Вероятно по-високите честоти са резонансни за човешкия организъм. Тези изводи могат да се направят косвено от факта, че до 1960г., когато използваните у нас и в другите страни ръчни пробивни машини са били с честота на ударите под 1800 min^{-1}, вибрационната болест почти не е била позната. Тя се разпространява бързо след въвеждането на бързоударните пробивни машини. Разбира се, намаляването на честотата на ударите ще доведе до намаляване скоростта на пробиване, но няма друга алтернатива.

6. Диаметър на пробивания отвор. Диаметърът на пробивания отвор оказва най-съществено влияние върху скоростта на пробиване. В израза той участва на втора степен. При избор на рационален диаметър на взривната дупка трябва да се изхожда от икономически съображения. Трябва да се отчитат разходите за пробиване, за взрив, процентът на негабаритите и др. Но дори и без прецизни икономически пресмятания, поради по-големите разходи за пробиване, тенденцията е към избор на по-малък диаметър на взривната дупка.

7.Ъгъл на заточване на короната. С намаляване ъгъла на заточване на короната, скоростта на пробиване расте. При избор на ъгъл на заточване на короната трябва да се държи сметка не толкова за скоростта на пробиване, а за якостта на короната.

Практически не може да се влияе върху коефициента на триене и допустимото съпротивление на скалата на откъртване.

Разгледаната теория на ударното пробиване дава добра основа за правилен избор на пробивна машина в зависимост от конкретните условия и възможност за осигуряване работа в оптимален режим.

3.3. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ НА ПРОБИВНИТЕ ЧУКОВЕ

Основните параметри на пробивните чукове са енергията на удара, честотата на ударите, ударната мощност, к.п.д. на удара, разходът на флуид (сгъстен въздух), въртящият момент, скоростта на пробиване, производителността и др.

За определяне на тези параметри са разработени различни методики. Тук ще бъде разгледан т.н. опростен метод. Въпреки наименованието му "опростен" при правилен подход и избор на съответните коефициенти, той може да се окаже по-точен от останалите.

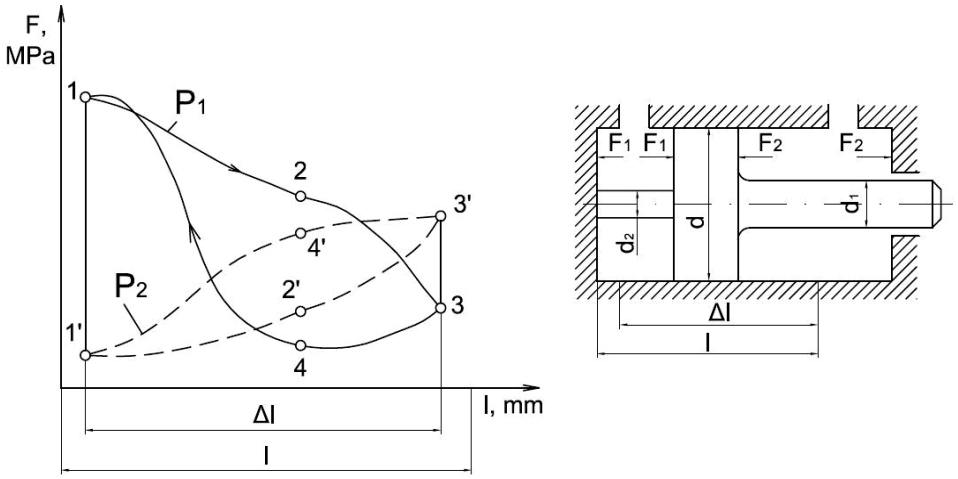
При използване на метода се приемат следните идеализации на работния процес:

- налягането на постъпващия към чука сгъстен въздух е постоянно;
- налягането на сгъстения въздух в двете камери на цилиндъра е постоянно и равно, на средното индикаторно налягане;
- не се отчитат силите на триене между движещите се части;
- не се отчита влиянието на режима на работа, масата на буталото и инструмента.

С тези приемания значително идеализираме работния процес. Това добре се вижда на фиг.3.2, където е показано действителното протичане на работните

процеси в координати налягане-път (P-1) и налягане и преместване-време (P,1-t). На фигурата с p_1, p_2 и p_3 е показано изменението на налягането съответно в задната и предната камери и пред въздухоразпределителното устройство; с Δl - действителният ход на буталото; с l - конструктивният ход на буталото; с $l_Б$ - кривата на движение на буталото; с $t_1, t_2, t_Ц$ - продължителността на работния и обратния ход и на цикъла; с d, d_1, d_2 - съответно диаметрите на цилиндъра, завъртащото стебло и опашката на буталото; с F_1 и F_2 съответно силите, действащи върху буталото в задната и предната камери на цилиндъра. При работен ход налягането се изменя по криви 1, 2, 3, а при обратен - по криви 1',2' ,3'. При обратния ход за p_1 това става по крива 3,4,1, а за p_2 - по 3', 4', l'.

В началото на работния ход налягането в задната камера p_1 е максимално. С придвижване на буталото напред налягането спада, тъй като освобождаващият се обем не може да се запълни, със сгъстен въздух. Налягането спада особено бързо към края на работния ход, когато се отваря изпускателният отвор и камерата се свързва с атмосферата. При обратния ход на буталото налягането в задната камера на цилиндъра е равно на атмосферното до затваряне на изпускателния отвор. При по-нататъшното преместване на буталото назад налягането бързо нараства. Към него се прибавя и налягането на постъпващия сгъстен въздух след преместване на въздухоразпределителя.



Фиг. 3.2. Работен процес на пробивен пневматичен чук

В началото на работния ход налягането в предната камера p_2 е равно на атмосферното и при движение на буталото не се изменя до затваряне на изпускателния отвор от предния ръб на буталото. След това, до крайно предно положение, налягането бързо нараства. Към налягането на така образувалата се въздушна възглавница се прибавя налягането на постъпващия сгъстен въздух след преместване на въздухоразпределителя. При обратен ход, с придвижване на бутналото назад, налягането спада. С отваряне на изпускателния отвор предната камера се свързва с атмосферата и налягането бързо се изравнява с атмосферното.

Налягането пред въздухоразпределителното устройство p_3 също има променлив характер. Това се дължи на непостоянния разход на сгъстен въздух в продължение на цикъла.

1.Енергия на удара. Енергията на удара може да се определи по известните формули за кинетична енергия, или че работата е равна на силата F_1 по преместването Δl.

$$A_У = \frac{m_Б v_Б^2}{2}, J; \qquad A_У = \Delta l.F_1, J, \tag{1.20}$$

където: $m_Б$ е масата на буталото, kg;

- $v_Б$ - предударната скорост на буталото, m/s.

Силата, която действа върху буталото при работен и обратен ход ще бъде съответно:

$$F_1 = p_1 \frac{\pi}{4}\left(d^2 - d_2^2\right), N; \tag{1.21}$$

$$F_2 = p_2 \frac{\pi}{4}\left(d^2 - d_2^2\right), N, \tag{1.22}$$

където p_1 е средното индикаторно налягане при работен ход, Pa;

- p_2 -средното индикаторно налягане при обратен ход, Pa;
- S_1 -площта на задната повърхност на буталото, m;
- S_2 -площја на предната повърхност на буталото, m;
- d - диаметърът на цилиндъра, m;
- d_1 - диаметърът на опашката на буталото, m;
- d_2 - диаметърът на хеликоидалния прът, m.

Средните индикаторни налягания могат да се изразят чрез налягането във въздухопровода p_B:

$$p_1 = c_1.p_B; c_1 = 0,5 \div 0,8, \qquad p_2 = c_2.p_B; c_2 = 0,25 \div 0,6. \tag{1.23}$$

където c_1 е коефициентът на запълване на задната камера;

- c_2 - коефициентът на запълване на предната камера.

Коефициентите на запълване зависят от типа на въздухоразпределителното устройство, конструкцията на машината, режима на работа и други фактори. За намаляване на разхода на сгъстен въздух при обратния ход се приемат по-малки стойности на .

2. Честота на ударите. При работен ход буталото се намира под действие на силата F_1. Приема се, че движението му е равноускорително с ускорение

$$a_1 = \frac{F_1}{m_Б}, m/s^2. \tag{1.24}$$

Изминатият път се определя от израза:

$$\Delta l = \frac{1}{2} a_1.t_1^2, m \tag{1.25}$$

Продължителността на работния ход ще бъде:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\Delta l}{a_1}} = \sqrt{\frac{2\Delta l.m_Б}{c_1.p_B.S_1}}, s. \quad (1.26)$$

Продължителността на обратния ход може да се определи по същия начин, но това няма да бъде много точно, тъй като върху него оказват влияние скоростта на отскока на буталото, режимът на работа и др. Обикновено продължителността на обратния ход t_2 се определя чрез продължителността на работния ход по израза:

$$t_2 = a.t_1, s \quad (1.27)$$

където a е коефициент, отчиташ нарастването на продължителността на обратния ход. Променя се в доста широки граници (от 1,1 до 1,5) като зависи от конструкцията и режима на работа. Най-често се приема 1,4.

Продължителността на цикъла ще бъде:

$$t = t_1 + t_2 = (1+\alpha)t_1 = (1+\alpha)\sqrt{\frac{2.\Delta l.m_Б}{c_1.p_B.S_1}}, s. \quad (1.28)$$

Честотата на ударите е:

$$n = \frac{1}{t_Ц} = \frac{1}{1+a}\sqrt{\frac{c_1.p_B.S_1}{2\Delta l.m_Б}}, s^{-1}. \quad (1.29)$$

3. Ударна мощност.

$$P = n.A_у = \frac{1}{1+a}\sqrt{\frac{c_1^3.p_B^3.S_1^3.\Delta l}{2m_Б}}, W. \quad (1.30)$$

От формулата за ударната мощност се вижда, че тя може да се увеличи чрез:

- увеличаване на честотата и енергията на удара;
- намаляване на дължината на хода и масата на буталото с цел увеличаване честотата на ударите;
- увеличаване степента на запълване на задната камера със сгъстен въздух;
- увеличаване на налягането на работния флуид;
- увеличаване диаметъра на цилиндъра.

Най-съществено влияние върху ударната мощност оказват показателите коефициент на запълване на задната камера, налягането на сгъстения въздух и активната площ на буталото, тъй като са на трета степен. На практика това означава нарастване диаметъра и масата на машината, т.е. използване на по-тежки машини и още нарастване на захранващото налягане. Нарастването на захранващото налягане при пневматичните пробивни машини е твърде ограничено при стационарните компресорни станции. Те работят с двустепенни бутални компресори с максимално работно налягане 0,8MPa и дълги захранващи тръбопроводи. До известна степен това може да се осъществи при машините, захранвани индивидуално с винтови компресори с високо налягане. Най-големи възможности в това отношение имат хидравличните пробивни машини,

работещи с многократно по-високо налягане.

4. Теоретичен разход на сгъстен въздух. Теоретичният разход на сгъстен въздух се определя по израза:

$$V_t = \left(S_1 + S_2\right)\Delta l.\mathrm{n}.\mathrm{k}.\eta_B\left(1+ p_B\right), m^3/s, \qquad (1.31)$$

където: $\mathrm{k} = 0,5 \div 0,7$ е коефициентът, отчитащ запълването на камерите на цилиндъра със сгъстен въздух;

- η_B -коефициентът, отчитащ загубите на сгъстен въздух.

Разходът на сгъстен въздух се привежда към атмосферното налягане.

5.Въртящ момент. Въртящият момент се определя по израза:

$$M_B = \frac{F_n.d_2}{2}, Nm. \qquad (1.32)$$

където F_n е периферната сила, действаща по средния диаметър на хеликоидалния прът d_2 /при заден механизъм за въртене/ и d_1 /при преден механизъм за въртене/, фиг. 3.8:

$$F_n = k_1.F_2 tg\left(\beta - \rho\right) = k_1.c_2.S_2.p_B tg\left(\beta - \rho\right), Nm, \qquad (1.33)$$

където: $k_1 = 0,5$ е коефициентът, отчитащ загубите от триене;

- β - наклонът на винтовата линия на механизма за въртене, градуси;

- $\rho = 8^o 30'$ - ъгълът на триене, съответстващ на коефициент на триене $\mu = 0,15.$

В такъв случай, въртящият момент ще се определи по израза:

$$M_B = k_1.F_2 tg\left(\beta - \rho\right) = k_1.c_2.S_2.p_B tg\left(\beta - \rho\right)\frac{d_2}{2}, Nm, \qquad (1.34)$$

6. Коефициент на полезно действие на удара. На пробивния инструмент не се предава пълната енергия на удара A_y. Част от тази енергия се губи и върху инструмента се предава енергия A_2. Коефициентът на полезно действие на удара се определя от отношението:

$$A_2 = \eta_y.A_y \qquad (1.35)$$

Загубата на енергия A_1 може да се определи по известната от теоретичната механика формула:

$$A_1 = \frac{1-k^2}{2}\frac{m_Б.m_И}{m_Б + m_И}\left(v_Б^2 - v_И^2\right), \qquad (1.35)$$

където: k е коефициентът на възстановяване при удара; $k = \frac{5}{9}$ при удар на стомана по стомана;

- $m_Б$ и $m_И$ - съответно масите на буталото и инструмента, N;

- $v_Б$ и $v_И$ - крайните стойности на скоростите на буталото и инструмента, m/s. Приемаме, че $v_И = 0$ след удара.

Тогава:

$$A_1 = \frac{1-k^2}{2}\frac{m_Б.m_И}{m_Б+m_И}v_Б^2;$$

$$A_2 = A_У - \mathrm{A}_1 = \frac{m_Б.v_Б^2}{2} - \frac{1-k^2}{2}\frac{m_Б.m_И}{m_Б+m_И}v_Б^2;$$

$$A_2 = \frac{m_Б.v_Б^2}{2}\left[1-\left(1-k^2\right)\frac{m_И}{m_Б+m_И}\right];$$

$$A_2 = A_У\left[1-0,7\frac{m_И}{m_Б+m_И}\right]. \qquad (1.37)$$

Както се вижда, к.п.д. на удара зависи от съотношението на масите на буталото и на инструмента.

Горните зависимости са изведени по правилата на **класическата механика.** Те са верни при удар на еластични тела и то само в частния случай, когато масите и сеченията на буталото и инструмента са равни или съизмерими. С нарастване на тази разлика, расте и допусканата грешка. С методите на класическата механика не може да се разкрие и физическият смисъл на протичащите при удара процеси.

Тези факти дълго време не са били обяснени теоретично. Много учени са работили по този въпрос, но едва в началото на 50-те години на миналия век американският учен **Фаерхорст** пръв дава научно обосновано решение.

Възникващите при удара явления са изяснени след прилагане на **вълновата механика.** Ударното взаимодействие има вълнов характер.

При удар на буталото по инструмента, в мястото на контакта мигновено възникват динамични напрежения на натиск, които в първия момент предизвикват деформация само на един елементарен слой в зоната на взаимодействие. След това деформацията се предава на следващите слоеве и се разпространява по-нататък с постоянна скорост. След като достигнат до края на буталото и инструмента натисковите вълни се отразяват като вълни на опън или натиск, в зависимост от това дали инструментът е със свободен край или се опира до абсолютно твърда преграда.

Амплитудата на напрежение във вълната е пропорционална на предударната скорост на буталото, акустичните свойства на телата и техните геометрични размери. При напълно свободен край, вълната се отразява и връща обратно като вълна на опън, което означава, че деформацията запазва своята посока. Работният край на инструмента се премества по посока на удара на разстояние равно на двойната деформация. Когато вълната на опън достигне до ударения край, отново се превръща във вълна на натиск и цикълът се повтаря, като загубата на енергия при циркулацията на вълната е минимална - 1 - 3%. на линеен метър.

При плътно опрян работен край в абсолютно твърдо тяло, натисковата вълна се отразява и връща към ударения край отново като натискова вълна, а деформацията на работния инструмент сменя посоката си. Инструментът отскача като абсолютно твърдото тяло. При реално разрушаване на

обработвания материал условията на работния край на инструмента се променят от напълно свободни (в началото на внедряване) до среща с абсолютно твърдо тяло (в края на внедряване). Тогава силата на съпротивление на внедряване става по-голяма от силата, с която се извършва внедряването. По такъв начин отразената от работния край вълна ще има две части, които ще следват една след друга в границата на дължината на ударната вълна. Първата ще бъде от напрежение на опън, а втората от напрежение на натиск. Поведението на работният инструмент ще зависи от това кой импулс ще преобладава. Ако преобладава натисковият, инструментът ще отскача.

Важно значение за разрушаването на скалата имат формата, продължителността и амплитудата на ударния импулс. Тези величини зависят от формата и вида на материала, от който са изработени буталото и пробивния инструмент, а също така от условията за разпространение на вълната по инструмента (от типа и броя на свръзките и преходите). Нарастването на продължителността на началния импулс при еднаква амплитуда (еднаква скорост на удара) води до увеличаване на обема на разрушения материал.

Формата на буталото, неговата дължина и сечение оказват съществено влияние върху формата на предавания импулс, а от тук и върху к.п.д. на удара, издръжливостта на инструмента й скоростта на пробиване.

При удар между буталото и бургията, които имат еднакво сечение, в бургията се образува импулс с близка до правоъгълната форма, който създава минимални напрежения. Това спомага за повишаване дълготрайността на инструмента и на к.п.д. на удара.

Коефициентът на полезно действие на удара нараства и при спазване изискването сечението на буталото по неговата дължина да бъде еднакво. Такава е конструкцията на повечето пробивни машини на шведската фирма "Atlas Copco". Постига се чрез изпразване главата на буталото. Това не е спазено при повечето руски чукове, при които в главата на буталото е съсредоточена почти половината от масата му. Тази неравномерност при разпределение на масата на буталото по дължината му довежда до пикови натоварвания и чупене на бургиите.

7. Производителност. Определянето на производителността на пробивните машини по аналитичен път чрез формули не може да бъде достоверно. Според организацията на работа и циклограмата на работните процеси се предвижда пробиването да става за един до два часа от смяната. Само при добивни работи и масови взривявания пробиването може да се извършва през цялата смяна. При определяне производителността на пробивните машини и техния брой, е необходимо да се знае скоростта на пробиване, продължителността на подготвително-заключителните операции, спомагателното време и времето за почивка. По тези данни лесно може да се определи производителността и необходимия брой машини за участъка, рудника и т.н. По-добре е обаче тези неща да бъдат определени експериментално.

8. Коефициент на полезно действие на пневматичните и хидравлични пробивни машини. Най-нисък е к.п.д. на пневматичните пробивни машини. Твърде големи са загубите за производство и доставка на пневматичната енергия до работното място. Това беше изяснено още в уводната част. Малък е също така

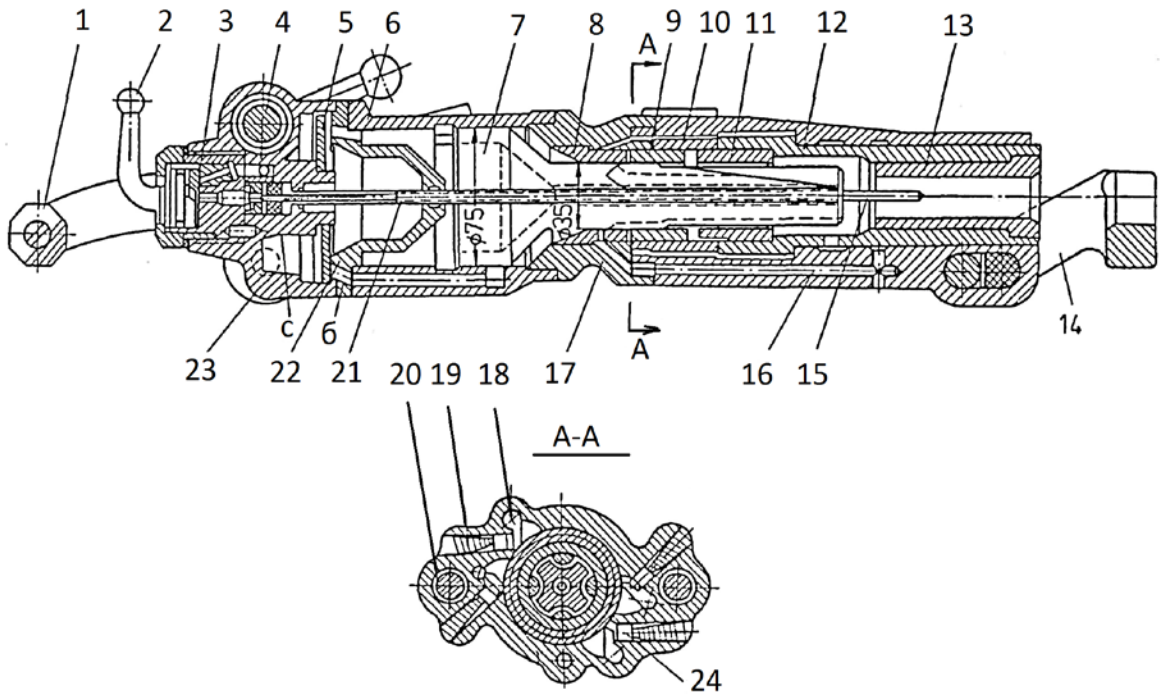
и к.п.д. на пробивните машини. В пневматичните чукове се използва не повече от 10-16% от доведената до тях енергия.

При хидравличните пробивни машини к.п.д. е много по-висок. Това се дължи на непосредственото разположение на хидравличната станция до пробивната машина и по-малките загуби при преобразуване на енергията. Редица фирми, производители на хидравлични пробивни машини посочват к.п.д до 0,6. На практика такъв к.п.д. е невъзможно да бъде постигнат. Максималният к.п.д. при хидравличните пробивни чукове може да се приеме 0,45-0,5, което е много добро постижение.

3.4. КОНСТРУКЦИЯ НА ПНЕВМАТИЧНИТЕ ПРОБИВНИ ЧУКОВЕ

Пневматичните пробивни чукове се състоят от следните основни възли:

а/ пусково устройство; б/ ударен механизъм; в/ въздухоразпределително устройство; г/ устройство за завъртане на бургията; д/ устройство за отстраняване на ситнежа; е/ устройство за мазане; ж/ устройства за намаляване на вибрациите и шума.



Фиг. 3.3. Пробивен чук ПЧ75

На фиг. 3.3 е показана конструкцията на пробивния чук ПЧ-75, произвеждан дълги години у нас по образец на чука BBD-41 на "Atlas Copco" Трябва да се отбележи, че това е една от най - съвършените, а може да се каже и съвременни конструкции на пневматичен пробивен чук.

Състои се от следните възли:

- заден капак 23, включващ в себе си пусково устройство 4, промивно устройство с централно подаване на водата с ръкохватка 1, кран 3 и тръбички 15 и 21;

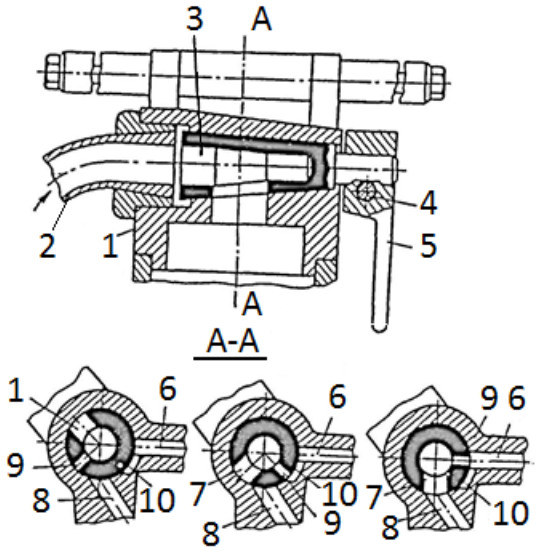
- въздухоразпределително устройство, състоящо се от тяло 22 и плосък люлеещ се клапан 5;
- цилиндър 6 с движещо се в него бутало;
- междинно тяло17 с направляваща втулка 8;
- предно тяло 16, включващо бургиедържател 14, въртяща се втулка 12 с набита патронна втулка 13 и навита на резба втулка 11 с прави канали 13;
- храповият механизъм за въртене на бургията е поставен в предното тяло и се състои от храпова втулка 9 с наклонени шлици, палци 18, избутвачи 24 и пружинки 19.

Всички възли са съединени с два свързващи болта 20 и гайки.

Сгъстеният въздух постъпва от пусковото устройство 4 към въздухоразпределителното устройство. То разпределя въздуха последователно в двете камери на цилиндъра, при което буталото 7 извършва възвратно-постъпателно движение в цилиндъра 6. При движението си напред, то нанася удар върху бургията, поставена в патронника 12. При обратния ход буталото чрез шлицовите втулки 11 и 9 завърта патронника 12 и поставената в него бургия. Ситнежът се отделя от взривната дупка чрез вода, подавана чрез кран 2 и две, поставени една в друга тръбички 15 и 21.

а) Пусково устройство. Пусковото устройство служи за пускане и спиране на чука. Изработва се като кран с няколко позиции. На фиг. 3.4 е показано принципното устройство на най-често използвания кран с конусна втулка. Състои се от тяло 1, накрайник 2, конусна втулка 3, ръчка 5, щифт 4 и канали 6-10. Монтира се към задния капак на чука. Сгъстеният въздух по накрайник 2 постъпва в кухината на конусната втулка 3. Чрез ръчката 5 втулката може да се завърти и да заеме положения I , II и III, показани в разрез. В позиция I ръчката е в крайно задно положение. Всички канали на втулката са затворени и чукът не работи. При положение II отворът 7 е частично свързан с канала 8 и към машината постъпва малко количество сгъстен въздух.

Тя работи с намален брой удари, обороти и енергия на удара. Това положение се използва при започване на нова взривна дупка за по-лесно направляване на бургията. Сгъстеният въздух постъпва още по отвор 9, канали 10 и 6 за продухване на взривната дупка. При положение III отворите 7 и 9 напълно съвпадат с каналите 8 и 6 и към чука се подава нормално количество сгъстен въздух.



В някои случаи се използват по-сложни пускови устройства с повече работни положения, които дават възможност за усилено продухване на взривната дупка, за продухване на чука след свършване на работа, за захранване на поддържащата стойка и др.

Фиг. 3.4. Пусково устройство

Пусковият кран може да бъде и с цилиндрична втулка. Такава конструкция е по-технологична. За уплътняване на крана се използват гумени "О" пръстени, монтирани в двата края на втулката.

Най-важните изисквания към пусковите устройства са да не допускат загуби на сгъстен въздух и да имат достатъчна пропускателна способност.

б) Ударен механизъм. Ударният механизъм се състои от цилиндър и движещо се в него бутало - ударник. Под действие на сгъстения въздух буталото извършва възвратно - постъпателно движение. При движението си напред то нанася удар върху опашката на бургията. Голямо влияние върху работата на чука оказва конструкцията на буталото и цилиндъра. За по-добро предаване на енергията на удара буталото трябва да бъде по-дълго и по възможност - с постоянно сечение по цялата си дължина. Отворите върху цилиндъра трябва да бъдат разположени така,че да осигуряват максимални енергия на удара, въртящ момент и к.п.д. на чука.

Изискванията към ударния механизъм, по-конкретно към конструкцията на буталото, са изяснени при разглеждане на въпроса за к.п.д. на удара.

в) Въздухоразпределително устройство.

Въздухоразпределителното устройство служи за разпределяне на сгъстения въздух към двете камери на цилиндъра. То може да бъде със саморазпределение, клапанно, шибърно и комбинирано.

Отличителен белег на всички видове устройства е начинът на преместване на разпределителния орган. При саморазпределение сгъстеният въздух се разпределя от движещото се в цилиндъра бутало. При клапанното въздухоразпределение клапанът се премества под действие на въздуха, сгъстен от буталото в края на работния или обратния ход. При шибърното въздухоразпределение шибърът се премества под действието на пресен сгъстен въздух, който постъпва от тръбопровода. При комбинираното въздухоразпределение разпределителят в края на работния ход се премества като шибър от пресен въздух, а в края на обратния - като клапан от сгъстилия се зад буталото въздух.

Саморазпределение чрез буталото. Такова въздухоразпределително устройство е показано на фиг. 3.5. Буталото 1 завършва в задната си част със стебло 2 по повърхността, на което са нарязани каналите 4 и 5. В началото на работния ход имаме период на захранване на задната камера. По каналите 3 и 4 сгъстеният въздух постъпва в задната камера, при което буталото се придвижва напред.

Налягането в задната камера нараства и при предвижване на буталото се затваря захранващият канал 4 и следва период на разширение на сгъстения въздух. Следва отваряне на изпускателният отвор 7 и период на изпускане, поради което налягането p_1 бързо спада до атмосферното (малко след нанасяне на удара).

Изменението на налягането в предната камера p_2 при работен ход протича по следния начин. Отначало, тъй като предната камера е свързана с атмосферата, имаме период на изпускане. До неговото затваряне налягането е равно на атмосферното или малко по- високо. След затваряне на изпускателния отвор следва период на сгъстяваме и отваряне на захранващият отвор 5, по който

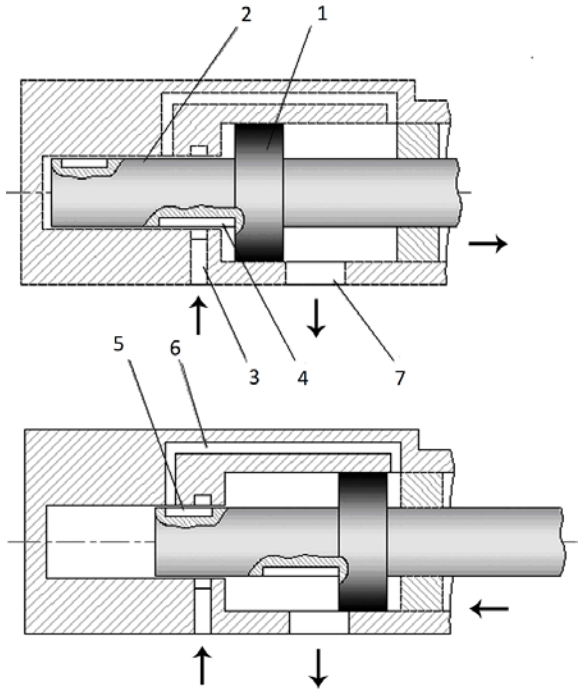
сгъстеният въздух постъпва в предната камера и налягането в нея бързо нараства и се нанася удар с което завършва работният ход.

При обратен ход за предната камера имаме период на захранване. Сгъстеният въздух към нея постъпва по канал 5 след което, захранващият канал 5 се затваря и следва период на разширение. В края на обратния ход, след отваряне на изпускателния отвор 7 имаме период на изпускане и налягането p_2 бързо спада до атмосферното.

След това цикълът се повтаря.

Съществуват различни конструкции разпределителни устройства със саморазпределение. Освен показаното, то може да се осъществи и чрез канали, пробити в цилиндъра и канали, прорязани в буталото или чрез централна разпределителна тръба, преминаваща по оста на чука, респективно буталото и канали в него.

Главният недостатък на въздухоразпределителните устройства със саморазпределение е създаването на въздушна възглавница в предната камера в края на работния ход. Това намалява предударната скорост на буталото и е причина дълги години то да се използва само от финландската фирма "Tampela" само за бързоударни късоходови машини. Този недостатък е отстранен чрез добавяне на допълнителен мъртъв обем към предната камера.



Фиг.3.5.Саморазпределение чрез бутало

Въздухоразпределителното устройство със саморазпределение е изключително просто по конструкция, работи сигурно и осигурява висок к.п.д. на пробивната машина.

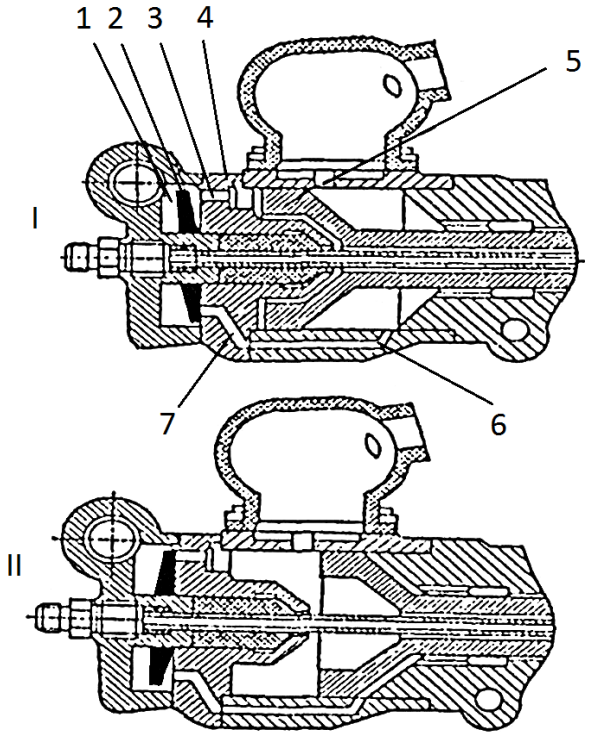
Високият к.п.д. се дължи на по-пълното използване на енергията на сгъстения въздух. Изпускателният отвор се отваря след като въздухът в работните камери се е разширил и е отдал по-голяма част от енергията си (имаме отсечка на сгъстения въздух). Стремежът за максимално използване енергията на сгъстения въздух обаче може да доведе до намаляване на импулса върху буталото, а от тук и на енергията на удара. Това може да се компенсира чрез по-добро запълване на работните камери със сгъстен въздух чрез широко отворени захранващи канали или чрез допълнителни "мъртви" обеми. Въздухоразпределителните устройства със саморазпределение намират все по-голямо приложение, включително и за бавноударни машини с голям ход на буталото.

Клапанно въздухоразпределение.

Клапанното въздухоразпределение в зависимост от конструкцията си бива със сферичен, плосък, пръстеновиден, плосък люлеещ се или друг вид клапан.

След затварянето му в задната камера се създава въздушен буфер. Налягането от буфера се предава и върху клапана отдясно като го подготвя за преместване. Това става, когато предният ръб на буталото отвори изпускателния отвор. Тогава налягането в предната камера и върху клапана отляво спада и той се премества.

Показаното на фиг.3.6 въздухоразпределително устройство е разработено от шведската фирма "Atlas Copco". Използва се и в чук ПЧ-75. В настоящия момент то няма конкурент поради това, че клапанът при работа не се мести целият, както всички други, а се подпира върху опорна повърхност и се люлее. За преместването му се изисква много малка сила. Освен това при преместването му и на малък ъгъл отваря широк захранващ отвор и нямаме дроселиране на въздуха.



Фиг. 3.6. Клапанно въздухоразпределително устройство

Предимствата на клапанните въздухоразпределителни устройства са тяхното просто устройство, малка чувствителност към замърсяване и сигурността при работа.

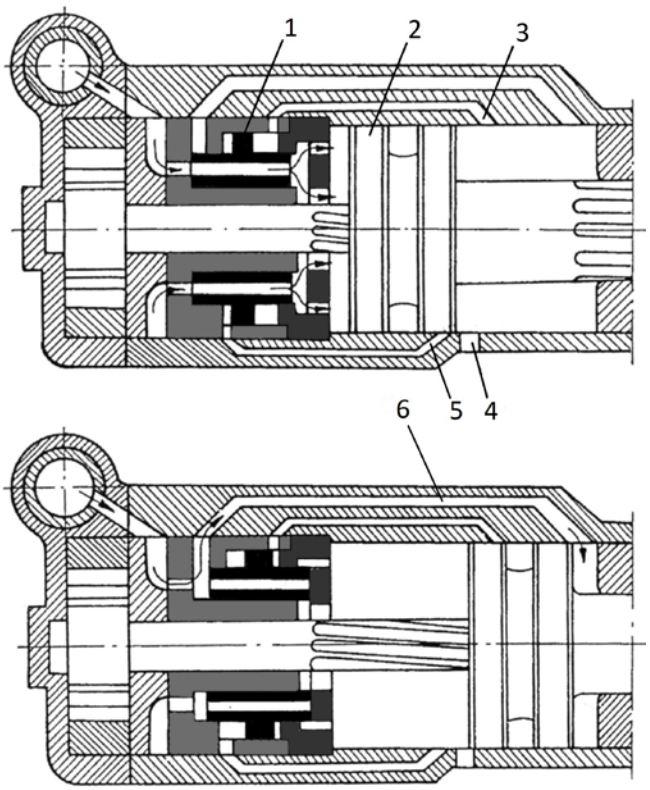
Най-големият им недостатък е създаването на въздушен буфер пред буталото в края на работния ход. Въздушният буфер намалява предударната скорост на буталото и енергията на удара. Освен това те имат и по-голям относителен разход на сгъстен въздух, тъй като в края на работния и на обратен ход най-напред се отваря изпускателният отвор, а след това се премества клапанът (нямат отсечка на въздуха). За известна част от цикъла имаме директна връзка между захранването и атмосферата, при което изтича значително количество неоползотворена енергия.

Най-прост по конструкция е сферичният клапан. Той обаче има малка площ на допиране, тежък е, поради което леглото, в което ляга сачмата бързо се разбива и пропуските на въздух се увеличават.

Пръстеновидният клапан има малък ход, по-малка инертност и по-бързо се премества. По-голямата допирна площ осигурява по-бавно износване. От друга страна той създава значително дроселиране на въздуха, особено при захранване на предната камера.

Шибърно въздухоразпределение.

Шибърно въздухоразпределително устройство с въздушен буфер е показано на фиг.3.7.



Фиг.3.7. Шибърно въздухоразпределително устройство

В сравнение с клапанното, шибърното въздухоразпределение има по-малък относителен разход на сгъстен въздух, тъй като първо се прекратява подаването на сгъстен въздух към работната камера, а след това се отваря изпускателният отвор.

В конструктивно отношение шибърното въздухоразпределение е по-сложно и е чувствително към замърсяване. Използва се главно при високопроизводителните тежки пробивни машини, при които разходваните повече средства за изработване на. чука бързо ще се възстановят от по-икономичното разходване на въздуха и по-високия к.п.д.

Комбинирано въздухоразпределение. Комбинираното въздухоразпределение заема средно положение между клапанните и шибърните, като обединява положителните им страни.

г) Механизъм за въртене на бургията. В пробивните чукове се използват два начина на въртене на бургията.

1. Независимо. Бургията се върти чрез отделен двигател за въртене. Обикновено въртенето е непрекъснато и не е свързано с движението на буталото. Поради това тези машини е по-правилно да бъдат отнесени към

групата на пробивните машини с ударно-въртеливо действие, които са разгледани в друга глава.

Наличието на отделен двигател за въртене подобрява възможностите на машината, увеличава нейната енерговъоръженост и скорост на пробиване. Заедно с това се усложнява конструкцията и нараства масата на машината. Независимото въртене се използва много рядко при ръчните пробивни машини То е задължително за колонковите пробивни машини. Вече не е допустимо да се произвеждат колонкови пробивни машини със зависимо въртене, какъвто е случаят с колонковите чукове КС-50, BBD-120 (бизон) и др.

2. Зависимо. Този начин на завъртане е наречен зависим, тъй като зависи от движението на буталото. Прилага се при почти всички ръчни пробивни чукове. При своето движение буталото завърта бургията чрез специален храпов механизъм. Винаги това става при обратен ход на буталото. Работният ход трябва да бъде освободен от всякакви други функции, за да може цялата енергия да се насочи към увеличаване на предударната скорост на буталото и ударната мощност.

Зависимото въртене бива два типа - с преден и със заден механизъм за въртене.

- С преден механизъм за въртене (Фиг.3.8а). Механизмът се състои от храпова втулка 1, палци 4, бутала 3, пружинки 2, бутало 5, храпова втулка 8 и патронна втулка 9. В патронника се поставя бургията 10. На опашката на буталото са нарязани два вида канали - хеликоидални 6 и прави 7. Хеликоидалните канали влизат в издатъците на храповата втулка, а правите канали в издатъците на патронната втулка.

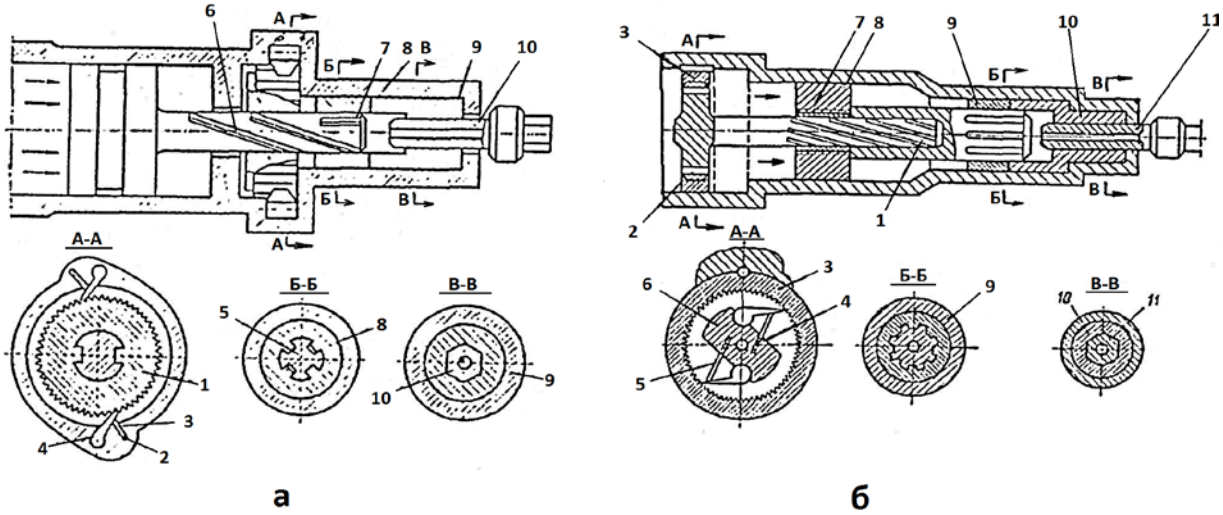
При работен ход буталото се движи праволинейно, а се завърта храповата втулка 8 (по часовниковата стрелка). При обратен ход буталото, чрез хеликоидалните канали се стреми да завърти храповата втулка по часовниковата стрелка. Това не може да стане, тъй като пречат палците. Буталото е принудено да се завърти заедно със свързаните с него патронник 9 и бургия 10.

- Със заден механизъм за въртене (Фиг.3.8б). Механизмът се състои от завъртащо стебло 1, в главата 6, на което са монтирани палци 2, бутала 5 и пружинки 4. Главата на завъртащото стебло се поставя вътре в храпово колело 3, към зъбите на което се притискат палците 2. Храповото колело е фиксирано в цилиндъра чрез щифт. В главата на буталото 8 е навита на резба хеликоидална гайка 7, в която влизат хеликоидалните канали на завъртащото стебло. На опашката на буталото са нарязани прави шлици, които влизат в правите канали на завъртащата втулка 9, съединена с патронната втулка 10, в която се монтира бургията 11.

При работен ход, както и при предния механизъм, буталото се движи праволинейно напред, а се върти стеблото 1, заедно с палците 2 (обратно на часовниковата стрелка). При обратен ход буталото се стреми да завърти завъртащото стебло по часовниковата стрелка. На това пречат палците 2, които излизат и се захващат в храповото колело 3. Тъй като завъртащото стебло остава неподвижно, се завърта буталото с патронника и поставената в него бургия.

Задният механизъм за въртене се прилага при по-старите конструкции пробивни машини. За съжаление у нас до скоро се използваха предимно

пробивни чукове с такъв механизъм за въртене. При оценка на качествата на двата вида механизми за въртене предпочитание трябва да се даде на предния механизъм за въртене. При задния механизъм конструкцията на машината се усложнява, намалява полезната площ на буталото, нараства броят на детайлите, масата и цената на машината.



Фиг.3.8. Механизми за завъртане на бургията

За ръчните пробивни машини всичко тава е от голяма важност. Освен това бутаното не може да се оформи според енергетичните изисквания за по-голяма дължина и постоянство на сечението по неговата дължина. В главата на буталото се съсредоточава голяма маса, което е причина за по-често чупене на бургията. Завърта се бургията, която се намира в предната част на чука. Никаква логика няма в това да се върти с механизъм, който е разположен по цялата дължина на чука и най-вече в задната му част.

Всички тези недостатъци липсват при предния механизъм за въртене. Той позволява да се опрости конструкцията и чувствително да се олекоти машината.

д) Устройство за отстраняване на ситнежа. При работа на чука във взривната дупка се образува ситнеж, който затруднява по-нататъшното пробиване. Ситнежът се изнася от взривната дупка по следните начини.

1. Чрез продухване със сгъстен въздух. Продухването може да бъде нормално и усилено. При нормалното продухване по оста на бургията непрекъснато се подава сгъстен въздух. При усиленото продухване се затваря изпускателният отвор. Чукът спира да работи, а сгъстеният въздух по канала на бургията отива до дъното на взривната дупка.

При използване на сгъстен въздух за почистване на взривната дупка силно се замърсява рудничната атмосфера, поради което е забранен за използване.

2. Чрез промиване с вода. По принцип той се осъществява по същия начин, само че вместо въздух се подава вода с определено налягане и количество. По правилника за техническа безопасност, използването на този метод е задължително.

е) Устройство за мазане. Както всички машини, така и пробивните чукове се нуждаят от мазане. Тази нужда се засилва поради тежкия режим на работа, големите съпротивления от триене в ударния и механизма за въртене и

периодичното нанасяне на удари. Нормално смазания чук работи с голям ход на буталото, има голяма енергия на удара, максимална скорост на пробиване и намалено износване на детайлите. Установено е, че недобре смазания чук има с 40-50% по малка скорост на пробиване.

Тъй като пневматичните пробивни чукове работят със сгъстен въздух, който се изхвърля в атмосферата, проблемът с мазането не може да се реши много сполучливо.

Единствен начин за мазане е маслото да се подава заедно със сгъстения въздух и след като премине през детайлите на машината да се изхвърли в атмосферата. При такъв начин на мазане маслените аерозоли замърсяват допълнително рудничната атмосфера. Доказано е, че тези маслени аерозоли са карцерогенни. Това налага чукът да се оставя да работи при по-икономично мазане. Мазането на пробивните чукове се извършва чрез автоматични масльонки, които биват висящи и магистрални.

ж) Устройства за намаляване на вибрациите и шума. При работа пробивните чукове създават вибрации и шум значително превишаващи санитарно хигиенните норми. Това се отразява зле върху здравето на работниците. От вибрациите те заболяват от професионалната болест виброза, при която се нарушават двигателните функции на ръцете до достигане на инвалидност. Около 70% от нашите миньори, работили по-продължително време с ръчни пробивни чукове са болни от виброза в различна степен.

Самият принцип на работа на пробивните машини е свързан с наличие на вибрации. Ако амплитудата на вибрациите намалее до някаква минимална стойност, чукът спира да работи, тъй като съпротивленията за завъртане на бургията стават много големи. В този смисъл борбата с вибрациите не може да бъде насочена към тяхното пълно отстраняване, а по скоро към намаляване на вредното им въздействие. Вибрациите се предизвикват от:

- периодичното изменение на налягането на сгъстения въздух в двете камери на цилиндъра;
- ударното взаимодействие между буталото, бургията и корпуса на чука.

Колебателните движения на чука могат да се разделят на:

- високочестотни трептения;
- трептения с честота, равна на честотата на ударите;
- трептения с малка честота.

Високочестотните трептения са резултат главно на ударното взаимодействие между буталото, бургията и корпуса. Втората група трептения се предизвиква от периодичното изменение на налягането на сгъстения въздух в работните камери на чука. За всеки цикъл сгъстеният въздух се подава последователно в двете камери, При това той действа едновременно върху буталото и корпуса на машината, които се движат противоположно. При работен ход буталото се движи напред, а корпусът - назад. При обратен ход става обратното. Големината на хода на корпуса (амплитудата на вибрациите) зависи от съотношението между масите на буталото и пробивния чук. Например ако масата на чука е 10 пъти по-голяма от масата на буталото, то преместването на чука назад ще бъде 10 пъти по-малко от хода на буталото.

Трептенията с малка честота са предизвикани от взаимодействието на

вътрешните и външни сили в системата, която включва подаващия механизъм, чука, бургията и скалата Тези трептения имат голяма амплитуда, а периодът им, в зависимост от силата на притискане на чука към забоя.

Мерките за намаляване на вредното влияние на вибрациите могат да се систематизират в следните няколко точки:

- Работа на машината в оптимален режим. При оптимален режим машината е притисната към забоя със сила, осигуряваща максимална скорост на пробиване, а амплитудата на вибрациите е минимална. По-пълното изясняване на оптималния режим ще бъде направено по-късно.

- Използване на пробивни чукове с голям въртящ момент. Те работят устойчиво при изменение на основния натиск в по-широки граници. Работникът по-рядко се намесва при работа поради което се намалява времетраенето на контакта с машината.

- Използване на пробивни чукове с двойнодействаща стойка и с управление на стойката от чука. Този начин на управление създава по-големи удобства при работа. Машината се управлява с една ръка, което също намалява контакта с нея. При работа работникът може да сменя ръцете си, с което да дава възможност за почивка на едната ръка. Установено е, че ако се осигурява такава почивка, опасността от заболяване намалява.

- Използване на пружини, които поемат обратния удар на инструмента върху корпуса (къртачен чук RRD-36 на "Atlas Copco") или притискат непрекъснато пробивния инструмент към корпуса. Така се отстранява втората причина за възникваме на вибрации - ударното взаимодействие между инструмента и корпуса на чука.

При конструкцията на "Atlas Copco" зад шилото се поставя цилиндрична пружина която поема обратните удари на шилото върху корпуса. При къртачен чук ЧК-9ВШ създаден в лаборатория по пробивна техника към МГУ ”Св. Иван Рилски”, пружина се поставя пред шилото като се придържа непрекъснато в контакт с корпуса на чука. Това позволява чукът да работи с много по-малък осов натиск. Тези две конструкции бележат голям напредък в усилията за намаляване на вредното въздействие на вибрациите. Те са първите машини с вибрации под с.х.н. Единственият проблем при тях остава проблемът с издръжливостта на пружините.

- Използване на виброгасящи ръкохватки. Чрез тях, създаваните от чука вибрации се намаляват чрез амортизиращи елементи - пружини, гумени и пластмасови елементи сгъстен въздух и др. Този начин за намаляване на вредното влияние на вибрациите се използва най-често.

- Отделяне на работника от вибриращата машина. Намаляването на вибрациите до с.х.н. е трудноизпълнима задача. Най-сигурния начин за защита на работника от вибрациите е неговото отделяне от машината. Това значи да се преминава към използване на тежки високопроизводителни машини, монтирани на колонки, пробивни карети и добивни сонди.

Шумът, създаван от пробивната машина довежда до увреждане на слуховия апарат на човека в различна степен до достигане на пълна глухота.

Тук също трябва да се отбележи че самият принцип на действие на пробивните чукове е свързан с наличието на шум. Понякога шумът достига до

120 dB. Източниците на шум са два:

1. От изтичащия от изпускателния отвор отработен въздух (аеродинамичен шум). Спектърът му е главно нискочестотен. Зависи от налягането на изтичащия въздух и формата на отвора. Отворът не трябва да има остри ръбове;

2. От ударното взаимодействие между буталото, бургията и скалата. Спектърът е високочестотен и се понася по трудно.

Борбата с аеродинамичния шум се води чрез използване на шумозаглушители, монтирани на изпускателния отвор. Отработеният въздух преди излизане в атмосферата преминава през камерата на шумозаглушителя и намалява налягането си. Колкото по-малко е налягането на излизащия в атмосферата отработен въздух, толкова по-добър е заглушаващият ефект. При използване на шумозаглушител скоростта на пробиване намалява с около 5-6%, вследствие на по-трудното освобождаване на работните камери от отработения въздух.

Борбата с шума от ударното взаимодействие се води по-трудно. Шумът значително намалява при работа на машината в оптимален режим, когато чукът и бургията са притиснати към забоя. Енергията на удара се предава по-пълно към скалата и по-малка част от нея се излъчва като звукова енергия. В такъв режим бургията не "звъни".

Освен това за предпазване от шума трябва да се използват и лични предпазни средства - антифони.

Независимо от мерките, които се вземат за намаляване на шума, трябва да се отбележи, че нивото му почти за всички ударни пробивни машини надхвърля с.х.н.

Проблемът с намаляване на вредното въздействие на вибрациите и шума върху човешкия организъм е много сериозен. Въпреки многобройните разработки в тази насока, той не е решен задоволително.

3.5. УСТРОЙСТВА ЗА ПОДДЪРЖАНЕ И ПОДАВАНЕ

При работа пробивните чукове работят съвместно с устройства за поддържане и подаване. Тук са разгледани само устройствата за поддържане и подаване при ръчните и телескопните пробивни чукове. Както вече се изясни, колонковите пробивни машини ще бъдат отнесени към пробивните машини с ударно - въртеливо действие, където ще бъдат разгледани и съответните устройства за поддържане и подаване.

3.5.1. За ръчните пробивни чукове се използват пневматични поддържащи стойки. Те представляват пневматични цилиндри и изпълняват две функции - поемат теглото на чука и създават силата на подаване. При работа стойката се разполага под наклон.

Поддържащите стойки биват няколко вида.

а). Еднодействащи и двойнодействащи. При еднодействащите стойки сгъстен въздух се подава само в едната камера - долната. Стойката се прибира ръчно. При стойките с двойно действие сгъстеният въздух се подава и към двете камери, при което и прибирането на стойката се извършва със сгъстен въздух. С двойнодействащите стойки работата на миньора се облекчава.

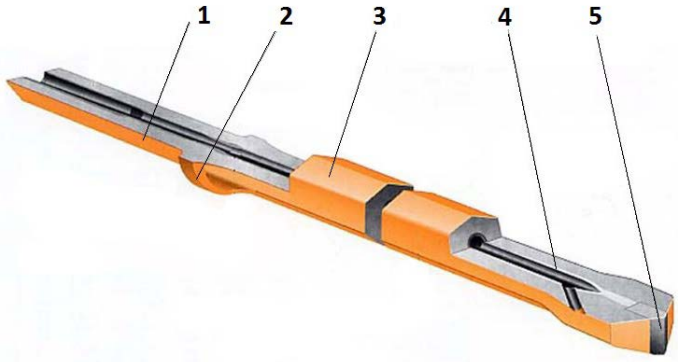
б) С местно управление и с управление от чука. При местно управление стойката се управлява чрез редуцир-вентил или дросел. При управление от чука всички ръчки за управление са разположени на задния капак на машината. Това усложнява конструкцията, но облекчава нейното управление. Работникът управлява машината с една ръка, с което се намалява опасността от заболяване от виброза.

в) С неподвижен цилиндър и с подвижен цилиндър.

3.5.2. За телескопните пробивни чукове Телескопната поддържаща стойка е монтирана по оста на чука и представлява едно цяло с него. Стойката се използва за поемане теглото на машината и за създаване на осовия натиск. Някои телескопни чукове имат дроселно устройство за регулиране на - налягането в работната камера, а други само бутон за свързване с атмосферата.

3.6. ПРОБИВНИ ИНСТРУМЕНТИ

1. Видове бургии. Бургиите биват **моноблок** (Фиг.3.9), **със сменяеми корони** (Фиг.3.10) и **съставни** (Фиг.3.11). Бургията моноблок представлява стоманен прът 3, на единия край, на който е изкована опашката 1 с пръстен 2, а на другия – главата с твърдосплавна пластина 5. По оста на бургията има канал 4 за подаване на вода. Най-често се използват бургии моноблок, тъй като при тях предаването на енергията на удара е най-добро.

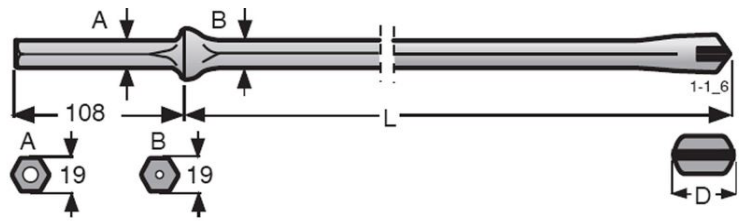


Фиг.3.9. Елементи на бургия тип моноблок

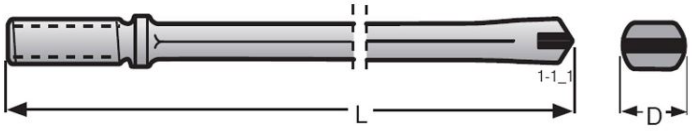
Накрайниците на този тип бургии най-често са шестостенни или резбови (Фиг. 3.11).

При бургии със сменяеми корони накрая вместо глава се нарязва резба или се прави конус за свързване с короната.

При пробиване на дълбоки взривни дупки се използват съставни бургии, които се състоят от няколко щанги, свързани с муфи.



а - шестостенен накрайник

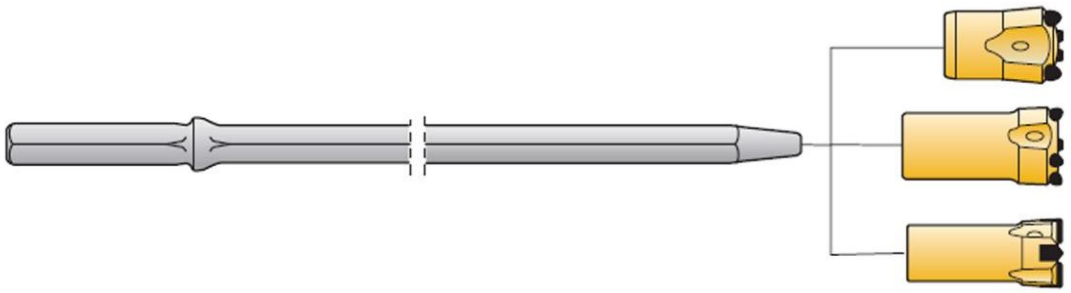


б - резбови накрайник

Фиг.3.10. Видове накрайници на бургии тип моноблок

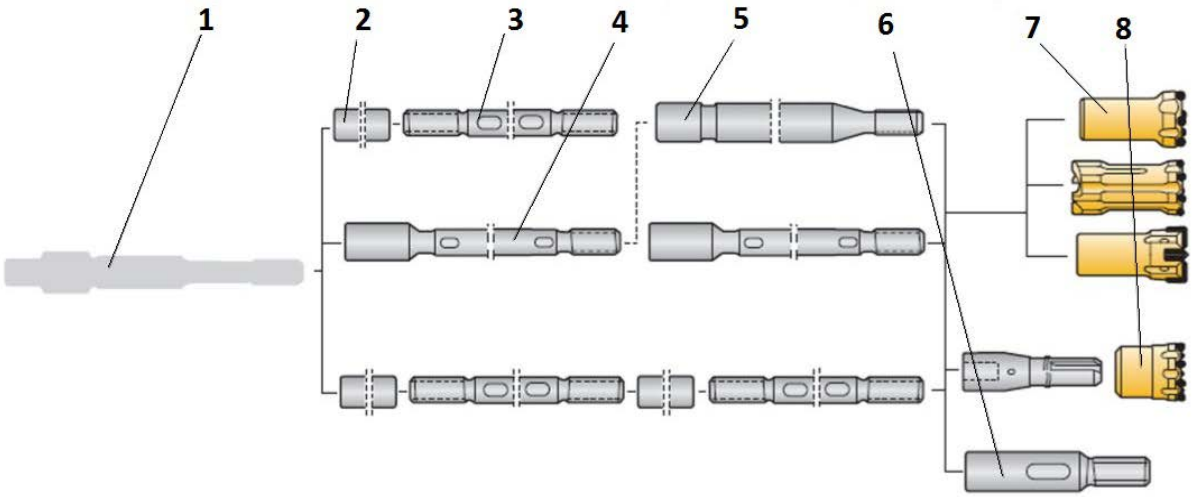
У нас бургии се произвеждат от завод "Монег-юг" -гр. Кърджали по лиценз на финландската фирма "Kometa".

Бургиите са с добро качество и задоволяват нашите нужди. Изнасят се и в други страни.

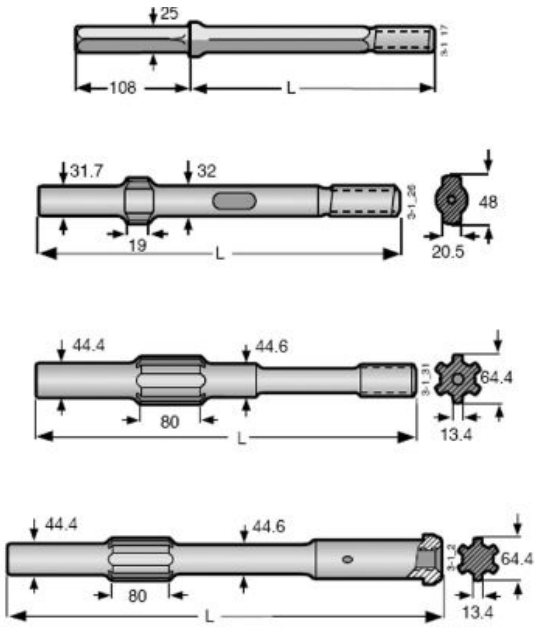


Фиг.3.11. Бургия със сменяема коронка с конус

На фиг.3.12 са показани основните елементи на съставни бургии, а на фиг.3.13 са показани различни конструкции на адаптери.



Фиг.3.12. Съставни бургии
1 – основен адаптер; 2 – нипел; 3 – удължителен прът; 4 – комбиниран прът; 5 – водеща тръба; 6 – пилотен адаптер; 7 – коронки;
8 – разширител



За постигане на висока производителност и дълготрайност е необходимо бургията да се експлоатира правилно. По важните изисквания са бургията на не се удря, да не се използва като лост, да не се запушва централният канал. Короните трябва своевременно да се заточват Затъпената корона не може да осигури голяма скорост но пробиване. При заточване формата на короната се контролира по шаблон. Заточената корона не трябва да има остри ръбове. Режещият ръб трябва да бъде с широчина 0,3-0,5mm.

Фиг. 3.13 Видове адаптери

Прекаленото изостряне на короната води до излишно изхабяване на твърдата сплав, без да е последвано от увеличение на скоростта на пробиване, напротив много острата корона затруднява въртенето на бургията и работата на чука. Върху заточената част на короната не трябва да има драскотини, тъй като в тези места се създава концентрация на напрежение, което води до счупване на пластините от твърда сплав.

4. КЪРТАЧНИ ЧУКОВЕ

4.1. ПРИНЦИП НА ДЕЙСТВИЕ. ПРЕДНАЗНАЧЕНИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ НА КЪРТАЧНИТЕ ЧУКОВЕ

1. Принцип на действие. Къртачните чукове се използват за разкъртване на скали и други материали. Това се осъществява чрез нанасяне на удари от буталото върху работния инструмент. Инструментът навлиза в скалния блок и го разкъртва. Къртачните чукове имат същите основни механизми, както пробивните без механизма за въртене.

2. Предназначение. Намират приложение в минното дело, строителството, металургията и машиностроенето.

В минното дело се използват за:

- добив на въглища от стръмни и полегати пластове, в които е затруднено използването на по-тежка механизация и взривни работи;
- прокарване на галерии, комини и кладенци;
- в кариерите за добив на скални материали, за оформяне на скални блокове, разцепване и др.;
- за спомагателни работи при крепене и др. операции.
- тежките къртачни чукове (бутобои) за разбиване на негабарити, прокарване на галерии и тунели, на приемните скари на обогатителните фабрики и бункери.

В строителството.

- за разбиване на бетонни, асфалтни и др. настилки;
- за разбиване на бетон, железобетон, тухлени и др. стени;
- бутобои за прокарване на канали, разрушаване на сгради и др.

В металургията и машиностроенето.

- за почистване на отливки от леярска пръст; за изсичане на части от леярски изделия; за нитоване; за отстраняване на облицовка на леярски кофи и пещи с ръчни чукове или бутобои.

3. Класификация. Къртачните чукове се класифицират според:

- масата си на леки (до 7kg.), средни (от 7 до 10kg.) и тежки - над 10 kg);
- предназначението си на къртачни чукове (до 13 kg.), бетоноломи (от 13 до 35kg.) - за работа в твърди скали и бутобои (от 30 до 2000kg.);
- енергията за задвижване - пневматични, електрически, хидравлични и с двигатели с вътрешно горене;
- начина на пускане - с автоматично и принудително пускане;

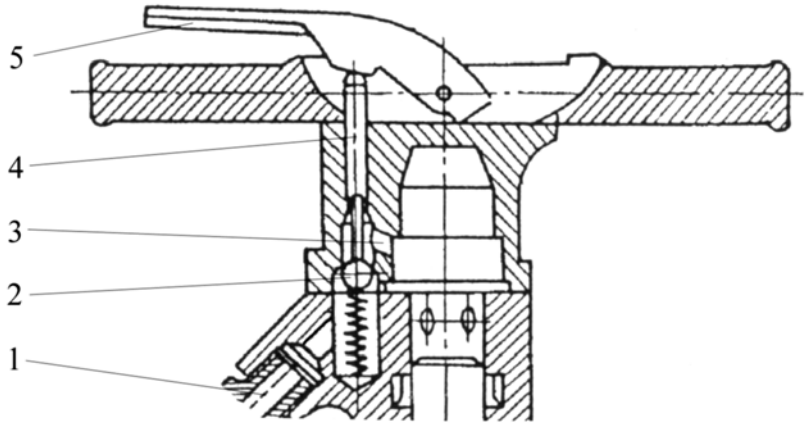
- въздухоразпределителното устройство - със саморазпределение, клапанни, шибърни и комбинирани;
- с оросяване и без оросяване на забоя.

4.2.0СНОВНИ МЕХАНИЗМИ НА КЪРТАЧНИТЕ ЧУКОВЕ

Основни механизми. Къртачните чукове се състоят от следните основни механизъма: пусково устройство, въздухоразпределително устройство, ударен механизъм и работен инструмент.

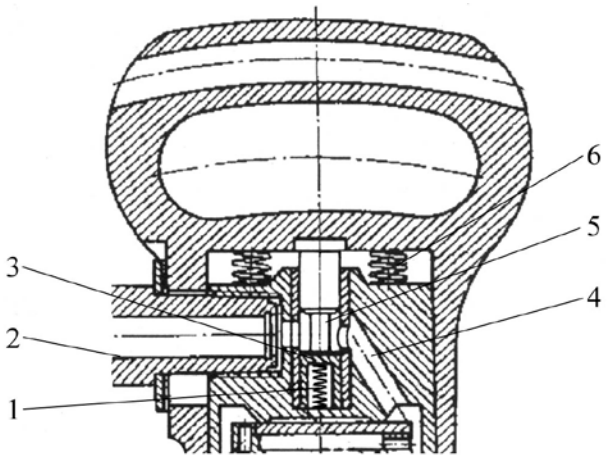
Пусково устройство. Пусковото устройство може да бъде с принудително и автоматично действие.

При машините с **принудително действие** (Фиг.4.1) пускането става чрез ръчка 5. При задействането ѝ прътът 4 и сачмата 2 се преместват и откриват достъпа на сгъстен въздух през отвора 1 към чука. Спирането става при отпускане на ръчката, при което възвратната пружина връща сачмата в затворено положение.



Фиг.4.1. Пусково устройство с принудително действие

При автоматично действие (Фиг.4.2) чукът работи само при притискане на шилото и ръкохватката в скалата. При това, буталото 5 се премества надолу и през стеснената си част пропуска сгъстен въздух постъпващ през отворите 2 и 4 към чука. При отпускане на чука системата се връща в затворено положение чрез пружините 6 и 1, монтирани под ръкохватката и под буталото 5.



Оценка на двата вида пускови устройства е трудно да се направи. Предпочитанието на работниците е в зависимост от получения навик за работа.

При автоматичното пускане чрез пружините под ръкохватката се получава и определен виброзащитен ефект.

Фиг.4.2. Пусково устройство с автоматично действие

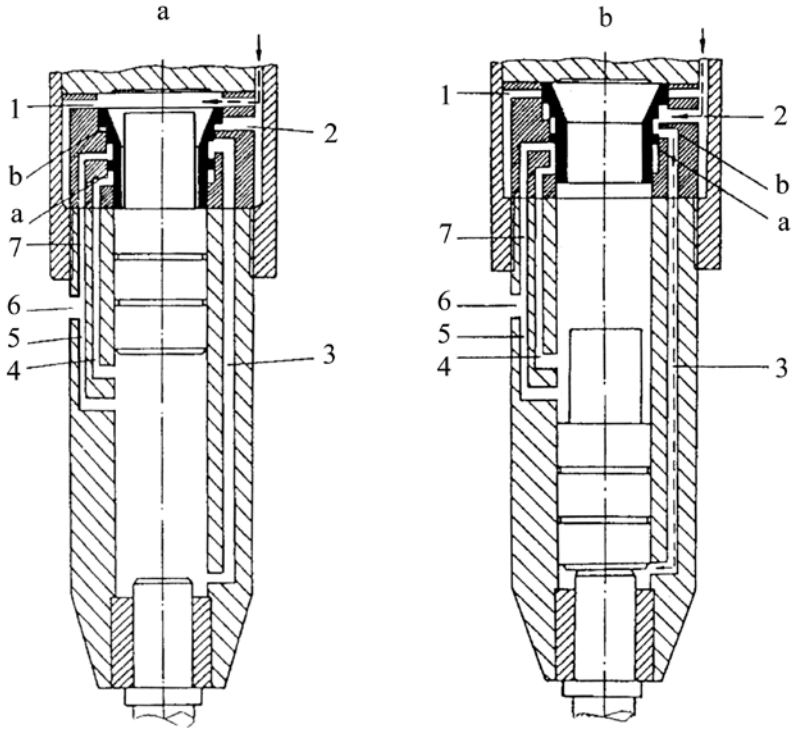
Въздухоразпределително устройство.

Използват се същите въздухоразпределителни устройства, както при пробивните чукове. Тук ще бъде разгледано само въздухоразпределително устройство, използвано в **къртачния чук ОМСП-5,** погрешно наричано шибърно. Това въздухоразпределително устройство е типичен представител на комбинираните въздухоразпределителни устройства - при работен ход то работи като шибър, а при обратен - като клапан. Освен това в края на работния ход предната камера е свързана с атмосферата, поради което в нея не се създава силен въздушен буфер, който да намалява предударната скорост на буталото.

Разпределителното устройство е показано на фиг.4.3. В началото на работния ход, разпределителят се намира в крайно предно, а буталото в крайно задно положение.

Сгъстен въздух по канал 1 постъпва в задната камера на цилиндъра и премества буталото напред.

До края на работния ход предната камера е свързана с атмосферата, отначало чрез канали 4 и 5, а след затварянето им през канал 3, пространството около разпределителя и канали 7 и 6. Така до края на работния ход в предната камера не се създава въздушен буфер. Малко преди нанасяне на удара задният ръб на буталото отваря управляващия канал 4 и по него постъпва сгъстен въздух до повърхност а на разпределителя, като с това се уравновесяват силите, действащи по всичките му повърхнини. С това той се подготвя за преместване в следващото му положение - нагоре. Това става малко след отваряне на изпускателните канали 5 и 6. При отварянето им задната камера се свързва с атмосферата и налягането в нея и по всички вътрешни повърхнини на разпределителя спада. Остава да действа налягане само върху повърхност б, поради което разпределителят се премества нагоре. Междувременно буталото е нанесло своя удар върху шилото и работният ход е завършил.



Фиг.4.3. Комбинирано въздухоразпределително устройство

Ударен механизъм. Състои се от бутало-ударник, движещо се в цилиндъра и работен инструмент. Изискванията към ударния механизъм са същите, както при пробивните чукове.

Работен инструмент. Работният инструмент може да бъде шило, длето, секач, нитовач, лопата, трамбовка, устройство за набиване на свай и др.

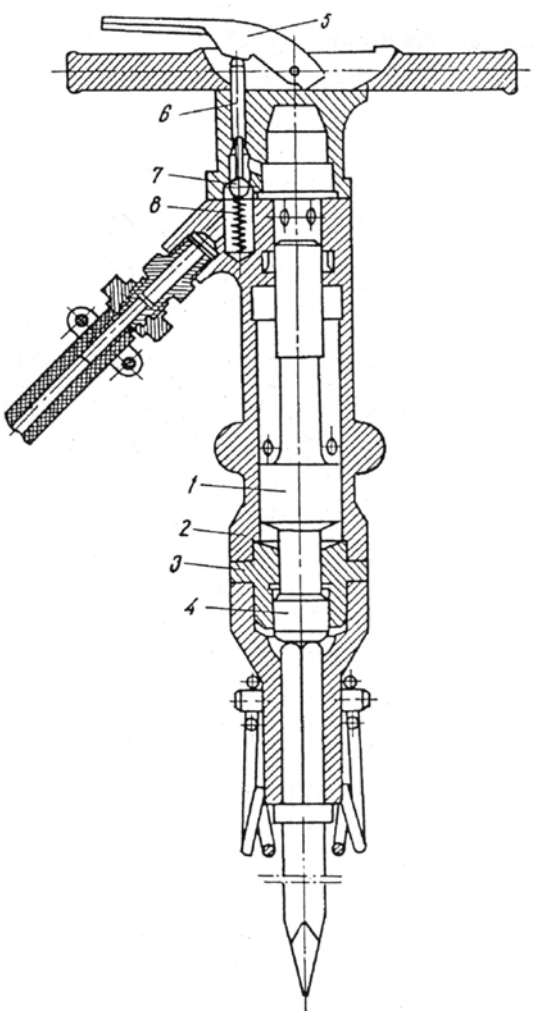
Най-често се използва шило за откъртване на различни материали. Длето се използва при по специални работи - за оформяне на скални блокове, прокопаване на канали в стени за монтаж на различни инсталации. Лопатата се използва за изкопни работи в по-меки материали, секач за почистване и изсичане на отливки, а нитовач - за нитоване. Трамбовката се използва за трамбоване на леярска пръст и др. материали.

Работният инструмент се изработва от специални легирани стомани и трябва да съответства на стандартите. Формата и дължината му се избира в зависимост от условията на работа. При по-здрави скали се работи с по-късо шило и с по-голям ъгъл на заостряне.

Поставят се и специални изисквания към опашката на инструмента по диаметър, дължина и термообработка, тъй като в повечето случаи тя затваря предната камера на цилиндъра. При по-голяма хлабина в предната камера не може да се създаде необходимото налягане на сгъстения въздух и чукът работи с малък ход на буталото, малка енергия на удара и голям разход на сгъстен въздух.

При включване на пусковото устройство сгъстеният въздух се подава в камерата между двата цилиндъра 4 и 5, а от там към клапанното устройство и камерите на ударния механизъм. Малко количество сгъстен въздух преминава и през оформените газови лагери от трите втулки на ударния механизъм и корпусния цилиндър.

При това изтичане на сгъстен въздух се образува тънка въздушна възглавница, центрираща ударния механизъм и непозволяваща на подвижните части да се трият. По този начин ударният механизъм практически е отделен от корпусния цилиндър. Вибрациите не могат (или са силно намалени) да се предадат на корпусния цилиндър, който при работа се държи от работника. Изтичащият сгъстен въздух през задната лагерна втулка зарежда демпферната камера. Когато чукът не е притиснат към скалата всички дроселни отвори са открити, а налягането в демпферната камера е малко. При натискане на чука ударният механизъм и корпусният цилиндър се придвижват един спрямо друг, при което задната лагерна втулка започва да припокрива спирално пробитите дроселни отвори в цилиндъра 5, а налягането в демпферната камера постепенно да се увеличава. Това позволява по желание на работника да се поддържа определена осова сила. Шумозаглушаването се осъществява чрез тръба, обхващаща корпусния цилиндър. По този начин отработеният въздух най-напред излиза от изпускателния отвор на ударния механизъм и попада във въздушната камера, образувана между ударния механизъм и корпусния цилиндър, където се разширява и намалява неговото налягане. След това през ред отвори постъпва в камерата образувана от корпусния цилиндър и външната шумозаглушителна тръба. В тази камера следва ново разширение на въздуха и намаляване на налягането преди изтичането му в атмосферата.



Фиг.4.4 Машините на фирмата намират добър прием у нас и в чужбина.

На фиг.4.4 е показан къртачен чук, построен на същия принцип, но с променено въздухоразпределение. Клапанното въздухоразпределение е заменено със саморазпределение, което опростява конструкцията и позволява използването на по-дълго бутало. Вибрациите му са в границите на с.х.н.

Хидравличен къртачен чук.

У нас хидравлични къртачни чукове се произвеждат от фирма "Лифтон-България ЕООД", (съвместна българо-английска фирма) гр. Русе. Произвеждат се гама ръчни хидравлични къртачни чукове от 5 базисни модела с тегло между 13 и 31kg. Машините са със специална дръжка, намаляваща нивото на вибрациите се произвеждат в стандартна (5) и ергономична (Е) версия. И двата варианта са съставени от общи модулни елементи. Могат да се захранват с хидравлична енергия от повечето малки строителни машини или от специални хидравлични станции, също произвеждани от фирмата.

Работното налягане на маслото е от 7 до 12,5 MPa, а разходът от 18 до 30 l/min.

5. ПРОБИВНИ МАШИНИ С УДАРНО-ВЪРТЕЛИВО ДЕЙСТВИЕ

5.1. ПРИНЦИП НА ДЕЙСТВИЕ, ПРИЛОЖЕНИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ НА УДАРНО-ВЪРТЕЛИВОТО ПРОБИВАНЕ

5.1.1. Принцип на действие. Пробивните машини с ударно - въртеливо действие са съчетание между машините с ударно и въртеливо действие. Създадени са сравнително неотдавна, а внедряването им в минно-добивната промишленост става след Втората световна война. Те съчетават предимствата на двата вида пробиване, поради което са по-производителни и ефективни, работят с по-голям к.п.д. в скали с различна якост. Дават по-добра възможност за оптимизиране режима на работа чрез регулиране на честотата на въртене, силата на подаване и енергията на удара.

Скалата се разрушава при съчетаване на непрекъснато въртене на инструмента и периодично нанасяне на удари. Под действие на ударите короната се внедрява в скалата и я разрушава. Процесът на разрушаване продължава и между ударите при въртене на короната, намираща се под голям осов натиск и въртящ момент.

Разработени са и се използват голям брой машини с ударно-въртеливо действие. Всички те имат три основни механизма: ударен механизъм, механизъм за въртене и механизъм за подаване.

5.1.2. Приложение. Наличието на два вида въздействие върху скалата е причина тези машини да се използват ефективно при скали с различна якост - от средно здрави до много здрави. При скали с по-малка якост основно е натоварването от въртеливото движение на инструмента, а ударното натоварване е спомагателно. С нарастване на якостта на скалите, нараства и значението на ударното натоварвана за сметка на въртеливото.

5.1.3. Класификация. Пробивните машини с ударно-въртеливо действие се класифицират по следните признаци:

- според задвижването биват пневматични, електрични и комбинирани (пневмо -хидравлични, електро - хидравлични, дизел -хидравлични);
- според възможността за регулиране режима на работа - честотата на оборотите, осевия натиск, енергията на удара и въртящия момент - със и без регулиране; регулирането може да бъде степенно или безстепенно, ръчно или автоматично.
- според приложението -за подземни и открити рудници;
- според схемата на работа:

I тип - и трите механизма - ударния, за въртене и подаване са извън сондажа;

II тип - ударният механизъм работи в сондажа, а механизма за въртене и подаване е извън сондажа.

5.1.4.Основни параметри на въртеливото и ударно-въртеливото пробиване.

При въртеливо пробиване на отвори, силата на осов натиск в (N) се определя съгласно неравенството:

$$P_{OC} \geq 350\, f. \qquad (5.1)$$

Където f е коефициент на якост по Протодяконов.

Скоростта на пробиване в (m/s) се определя като произведение на честотата на въртене на бургията и дълбочината за подаване за един оборот:

$$v = n.h, m/s \tag{5.2}$$

Честотата на въртене (n, s^{-1}) на бургията при пробиването на слаби скали $(f \le 4)$ може да бъде определена съгласно зависимостта:

$$n = \frac{36}{f} \tag{5.3},$$

а при пробиването на по здрави скали $(f > 4)$:

$$n = 12 - 0,8f. \tag{5.4}$$

Подаването на бургията (m) за един оборот се определя от израза:

$$h = \frac{9 - 0,5f}{P_{OC}.10^{-7}}. \tag{5.5}$$

При пробиване на отвори с ръчни перфоратори, скоростта на пробиване (m/s) може да бъде определена съгласно израза:

$$v = \frac{125.A.n}{d^2.\sigma^{0,484}}. \tag{5.6}$$

където: A, J е енергията на удара;

- n, s^{-1} - честотата на въртене на бургията;
- d, m - диаметърът на пробивания отвор;
- $\sigma, N/m^2$ - напрежение на разрушаване на скалата.

Скоростта на пробиване $(mm/\min)$ на машините с въртеливо-ударно пробиване може да се определи съгласно формулата:

$$v = 100(20 - f). \tag{5.7}$$

ъгълът на завъртане на инструментът след всеки удар:

$$\varphi = 5(0,1A + 1) - 0,7f, \tag{5.8}$$

където A, J е енергията на удара на бутало-ударника.

Оптималната честота на бутало-ударника (s^{-1}) може да се определи съгласно следната зависимост:

$$n = 33,3 + \frac{5000f}{A^2}. \tag{5.9}$$

Въртящият момент (Nm), с който се върти инструмента се определя съгласно израза:

$$M = 500 - 25f. \tag{5.10}$$

Началната скорост (mm/s) на пробиване чрез ударно-въртеливо пробиване се определя от израза:

$$v_o = \frac{50.A.n}{d^2.f}. \tag{5.11}$$

Скоростта на пробиване при зададена дълбочина $(m/\min)$ може да се определи от израза:

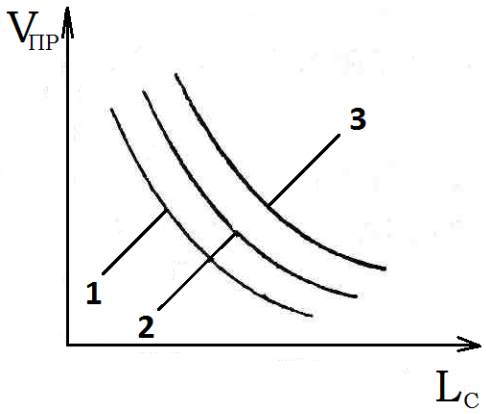
$$v_K = \frac{v_o\left(i - e^{-\alpha t}\right)}{\alpha . L}. \qquad (5.12)$$

Където α е коефициент на затихване на енергията на силовия импулс;

- L, m - дълбочина на пробития отвор.

5.2. ПРОБИВНИ МАШИНИ С УДАРЕН МЕХАНИЗЪМ ИЗВЪН ПРОБИВАНИЯ ОТВОР (СОНДАЖ)

Тези пробивните машини са построени на същия принцип, както пробивните чукове. Различават се от тях по механизма за въртене, който е независим с отделен двигател и въртенето на бургията е непрекъснато. Пробиването се извършва посредством бургия. И трите механизма - ударният, механизмът за въртене и механизмът за подаване са извън сондажа.



Фиг.5.1. Зависимост на скоростта на пробиване от дълбочината на сондажа

Тези машини се използват за пробиване на сондажи с диаметър до 230mm и дълбочина 30-60m. До преди няколко години тези граници бяха много по-стеснени. С внедряването на мощни хидравлични пробивни машини тези граници нараснаха до посочените стойности.

Главният недостатък на машините от този тип е, че с нарастване дълбочината на сондажа бързо намалява скоростта на пробиване, както е показано на фиг.5.1. Крива 1 се отнася за по-малко мощните пробивни машини, а 3 - за тези с голяма мощност. Това се дължи на намаляването на к.п.д. на удара при удължаването на пробивния инструмент.

Този недостатък е довел до създаване по-късно на машините с ударен механизъм в пробивания отвор (сондаж), при които дълбочината на сондажа практически не оказва влияние върху скоростта на пробиване.

Машините с ударен механизъм извън пробивания отвор (сондаж) са по-сложни от пробивните чукове и не се произвеждат у нас. С такива хидравлични машини на финландската фирма "TAMROCK" са извършени повечето от пробивните работи при строежа на ПАВЕЦ "Чаира" и др. обекти.

Пробивните машини от този тип са с голяма маса, имат голям въртящ момент и изискват голяма сила на подаване. Затова се монтират на пробивни карети и добивни сонди.

5.3. ПРОБИВНИ КАРЕТИ И ДОБИВНИ СОНДИ

5.3.1. Приложение. Пробивните карети се използват за пробиване на взривни дупки и сондажи при прокарване на хоризонтални и слабо наклонени подготвителни изработки, тунели, хидроенергийни комуникации и др.

Добивните сонди се използват за пробиване на сондажи при добив на

полезно изкопаемо от мощни находища.

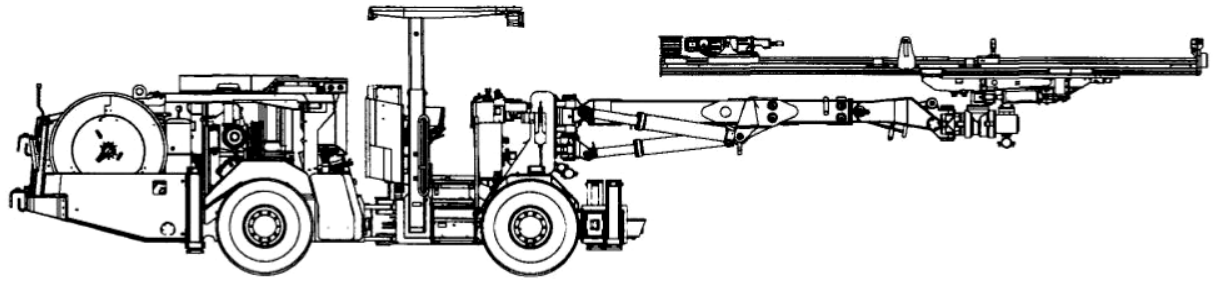
Пробивните карети и Добивните сонди са основно средство за механизиране на пробивните работи. При използването им се увеличава производителността на труда, подобряват се условията за работа поради отделянето на работника от вибриращата машина. Към недостатъците им можем да отнесем големите капитални разходи.

5.3.2. Класификация. Класификацията се извършва според:

- броя на манипулаторите - с един, два и повече манипулатори;
- начина на преместване - самоходни и не самоходни: с релсов, пневмоколесен и гъсеничен ходов механизъм;
- Задвижването - електрическо, пневматично и комбинирано;
- сечението на изработката - с малко сечение - 5-9m^2; със средно - 9-30m^2 и с голямо - 30-150m^2;
- предназначението си - за подземни и открити работи.

5.3.3.Конструкция на пробивните карети

На фиг.5.2 е показана пробивна карета на фирмата "SANDVIK" – **TAMROCK-AXERA 7** с един манипулатор.



Фиг.5.2. Пробивна карета TAMROCK-AXERA 7

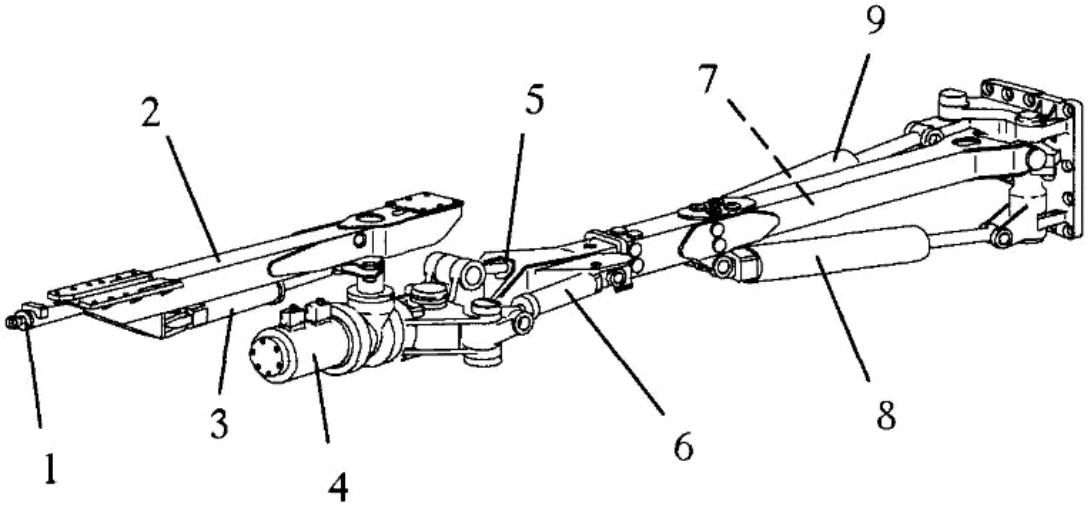
Тази карета е предназначена за прокарване на хоризонтални изработки, подготвителни работи и се използва в рудник „Челопеч”. Тя е електрохидравлична карета с един или два манипулатора за бързо и точно пробиване на проходки и хоризонтални минни изработки със напречно сечение 0т 8 до 60 m^2.

Тези карети се състоят от две части, свързани шарнирно. В задната част е монтиран енергийният агрегат, състоящ се от електродвигател, маслена помпа, потопена в маслен резервоар и барабан за навиване на захранващия кабел и маркуч. Ходовата част е пневмоколесна с две задвижващи колооси. Машинистът се намира под козирката, а пултът за управление е пред него.

Пробивната част е съоръжена с един манипулатор с автоподавач, на които е монтирани хидравличен пробивен чук тип HLX5. Конструкцията на манипулаторите осигурява пробиването на успоредни взривни: дупки, както и възможност да се пробива във всяко направление. Тези изисквания трябва да се спазват при всички съвременни конструкции пробивни карети.

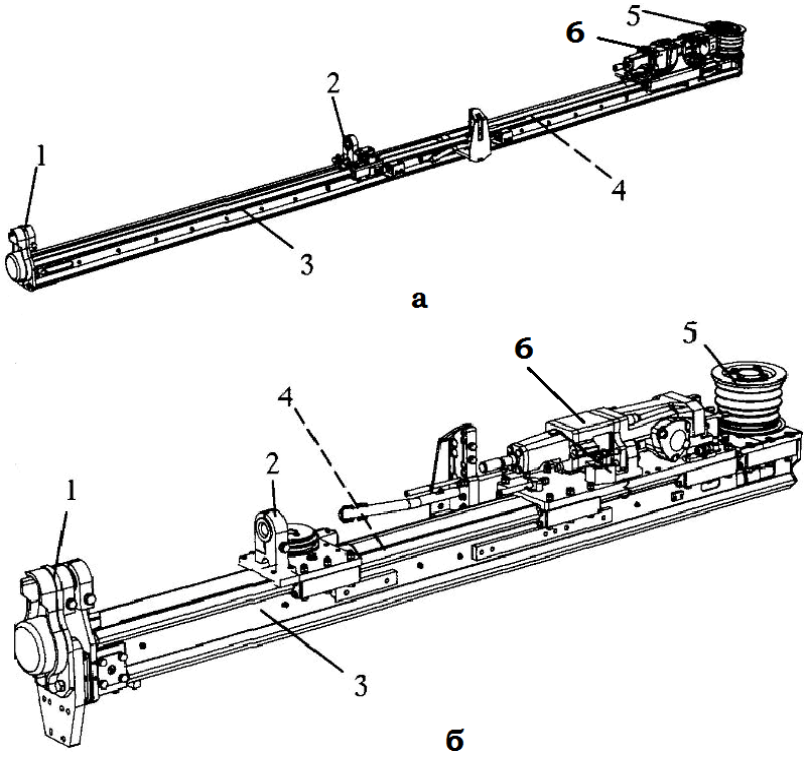
Манипулатори. Схема на съвременна конструкция манипулатор е показана на фиг.5.3. Манипулаторът се състои от стрела - телескопичен цилиндър 7, подемен цилиндър 8, завъртащ цилиндър 9, подаващ цилиндър за завъртане 6, подаващ цилиндър за наклон 5, ротационен механизъм 4. Подаващата платформа 2 е монтирана на цилиндър 3 и включва подаващ телескопичен цилиндър 1.

Стрелата е окачена шарнирно към въртящата са на 360 опорна стойка на каретата.



Фиг. 5.3. Манипулатор

Положението на подаващата платформа се определя от подемния цилиндър 8 и завъртащия цилиндър 9. Цилиндрите 8 и 9 образуват автономна затворена хидросистема, чийто бутални камери са свързани една с друга. Така при включване на подемния цилиндър 8 за повдигане на стрелата, буталото на цилиндъра се премества и изтласква масло към прътовата камера на цилиндър 9 чието бутало се премества и завърта подаващата платформа така, че остава успореден на началното си положение.



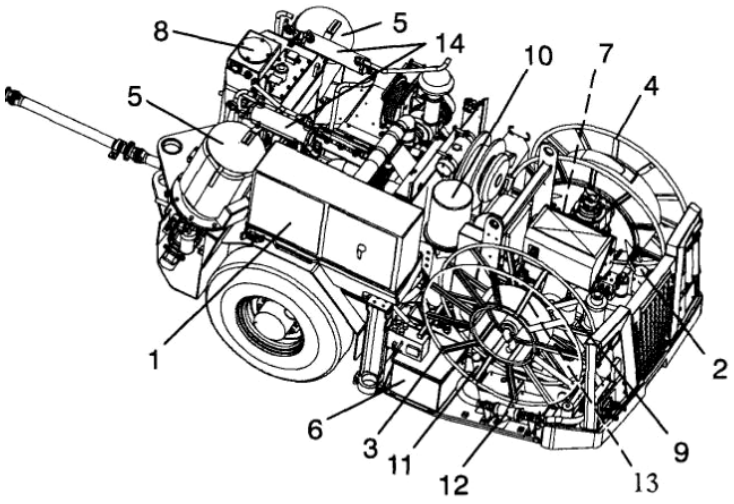
Фиг.5.4. Подаващи механизми TF500 и TTF500

Подаващи механизми. Различни подаващи механизми са показани на фиг.5.4. На фиг.5.4а е показан хидравличен подаващ механизъм TF500, а на фиг.5.4б – TTF500.

Чукът 6 се премества в двете посоки чрез подаващия цилиндър 4, монтиран върху гредата 3. Механизмът е снабден също с преден 1 и междинен 2 централизатори и макара за маркуч 5.

Задна платформа на пробивните карети

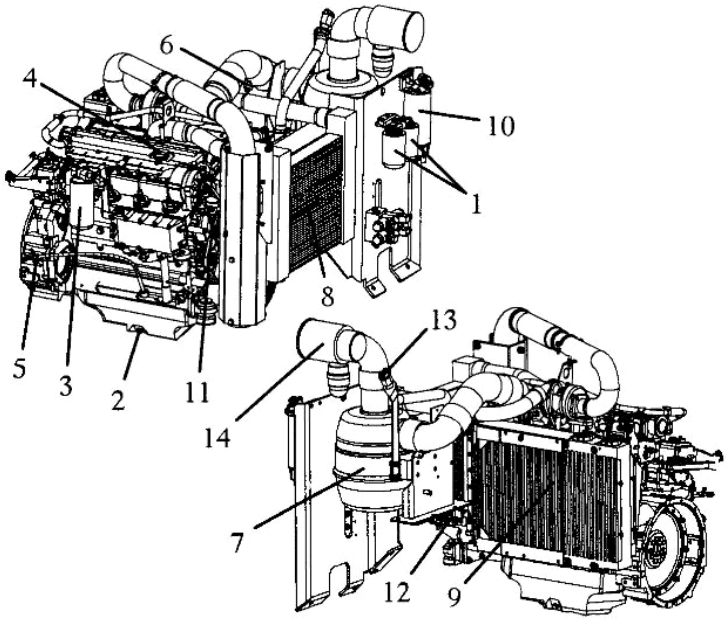
На фиг.5.5 е показана задната платформа на пробивна карета тип TAMROCK-AXERA 7. Върху задната платформа са разположени таблото за управление 1 в което са разположени превключвателите, макарите за маркучи 3 и кабел 4, силов агрегат 5, акумулатор 6, резервоари горивен 7 и маслен 8, компресор 9, главна водна помпа 10, редуцир вентил за налягане 11, сепаратори за кал 12, изпускателни клапани за вода 13 и маслени радиатори 14.



Фиг.5.5. Задна платформа на карета TAMROCK-AXERA 7

Дизелови двигатели на пробивните карети

На фиг.5.6 е показан дизеловия двигател с който е оборудвана пробивна карета TAMROCK-AXERA 7.

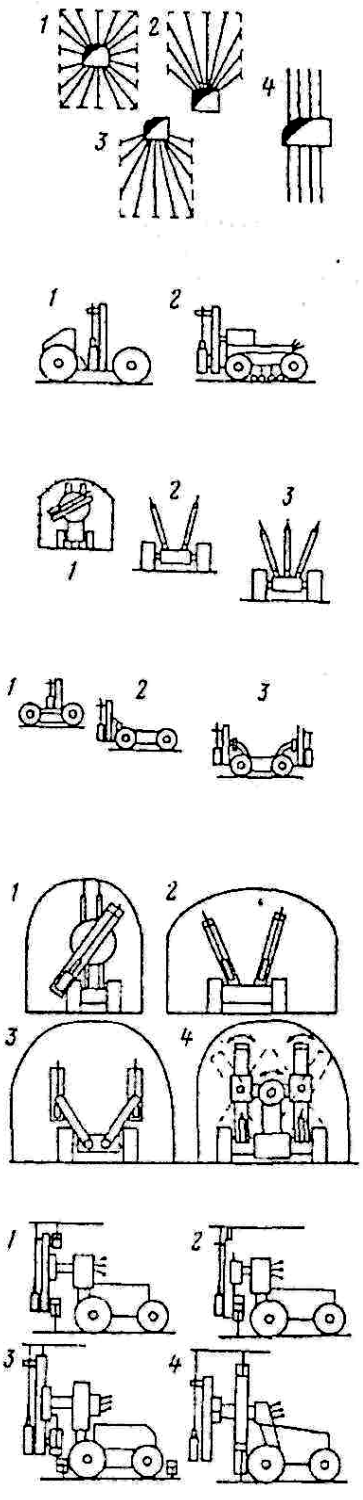


Фиг.5.6. Дизелов двигател тип „Deutz” на карета TAMROCK-AXERA 7

Двигателя се състои от следните елементи и възли: 1 - горивен филтър; 2 – пробка за масло; 3 – маслен филтър; 4 – капачка за пълнене на двигателя с масло; 5 – пръчка за проверка на маслото; 6 – индикатор за замърсяване на масления филтър; 7 – въздушен филтър; 8 – междинен охладител; 9 – радиатор; 10 – сепаратор за вода и ръчна помпа за подкачване на гориво; 11 – ремъци; 12 – охладител (разширителен съд); 13 – капачка на отвора за пълнене на охладителна течност; 14 – предварителен циклонен уловител на частици в маслото.

Пробивните карети се избират в зависимост от вида на минните работи, якостта на скалите и сечението на изработките. Съвременните карети трябва да имат автоматично управление на основните операции, поддържане на оптимален режим на работа, преминаване към следващата взривна дупка, контрол на промиването и др. до достигане на програмно компютърно управление.

Използването на пробивните карети в нашите рудници е инцидентно. Правени са много опити за внедряване на различни пробивни карети, но те в повечето случаи са завършвали неуспешно. Причината за това е малкото сечение на прокарваните изработки и твърде големите разходи. По широко приложение намират при прокарване на тунели.



В настоящия момент се произвеждат голям брой пробивни карети от много страни и фирми.

Специално трябва да отбележим пробивната карета на фирмата "Тамрок", работеща с хидравличния пробивен чук HL-4000 за пробиване на сондажи с диаметър 230mm. и дълбочина до 60m. В сравнение със сондите с ролкови длета, масата на пробивната карета е 1,6 пъти по-малка, осовият натиск - 10 пъти, въртящият момент - 3 пъти, а скоростта на пробиване - 5 пъти по-голяма.

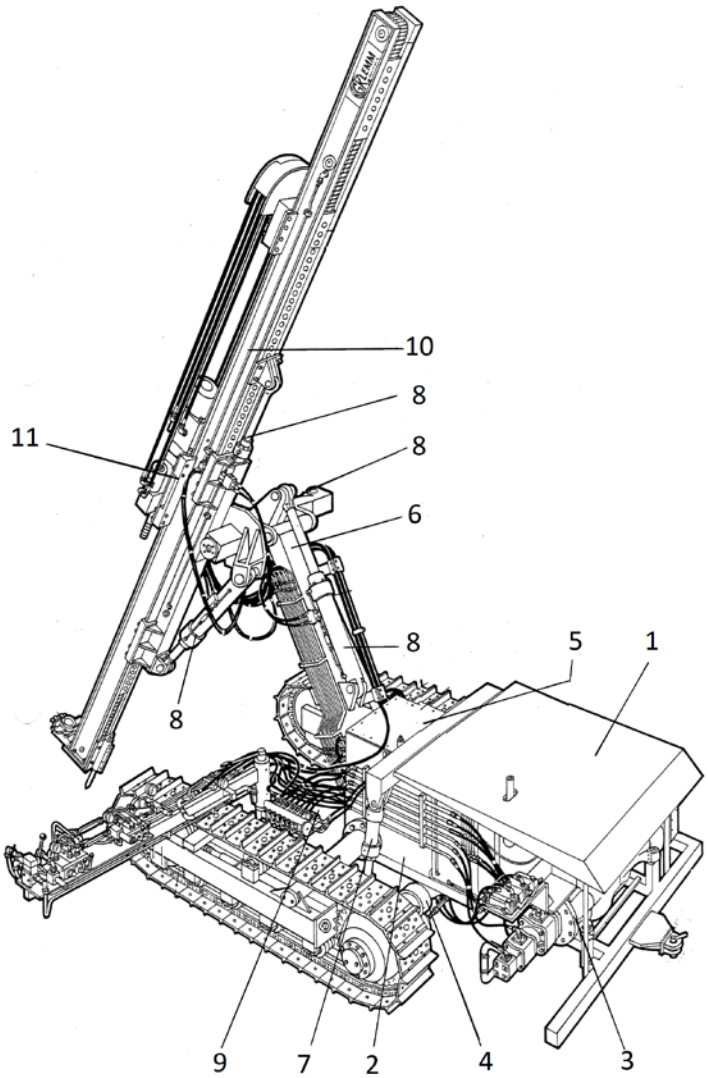
5.3.4. Добивни сонди

Добивните сонди се използват за пробиване на дълбоки сондажи при добивни работи в открити и подземни рудници.

Класификация. Класификацията на добивните сонди в зависимост от различни признаци е показана на фиг.5.7. В зависимост от вида на пробиваните сондажи могат да бъдат с пълен веер, горен -или долен веер и паралелни сондажи. Според вида на ходовия механизъм могат да бъдат с колесен и гъсеничен ход. По броя на пробивните машини - с една, две или три пробивни машини. Само фирмата "Atlas Copco" произвежда сонда с три пробивни машини - модел "SAMBA 323". Според разположението на пробивната машина спрямо рамата биват в центъра, конзолно едностранно и двустранно, Според разположението на оста на въртене на пробивната машина - в средата на автоподавача, в основата на подавана, въртене на кулисата и въртене около централна траверса. Според закрепването на автоподавача - запъване в пода и тавана, в пода, тавана и страничните скали, в тавана и повдигане на платформата на хидравлични крикове и конзолно разположение на автоподавача на закрепената рама.

Фиг.5.7

На фиг.5.8 е показана принципна самоходна добивна сонда “GK Lemm” на BORTECNNIK. Сондата се състои от енергиен агрегат, ходова част, сондажен комплект и пулт за управление.



Фиг.5.8. Самоходна добивна сонда

Енергийният агрегат 1 се състои от дизелов двигател 3, хидравлична помпа и маслен резервоар 5. Предназначен е да захранва хидравличните цилиндри на сондажния комплект, хидравличните двигатели и стабилизиращите крикове 7. Ходовият механизъм е верижен. Задвижването на двете звезди се извършва от предавателен механизъм 4 и с отделни хидравлични двигатели и редуктори. По този начин сондата е много маневрена. При застопоряване на една от веригите и включване на ходовият двигател на другата сондата може да се завърти на място.

Сондажният комплект се състои от един манипулатор 10, закрепен шарнирно към стрелата 6 на носеща конзола. Чрез хидравличните цилиндри 8 манипулаторът може да се завърта в двете посоки спрямо хоризонталната ос на ъгъл 75°. Към конзолата са монтирани шарнирно две греди с автоподавач 11. Чрез хидравличните цилиндри 8 и гредите автоподавачът може да се завърта в напречната равнина на ъгъл 100°.

За осигуряване стабилност на сондата при работа носещата конзола 2 се

опира в долнището на изработката посредством стабилизаторите 7. Пултът за управление е разположен в страничната лява част на машината като е близо до системата за управление 9.

За машиниста е монтирана конзола за управление, която е разположена максимално близо до пробивания отвор с цел по-добра видимост.

Сондата се състои от масивна носеща конзола 2, която е закрепена шарнирно към средната част на ходовия механизъм. Към нея е закрепена и стрелата на сондата.

5.4. ХИДРАВЛИЧНИ ПРОБИВНИ МАШИНИ

5.4.1.Общи сведения. През последните десетилетия все по-широко приложение намират хидравличните пробивни машини като постепенно изместват пневматичните. Това се дължи на изчерпването на възможностите за по-нататъшно подобряване на производителността на пневматичните пробивни машини. През 150 годишната история на използване на пневматичните пробивни машини те са изминали дълъг път на усъвършенстване. Към края на 60-те години на миналия век, вече не е могло да се очакват по-добри резултати от ново създаваните машини. Известен последен прогрес е имало само в периода 1955-65 г. във връзка с разработването на методики за регистриране на вътрешните процеси и оттук за оптимизиране на конструктивните им елементи.

Единствена възможност за увеличаване на мощността и производителността на пневматичните машини е в увеличаване диаметъра на цилиндъра, масата на машината и захранващото налягане. Всичко това обаче е свързано с увеличаване на експлоатационните разходи и основна реконструкция на рудничното пневматично стопанство. Преминаването към по-високо налягане (до 2-3MPa) е целесъобразно само за пробивните машини, които работят съвместно с подвижен компресор.

Както в обществото, така и в техниката, когато възможностите на една система, технология или машина са изчерпани се преминава към качествено ново решение на възникналия проблем. Създаването на хидравличните пробивни машини е типичен пример за едно такова развитие на техниката. С внедряването на хидравличните пробивни машини поради многократно по-голямото налягане на работния флуид (до 25MPa и повече) енерговъоръжеността на пробивната машина многократно нараства.

Първият хидравличен чук е разработен през 1968г. и внедрен през 1970г. от френската фирма "MONTABERR". В следващите години и други фирми започват производство на такива машини. Към края на 90-те години се произвеждат около 150 модела от 20 фирми, като броят им непрекъсната расте.

5.4.2.Принцип на действие. Принципът на действие е подобен на този при пневматичните пробивни машини. Състоят се от същите главни части. Поради практическата несвиваемост на маслото, са добавени два хидроакумулатора - по един на напорния и сливен тръбопровод. Машината се захранва с масло с високо налягане по напорния тръбопровод от маслената станция. Енергията на маслото се преобразува в механична работа в ударния механизъм и механизма за въртене. След това маслото, с намалено налягане по сливния тръбопровод, се връща към

маслената станция.

5.4.3.Маслена станция. Енергоносителят при хидравличните пробивни машини е масло с високо налягане. Високото налягане на маслото се създава чрез маслена станция. Тя се състои от маслена помпа, куплирана със задвижващ двигател. Помпата е поместена в резервоар, запълнен с масло. Маслото от резервоара през филтър се засмуква от помпата, повишава се неговото налягане и по напорния маркуч се подава към машината. След отдаване на неговата енергия маслото се връща в резервоара на маслената станция, където цикълът отново се повтаря.

5.4.4.Класификация. Хидравличните пробивни машини могат да се класифицират според начина на използване:

- ръчни - с маса до 30kg. - намират ограничено приложение;
- колонкови - с маса над 30 kg., честота на ударите 1500 - 12000min^{-1}, енергия на удара - 70 - 2000J, въртящ момент - 160 - 6000Nm.

Според разпределителното устройство:

- с бутален шибър;
- с цилиндричен шибър;
- със саморазпределение.

Буталният шибър може да бъде поставен успоредно или напречно на оста на буталото. Цилиндричният шибър обхваща буталото или е вътре в него. При саморазпределение буталото при своето движение разпределя маслото към двете камери на цилиндъра. С такова разпределение е пробивният чук HARD III на американската фирма "INGERSOLL RAND" с честота на ударите 12000min^{-1}.

5.4.5.Предимства и недостатъци. Много съществени са предимствата на хидравличните пробивни машини пред пневматичните. По-важните от тях са:

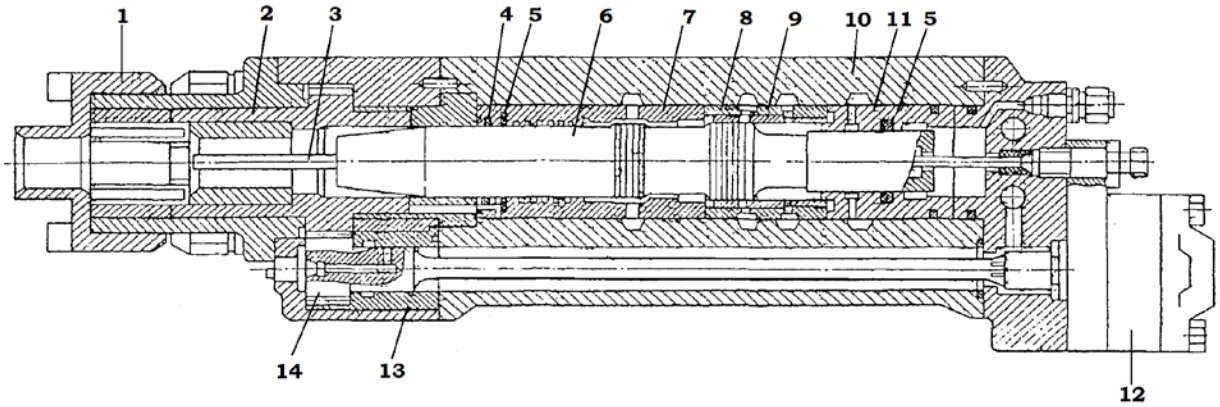
- по-голяма мощност, предавана към инструмента (4-5 пъти);
- по-голяма скорост на пробиване (2-2,5 пъти);
- по-голям к.п.д. (до 0,4-0,5);
- по-малък шум, липсва аеродинамичният шум;
- по-малка замърсеност на атмосферата, липсват маслените аерозоли;
- по-добра форма на ударния импулс пода и по-дългите бутала;
- по-голяма издръжливост на пробивния инструмент;
- по-добра възможност за регулиране на режима ма работа;
- използване на по-евтина електрическа енергия.

Недостатъците им са не толкова съществени. Все пак могат да се отбележат: - загряване на маслото - преодолява се чрез охладител на маслената станция;

- по-сложна конструкция и значително по-голяма цена;
- по-големи изисквания при изработването им;
- по-добра квалификация на обслужващия персонал.

5.4.6. Конструкция на хидравличните пробивни машини. На фиг.5.9 е показан общият вид на хидравличния пробивен чук на фирмата "TAMROCK" - HL-438. Чукът се състои от бургиедържател 1, шпиндел 2, промивна тръба 3, защитен маншет 4, уплътнители 5, бутало 6, цилиндър 7, корпус на разпределителното устройство 8, шибърен цилиндричен разпределител 9, корпус на ударния механизъм 10, цилиндър 11, хидравличен двигател 12, лагер 13 и

зъбна предавка 14.

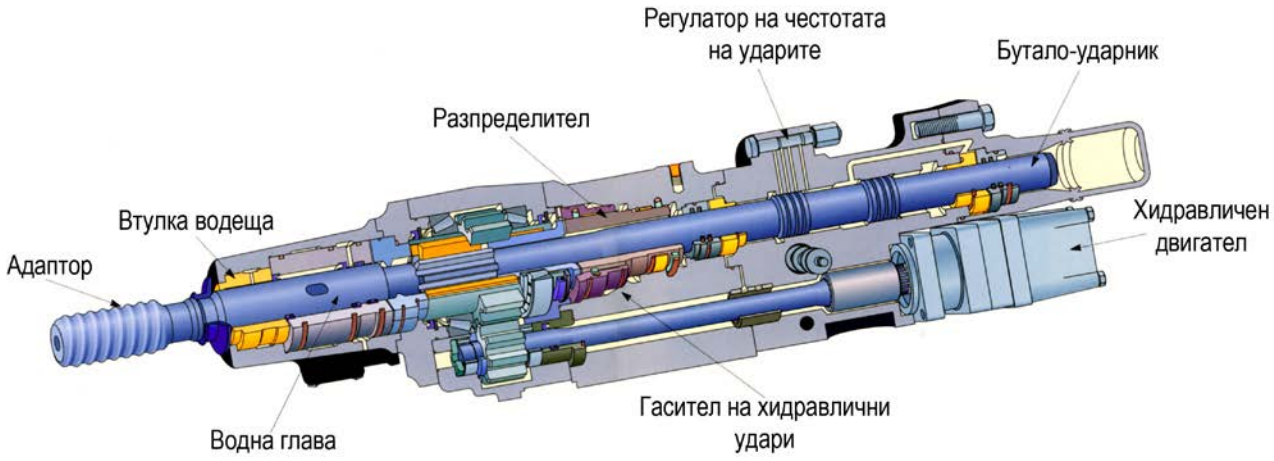


Фиг.5.9. Конструкция на хидравличен пробивен чук HL-438

Чрез шибърния разпределител 9 маслото се подава последователно към двете камери на цилиндъра. При движение на буталото напред се нанася удар върху пробивния инструмент. Въртеливото движение на инструмента се осъществява чрез хидравличен двигател 12, разположен на задния капак на машината. От двигателя, поради големия му въртящ момент, въртеливото движение към инструмента се предава чрез едно степенен редуктор 14. Водата за промиване на сондажа се подава централно чрез тръбичка 3.

На фиг.5.10 е показан хидравличен чук на фирма „Atlas Copco" модел СОП 1342.

Работата на показания хидравличен чук най-добре може да се обясни на фиг.5.11. На фигурата са показани пробивния инструмент 1, цилиндърът 2, буталото 3, цилиндричният шибърен разпределител 4, два хидроакумулатора по един на напорния б и на сливния 5 тръбопроводи, напорен 7 и сливен тръбопровод 8, задна 9 и предна 10 камера на цилиндъра.



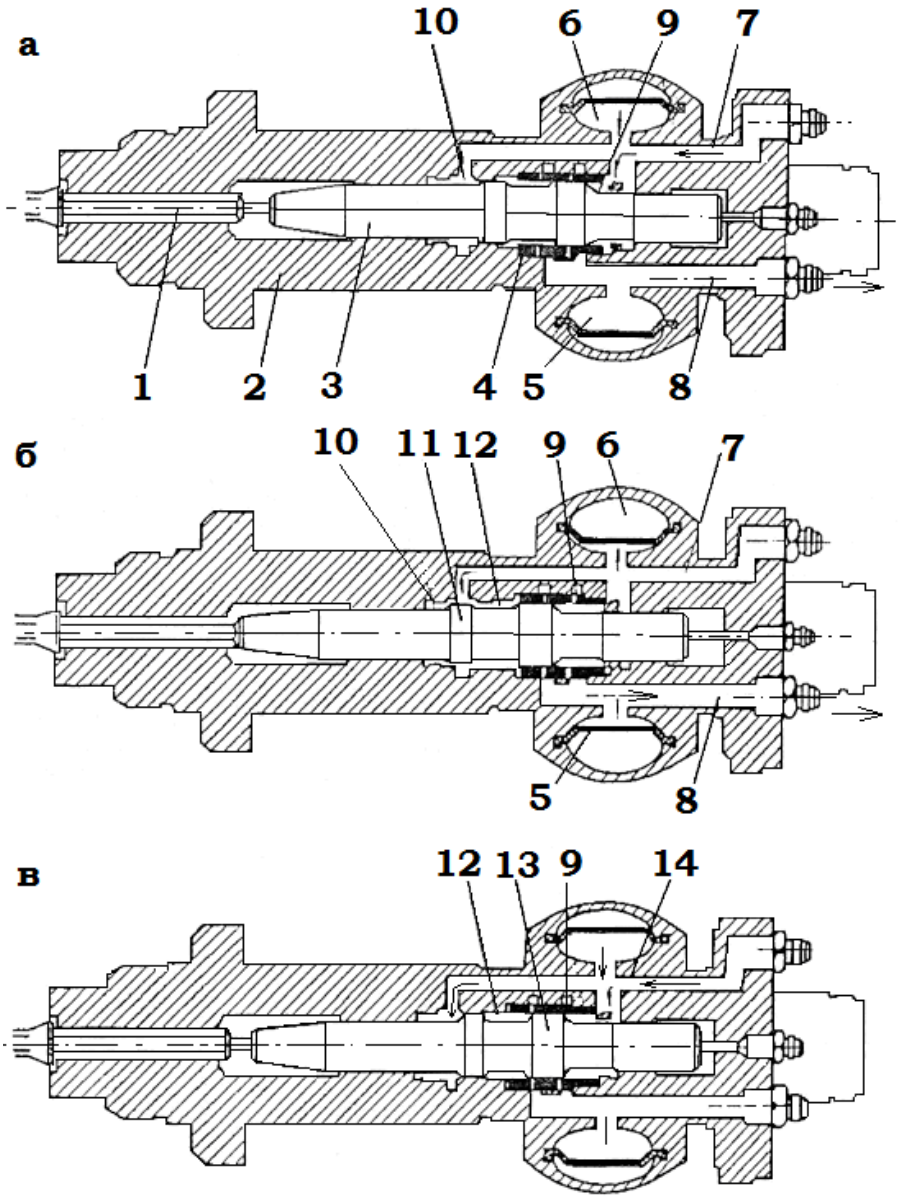
Фиг.5.10. Хидравличен пробивен чук СОП 1342

Работен ход. В началото на работния ход (Фиг.5.11а) буталото се намира в крайно задно положение, а шибърът в крайно предно. При това от напорния тръбопровод, както е показано със стрелки, маслото постъпва в задната 9 и предната камери 10 на цилиндъра. Поради по-голямата площ на задната камера, буталото се движи напред. Потокът масло към двете камери на цилиндъра при

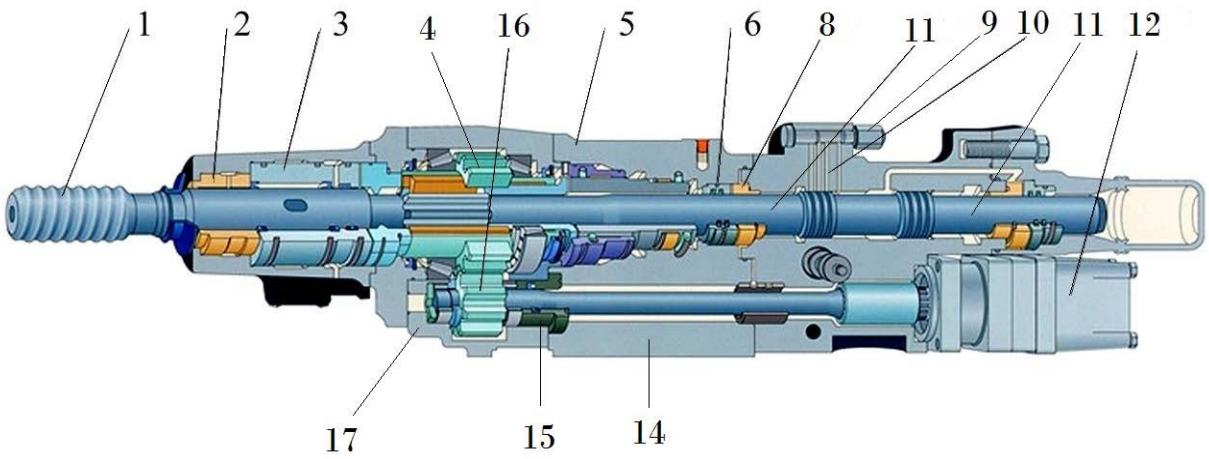
работен ход се увеличава за сметка на разтоварване на хидроакумулатора високо налягане 6. Малко преди завършване на работния ход, поясът 11 на буталото открива достъпа на масло към камера 12 и налягането от двете страни на шибъра 4 се изравнява Тъй като площта от ляво е по-голяма, шибърът се премества в крайно дясно положение (Фиг.5.11б). След преместване на шибъра задната камера на цилиндъра 9 през отворите на шибъра се свързва със сливния тръбопровод 8. По него маслото изтича към резервоара на маслената станция. Част от изтичащото масло постъпва и в хидроакумулатора 5 на сливния тръбопровод. В това време буталото е нанесло удар върху инструмента и работният ход е завършил.

Обратен ход (Фиг.5.11б,в). При обратен ход маслото от напорния тръбопровод 7 постъпва само в камери 10 и 12. Буталото се придвижва назад. Тъй като тези обеми са по-малки, излишното количество масло, постъпващо по напорния тръбопровод през целия обратен ход зарежда напорния хидроакумулатор 6. При движението си назад буталото през отворите в шибъра изтласква в сливния тръбопровод маслото от задната камера. През целия обратен ход се зарежда и сливния хидроакумулатор 5. След затваряне на задните отвори на шибъра от пояса 13 на буталото, задната камера на цилиндъра се изолира от сливната магистрала. За да се избегне големия хидравличен удар, задната камера чрез отвор 14 се свързва със захранващия канал, а енергията на хидравличния удар се поема от напорния хидроакумулатор 6. Малко след това поясът 13 отваря предните отвори на шибъра и маслото от камера 12 изтича в сливния тръбопровод. При това налягането върху шибъра отляво спада и той се премества в крайно предно положение (Фиг.5.11а), като се затварят изпускателните отвори на шибъра и цикълът се повтаря.

Двата хидроакумулатора представляват допълнителни обеми, образувани от корпусни детайли и гумена мембрана, разделяща акумулатора на две части. Задната камера на акумулаторите се зарежда с азот с налягане за напорния хидроакумулатор около 5MPa, а за сливния - около 0,5MPa. Предните камери на хидроакумулаторите служат за акумулиране на излишното количество масло, постъпващо по напорния тръбопровод и изтичащо през сливния тръбопровод. Чрез двата, хидроакумулатора се успокоява работа на машината, като намалява големината на вибрациите. Както се вижда, зареждането и на двата акумулатора става през време на обратния ход, а изпразването им по време на работния ход, когато към задната камера трябва да се добави енергия, а натрупаната енергия в сливния тръбопровод да се пренесе до маслената станция. Използването на хидроакумулатори при пробивните машини се налага поради практическата несвиваемост на маслото и нуждата от еластичен елемент, който да поеме хидравличните удари.

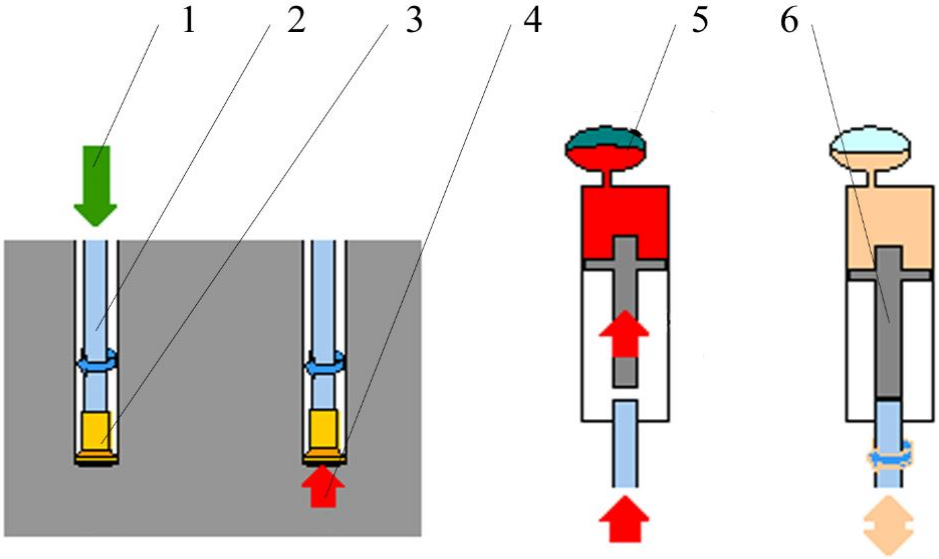


Фиг.5.11. Принцип на действие на хидравличен пробивен чук HL-438



Фиг.5.12. Хидравличен пробивен чук COP-1032

Чукът е снабден с хидравличен амортизатор, предназначен за защита на машината от вибрации при ударите между бургията и корпуса.



Фиг.5.13. Система за демфериране на отразените ударни импулси.
1 – ударен импулс; 2 – удължителен прът; 3 – корона; 4 – отразен импулс; 5 – хидро-пневмо акумулатор; 6 – бутало

Много добри качества притежават и машините на фирмата „Atlas Copco”**.** На фиг.5.12 е показан общият вид на хидравличния чук COP-1032. Буталото 11 извършва възвратно -постъпателно движение в цилиндъра. При работен ход то нанася удари по опашката 1, имаща вътрешна резба за съединяване с щангата. Уплътненията 8 предпазват маслото от утечки. Разпределението на маслото към двете камери на цилиндъра се осъществява чрез шибър 12. Ходът на буталото енергията и честотата на ударите се регулират чрез пробка 9, при завъртането на която се отваря един от трите канала 10, подвеждащи масло от работния цилиндър в камерата за превключване на шибъра 12.

Изглаждането на пулсациите на маслото се осъществява чрез хидроакумулатор, монтиран на напорния тръбопровод. Въртенето на бургията се предава чрез хидравличен двигател 14, муфа 15, зъбни колела 16 и 4.

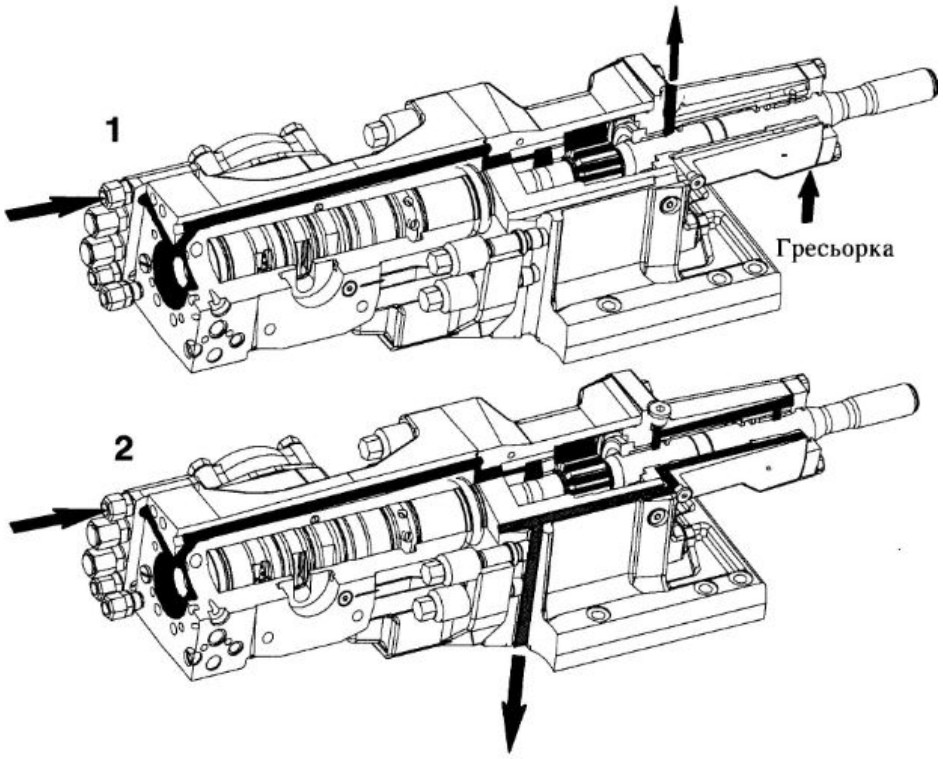
Ударите на инструмента се предават чрез упорната втулка 5 на буталото на амортизатора 6, сгъстяващо масло в камера 7, съединена с хидроакумулатора. За защита на ударния механизъм от замърсяване и за охлаждане в предната камера се подава сгъстен въздух, наситен с масло, при налягане 0,2MPa, който изтича в атмосферата през отвор 17. Ситнежът се отделя от сондажа чрез промиване с вода, подавана странично чрез водна глава 2 с налягане 0,6MPa.

На фиг.5.13 е показана схема показваща движението на маслото (системата за демпфериране на отразените ударни импулси) в хидравличен пробивен чук.

На фиг. 5.14 е показана системата за смазване на хидравличен пробивен чук тип HLX5 монтиран на пробивна карета TAMROCK-AXERA 7. Ударният механизъм на пробивния чук, както и ротационния мотор се смазват с хидравлично масло, протичащо през тях. На фигурата са показани модели 1 за работа на открито и модел 2 за подземни условия.

Ротационният механизъм и шанкът се смазват с маслен спрей (мъгла).

Линията на смазване от смазващия блок е свързана с края на пробивния чук, от където масления спрей се пренася през задния край на буталото към предната част на чука, където масления поток смазва ротационния механизъм, съединенията и втулките на корпуса.



Фиг.5.14. Мазане на хидравличните чукове

Маслото, изтичащо от задните уплътнения на буталото, също се насочва по канал към предната част на пробивния чук.

Параметри на хидравличните пробивни машини. Нарасналата енерговъоръженост на хидравличните пробивни машини позволява едновременно нарастване на енергията и честотата на ударите. Тази възможност налага при създаването на хидравлични пробивни машини да се търси друг подход при разпределяне на мощността между двата съставящи я елементи - енергия и честота на ударите. Изборът на параметрите трябва да започне от скалата, в която ще работи машината. В зависимост от якостта на скалите и диаметъра на отвора се избира енергията на удара, която да осигури критично натоварване на скалата. След това се избират останалите параметри.

За ръчните машини, по съображения за вибробезопасност, честотата на ударите не трябва да бъде по-голяма от 2000-2200min^{-1} и енергия на удара, съобразена с издръжливостта на пробивния инструмент. Масата на буталото, респективно енергията на удара, могат да бъдат по-големи от тези на пневматичните пробивни машини, но все пак ръчните хидравлични пробивни машини са ограничени по отношение на инсталираната мощност.

При тежките колонкови хидравлични пробивни машини такива ограничения няма. За тях е препоръчително едновременно да нарастват и енергията на удара и честотата на ударите. За предаване на по-голяма ударна

енергия се използват по-тежки бутала без да се достига критичната предударна скорост на буталото. При колонковите чукове инсталираната мощност е 5-10 пъти по-голяма от мощността на пневматичните, а скоростта на пробиване нараства 2-3 пъти. Този резултат е впечатляващ, но все пак би трябвало да се очаква, че нарастването на скоростта на пробиване ще бъде също толкова пъти. Несъответствието би могло да се обясни, с твърде голямата енергия, предавана през бургията на дъното на сондажа, при което скалата изпада в състояние на всестранен натиск и започва да се държи като твърдо тяло. По-голямата инсталирана мощност би се оползотворила по-ефективно при нарастване на диаметъра на сондажа. В този случай би могло да се очаква нарастване на обемната скорост на пробиване, пропорционално на нарасналата инсталирана мощност. Повечето хидравлични пробивни машини са с честота на ударите от 2000 да 4000min^{-1}. За колонкови пробивни машини това не е достатъчно. Честотата на ударите трябва да бъде няколкократно по-голяма. За достигането й вероятно има конструктивни затруднения, които да се надяваме, че скоро ще бъдат преодолени.

5.5. ПРОБИВНИ МАШИНИ С С УДАРЕН МЕХАНИЗЪМ В ПРОБИВАНИЯ ОТВОР (СОНДАЖ)

5.5.1. Общи сведения. Тези машини са създадени през 50-те години на миналия век. Състоят се от ударен механизъм, механизъм да въртене и механизъм за подаване. Ударният механизъм представлява пневмоударник, който работи в самия сондаж, затова се нарича потопяем. Разрушаването на скалата се извършва от корона, монтирана на пневмоударника. Поради това дължината на сондажа практически не оказва влияние върху скоростта на пробиване. Механизмът за въртене и подаване на пневмоударника се намират извън сондажа.

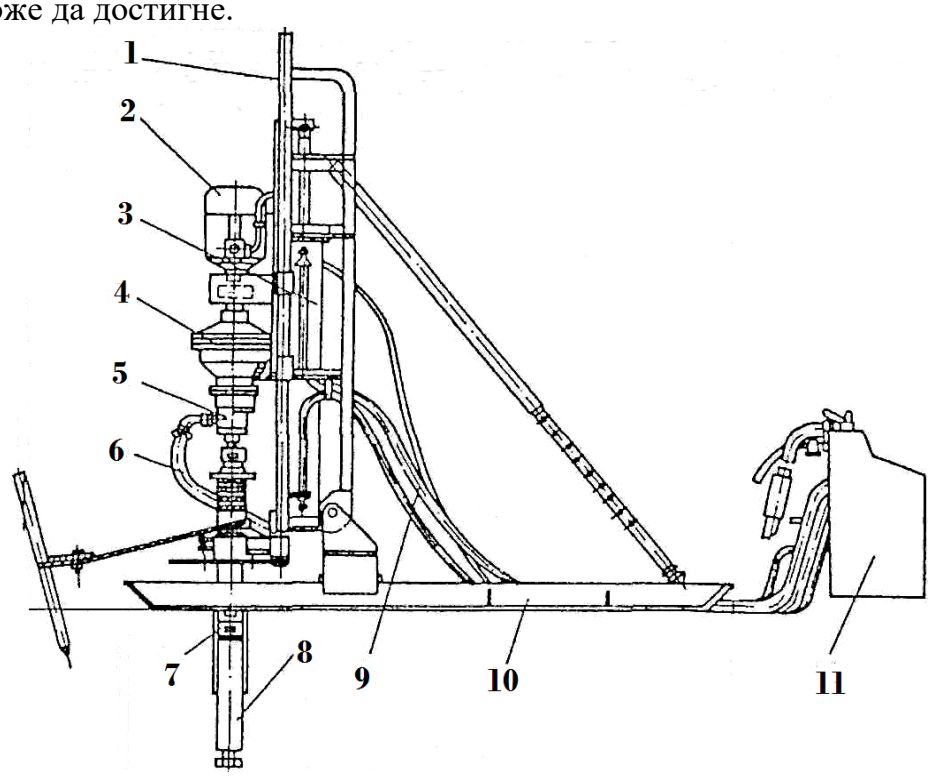
Пробивните машини от този тип се използват в подземните и открити рудници за пробиване на сондажи с диаметър от 85 до 250mm и дълбочина до 180m. в средно здрави и здрави скали. С машините от този тип се отстранява главният недостатък на машините с ударен механизъм извън пробивания отвор (сондаж) - намаляване скоростна на пробиване с увеличаване дълбочината на сондажа. При тях обаче възникват нови проблеми.

5.5.2. Проблеми на пневмо-ударното пробиване. Главният проблем е свързан с ограничения диаметър на ударния механизъм. Той е разположен в сондажа, поради което енергията на удара и ударната мощност са ограничени. Както е известно, ударната мощност е пропорционална на диаметъра на цилиндъра, поради което енергията на удара не може да бъде по-голяма от 0,3 - 0,9J/mm от диаметъра на сондажа. В повечето случаи това не е достатъчно и скоростта на пробиване е много по-малка от машините с ударен механизъм извън пробивания отвор (сондаж) . Този проблем се решава чрез използване на пневмоударници за високо налягане (от 1,2 до 3MPa) със собствени винтови компресори, разположени непосредствено до пробивната машина. Такива комплекси от сонда и компресор за високо налягане се използва и у нас. Това са

машини на "Atlas Copco", "Integral Rand", "Hollman" и др.

5.5.3.Конструкции на сонди

Сонда БМК (Фиг. 5.15). Сондата е разработена в Русия през 1954 г. У нас се произвежда и сега от фирма "Монек-Юг" гр. Кърджали. И до днес тя не е загубила своето значение поради простата си конструкция и малка маса от 360kg. Удобна е за пробиване на сондажи на недостъпни места, при разширяване на пътища, на малки обекти, където една по-сложна и тежка машина на собствен ход не може да достигне.



Фиг.5.15. Сонда БМК - 4

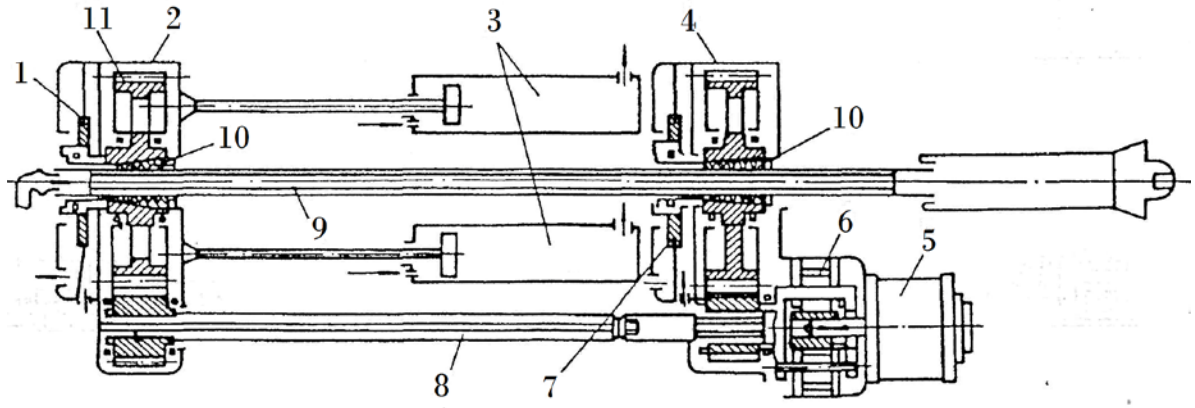
Сондата се състои от шейна 10, мачта 1, подаващ цилиндъра 3, захранван със сгъстен въздух чрез маркуч 9 , механизъм за въртене, състоящ се от двигател 2, редуктор 4 и щанги 7, пневмоударник 8 и пулт за управление 11. Пневмоударникът работи със сгъстен въздух. Захранването му се извършва от маркуч 6 и водно-въздушна глава 5. Мачтата може да се фиксира в различни положения. Сондата може да се премества чрез теглене или пренасяне на съставящите я възли в разглобено състояние ръчно или чрез изтегляне с въже и барабан, монтиран на изходящия вал на редуктора.

Сонда НКР-100М (Фиг.5.16). Сондата е също успешна руска конструкция. Намира широко приложение и у нас за пробиване на сондажи в подземни и открити рудници.

Машината се състои от двигател 5, планетен редуктор 6, неподвижен 4 и подвижен 2 редуктори, пневматични подаващи цилиндри 3, пневмоударници и щанги 9. Двата редуктора 4 и 2 са снабдени със зъбна предавка 11 и клинове 10 за зацепване и освобождаване на редукторите от щангата.

При пробиване зацепен с щангите е задният подвижен редуктор чрез клинове 10, а предният е свободен. При това въртеливото движение от двигателя, планетния редуктор, вал 8 и подвижния редуктор се предава на

щангите и пневмоударника. Подаването на щангите и пневмоударника напред се осъществява чрез пневматични цилиндри 3. В случая се захранва прътовата им камера, при което подвижният редуктор се придвижва надясно.



Фиг.5.16. Сонда НКР-100М

При изчерпване на хода на пневматичните цилиндри системата автоматично се превключва, като към щангите се зацепва предният - неподвижен редуктор 4, а задният 2 се освобождава. Сгъстеният въздух постъпва в буталните камери на цилиндри 3 и подвижният редуктор се връща в крайно задно положение, където отново системата се реверсира и пробиването продължава. Задължение на работниците е да наставят пробивните щанги.

Описаните сонди са леки, при които обемът на ръчните работи е по-голям. За пълно механизиране на всички операции се използват по-тежки сонди със собствен ходов механизъм, работещи с по-дълги щанги.

Сонди СММ-1 и СММ-2. Произвеждат се от фирмата "Integral Rand" за пробиване на сондажи с диаметър до 165mm, а с разширител до 378mm. Пневмоударниците работят с налягане на сгъстения въздух 2,4MPa.

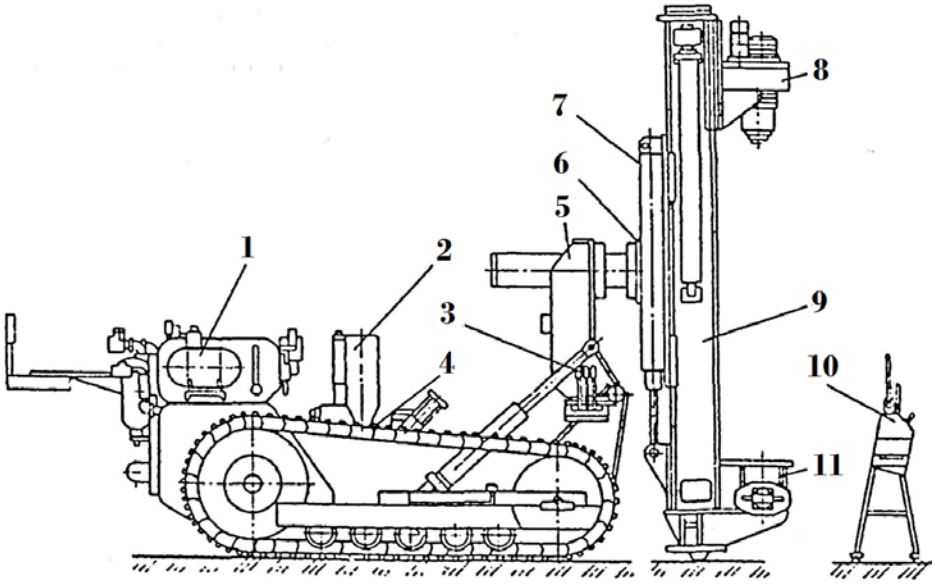
Сонда СММ-2 (Фиг.5.17) се състои от енергиен блок 1, смесител 2, пулт за управление 3, гъсеничен ходов механизъм 4, опора на механизма за завъртане на манипулатора 5, завъртащ механизъм 6, цилиндър за подаване и спускане 7, механизъм за въртене 8, подаващ механизъм 9, изнесен пулт за управление 10 и центриращо устройство и хидравличен ключ 11 за навиване и развиване на щангите. Сондата е с гъсеничен ходов механизъм.

Хоризонтирането й при работа се извършва чрез четири хидравлични крика. За повдигане и спускане на инструмента се използва хидравличен цилиндър 7 с двойна раздвиженост.

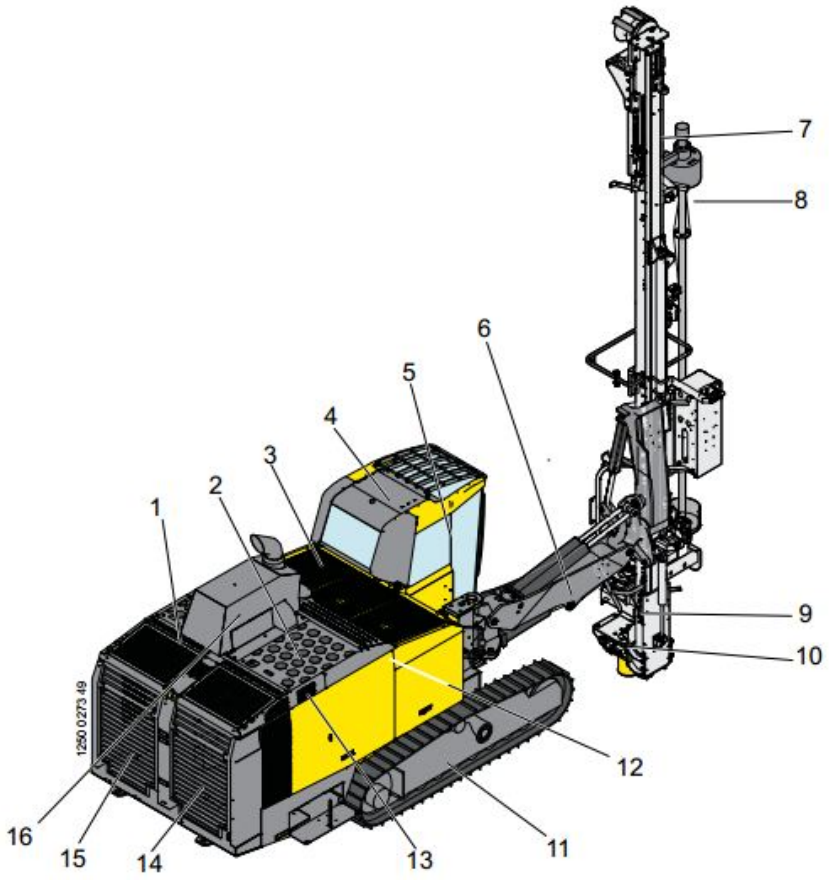
Автоподавачът може да се наклонява на ляво и на дясно от вертикалата на 45°.

В долната част на автоподавача е монтиран центратор с хидравличен ключ за навиване и развиване на щангите. Въртенето на инструмента се осъществява чрез хидравличен двигател 8. Механизмът за въртене се премества нагоре и надолу чрез хидравличния цилиндър 7. Енергийният агрегат 1 е пневмо-хидравличен. Задвижването на ходовия механизъм е хидравлично с отделни двигатели за двете гъсеници. То е снабдено със спирачен механизъм. Със сондата могат да се пробиват сондажи в пълен веер. При пробиване отдолу -

нагоре скоростта на пробиване нараства два пъти.



Фиг.5.17. Сонда СММ-2



Фиг.5.18. Сонда FlexiROC D50

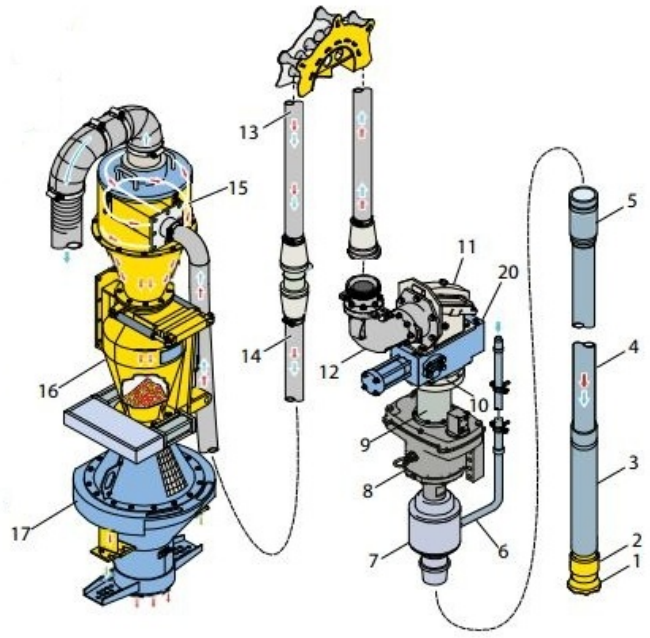
Сонди FlexiROC D50,55,60 и 65. Произвеждат се от фирма “Atlas Copco” и се използват за пробиване на сондажи с просвет до 405mm. Сондата (Фиг.5.18) се използва за пробиване на взривни сондажи в откритите рудници и се състои от кабина 1 поставена върху гъсеничен ходов механизъм 11, стрела 6 на която

посредством хидравлични цилиндри е монтиран лафет 7 на който са разположени системата за подаване на тръби 8, механизмът за развиване 9 и водачът 10. Сондата е с дизел хидравлично задвижване, като в кабината и са разположени компресорът 1, дизеловия двигател 2 тип Caterpillar C13 с изходна мощност при 1800 об/мин 287 kW, електронно табло 3, кабината на оператора 4, контролен панел 5, хидравлични помпи 12, прахоуловител 13, радиатор 14, компресор и охладител на маслото 15 и филтър за изгорели газове 16.

Сондата е оборудвана със система за обратна циркулация RC (Фиг.5.19). RC, или обратна циркулация е метод за транспортиране на разбит материал и събиране на проби от отрязания материал. За разлика от конвенционалното пробиване, където срязаната скала се избутва нагоре от продухващия въздух между пробивните щанги и стените на отвора, в този случай прахта се издърпва с продухващия въздух в отделна тръба, разположена вътре в пробивната тръба.

Системата обхваща цялата пробивна редица, тоест пробивна корона, сонда с пневмоударник и пробивни щанги, както и устройствата за последващо транспортиране и разпределяне на ситнежа в малки проби.

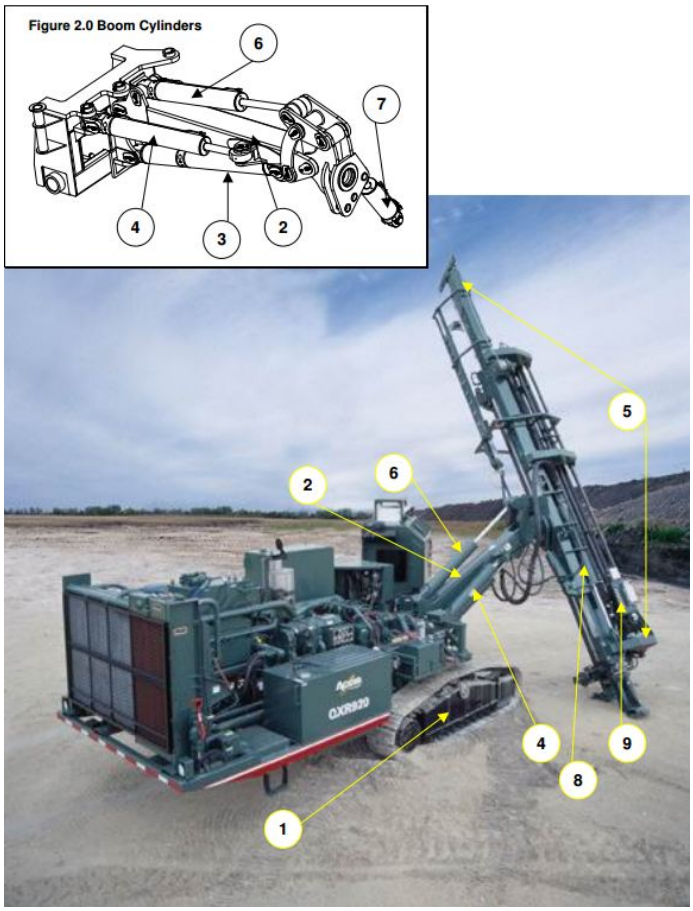
Откъртения материал се засмуква през короната 1 от пневмоударника 3 (свързани с уплътнителен пръстен 2) и през тръбата 4 и адаптерът за завиването и 5, съединението 7 (свързано с тръба на входяш въздъх 6) и въртящият механизъм 8 попада в дистанционната тръба 9. От там материалът постъпва през въртящото съединение 10 в дефлектори 11 и 12 и през маркучи за проби 13 и 14 попада в циклон 15 отделящ го от въздуха. Отделения материал под действието на гравитацията преминава през междинната камера 16 в конусен сплитер 17 за промиване.



Фиг.5.19. Система за обратна циркулация RC

Сонда Cubex Megamatic QXR. Произвежда се от фирма “Cubex” (Фиг.5.20) и се използва за пробиване на сондажи с диаметър до 203mm и дълбочина до 42,7m.

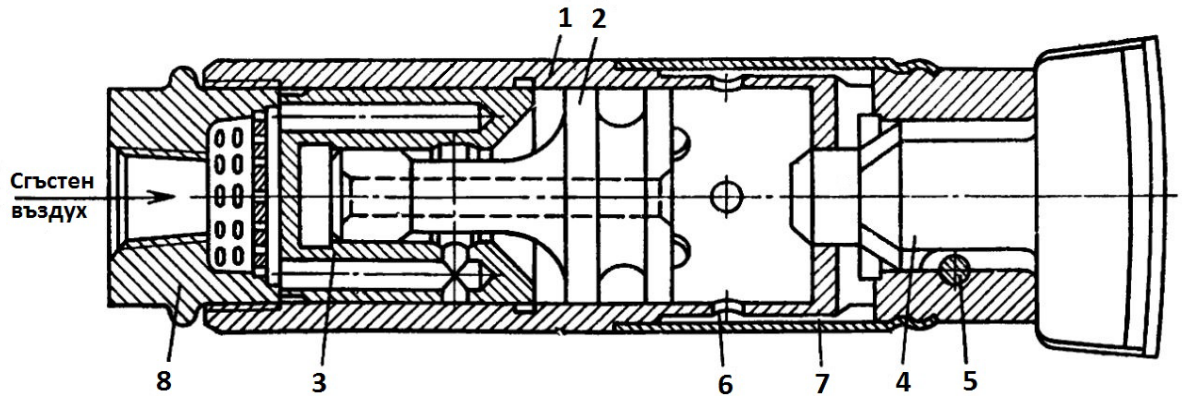
Сондата се използва за пробиване на взривни сондажи в откритите рудници и се състои от кабина поставена върху гъсеничен ходов механизъм 1, стрела 2 задвижвана от хидравличните цилиндри 3,4 и 6 на която е монтиран лафет 5 на който са разположени системата за подаване на тръби 9 и механизмът за развиване 8.



Фиг.5.20. Сонда Cubex Megamatic QXR

Пневмоударници. Пневмоударникът се състои от бутало, движещо се в цилиндър и въздухоразпределител. Ударите на буталото се нанасят върху корона, монтирана в предния край на цилиндъра. Подаването на пневмоударника се осъществява чрез механизъм за подаване, а въртенето - чрез механизъм за въртене. Въздухоразпределителното устройство най-често е клапанно или със саморазпределение. Отстраняването на ситнежа от сондажа се извършва от отработения въздух. Пневмоударникът работи със сгъстен въздух, а от 1954г. - с водно - въздушна смес, с което се намалява запрашеността на атмосферата.

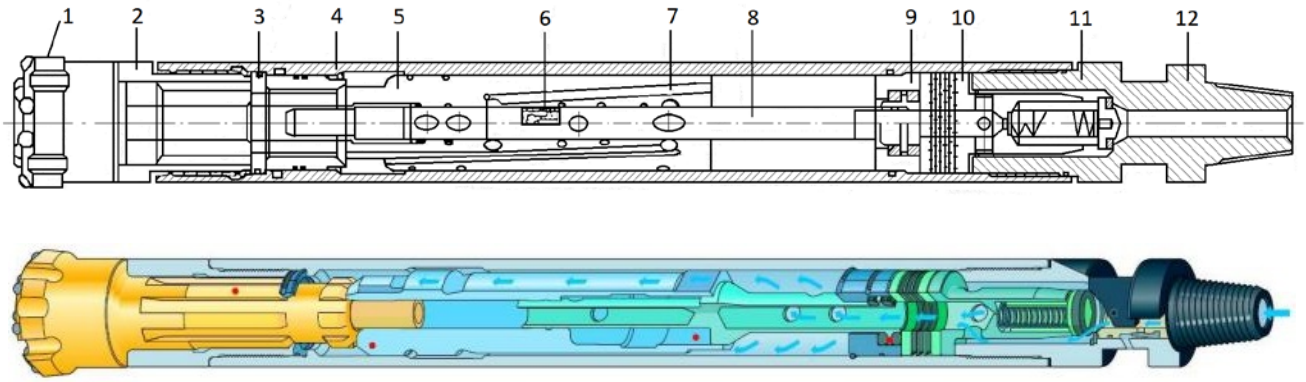
Съществуват твърде много видове пневмоударници. Пневмоударникът представлява (Фиг. 5.21) цилиндър 1 в който е поставен ударник 2, извършващ възвратно постъпателно движение под въздействие на сгъстен въздух постъпващ от въздухоразпределително устройство 3. Ударникът нанася удари по опашката на длетото 4. Длетото се удържа в корпуса след удар от напречните шпонки 5. Отработения въздух се отвежда през отвора 6 и канала 7. С помощта на преходника 8 става свързването на пневмоударника със сондажния комплект.



Фиг.5.21. Схема на пневмоударник

Пневмоударници СОР-42 (СОР-62, СОР-6МК2, СОР-4МК2) (Фиг.5.22)

Произвеждат се от фирмата „Atlas Copco" за пробиване на сондажи с диаметър от 105 до 216mm. Пневмоударникът се състои от корона 1, букса 2, полупръстени 3, втулка 4, бутало 5, тапа 6 на разпределителната тръба 8, цилиндър 7, задна втулка 9, капак 10, чаша 11, преходник 12, обратен клапан 13 и пружина 14.

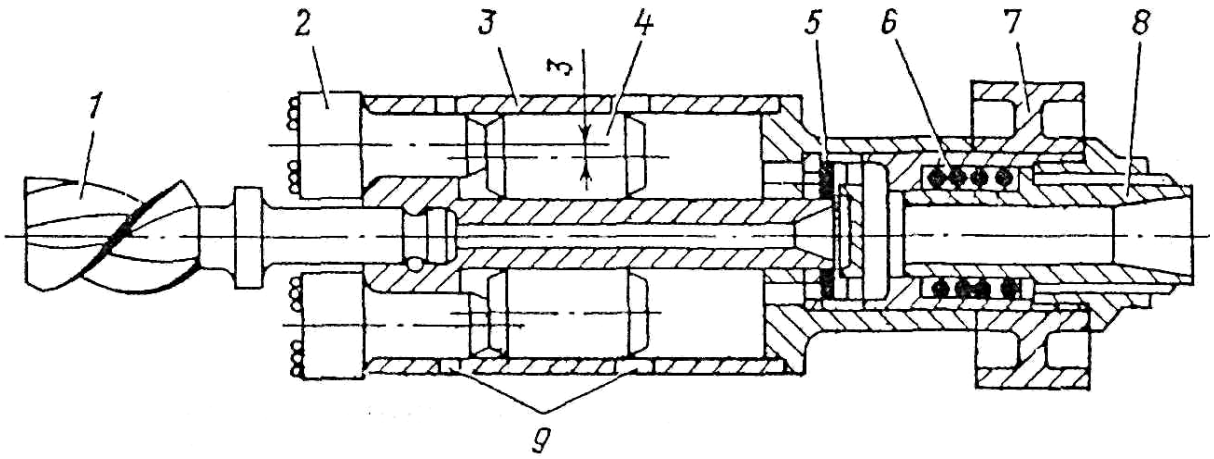


Фигура 5.22. Пневмоударник СОР-42

Разпределителното устройство е със саморазпределение посредством тръба 8 и бутало 5. Връзката между короната и цилиндъра е шлицова. Пневмоударниците работят с високо налягане на сгъстения въздух - 1,8MPa. Захранват се обикновено от подвижни винтови компресори, разположени непосредствено до сондата. При захранване със сгъстен въздух с високо налягане нараства няколкократно скоростта на пробиване.

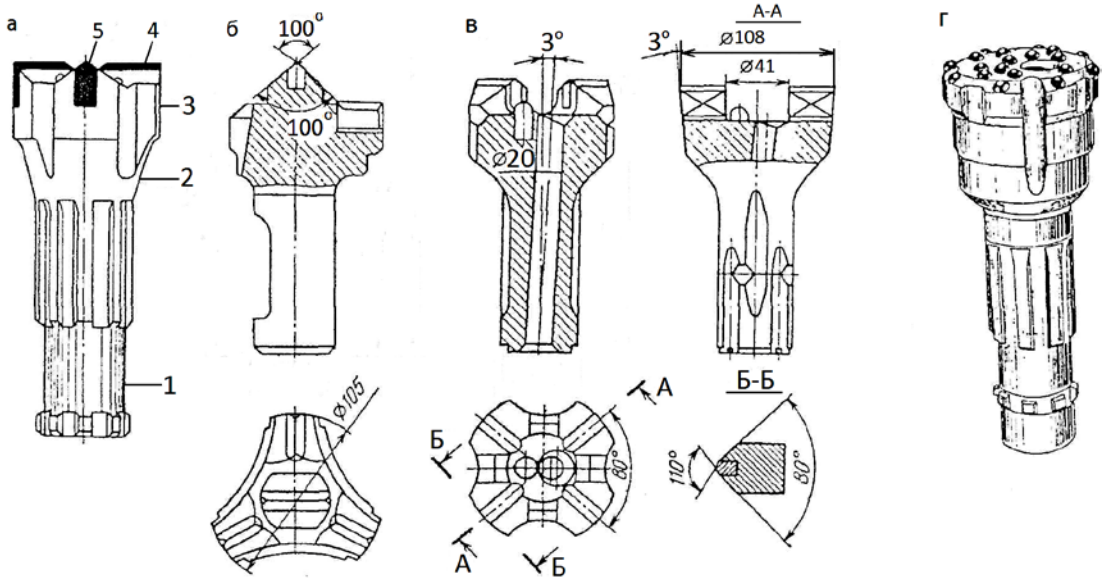
Пневмоударни разширители. Използват се за пробиване на сондажи с голям диаметър. Първоначално се пробива сондаж с диаметър 105 - 160mm. След това с помощта на разширителя сондажът се довежда до нужните размери. Разширяването може да се извършва отгоре - надолу или обратно.

Разширител РС (Фиг. 5.23). Разширителят обединява три пневмоударника, поместени в общ корпус. Състои се от направляваща част 1, коронки 2, корпус 3, бутала 4, клапан 5, виброизолираща пружина 6, задна направляваща част 7, преходник 8 и изпускателни отвори 9. Фирмата произвежда и разширители с 9 пневмоударника за пробиване на сондажи с диаметър до 762mm-тип DHD-130.



Фиг.5.23. Групов разширител РС

Пробивен инструмент. Пробивният инструмент се състои от корона и щанги. Короната (Фиг. 5.24) се състои от корпус 2 с опашка 1. Ударите на буталото се поемат от челото на короната.



Фиг.5.24. Корони за пневмоударници

Челото на короната трябва да е строго перпендикулярно на оста й. Предната част на короната се армира с пластинки от твърда сплав ВК-15 - 4. В зависимост от конструкцията короните могат да бъдат длетообразни, кръстообразни, хиксобразни, триперести с изпреварващо или изоставащо острие и с бутонни корони. Короните се закрепват към пневмоударника чрез клинова връзка (Фиг.5.24б), със сачма (Фиг.5.24в), чрез шлицово съединение (Фиг. 5.24а) и байонетна връзка.

Щангите се изработват от безшевни тръби от легирана стомана с диаметър равен на диаметъра на пневмоударника. Подлагат се на закалка със следваща нормализация. Дължината им се подбира в зависимост от вида на сондата.

6. ПРОБИВНИ МАШИНИ С ВЪРТЕЛИВО ДЕЙСТВИЕ

6.1.ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. ПРИНЦИП НА ДЕЙСТВИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ

6.1.1. Общи сведения. Пробивните машини с въртеливо действие са третата група пробивни машини. Тук влизат ръчните и колонкови бормашини, тежките пробивни сонди, използвани в подземните и открити рудници, машините за прокарване на сбивки, добив на полезни изкопаеми и др. Машините от тази група се използват за пробиване в скали с различна якост - от най-малка до най-голяма.

6.1.2. Принцип на действие. Разрушаването на скалата се извършва чрез инструмент, на който се предават две движения - въртеливо и постъпателно с голям осов натиск. Въртеливото пробиване, в сравнение с ударното, има следните предимства:

- непрекъснато разрушаване на скалата;
- по-малко прахообразуване и вибрации;
- по-висок к.п.д.;
- възможност за задвижване с електрически двигател.

6.1.3. Класификация. Машините от тази група се класифицират по следните признаци:

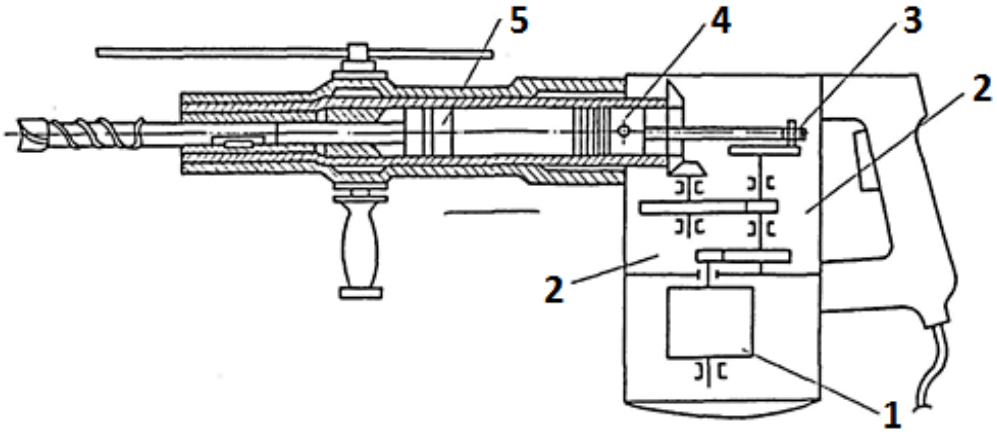
- според предназначението си - за пробиване на взривни дупки, сондажи, сбивки, за добив на полезни изкопаеми, за прокарване на шахти;
- според начина на работа - ръчни и колонкови бормашини и сонди;
- според задвижването - електрически, пневматични и хидравлични.

6.2. РЪЧНИ БОРМАШИНИ

6.2.1. Общи сведения. Най-леките пробивни машини с въртеливо действие са ръчните бормашини. Те са с маса не по-голяма от 15-20kg. Тъй като пробиването се извършва ръчно, а осовият натиск се създава от работника, могат да работят в скали с най-малка якост - до $f = 3 \div 4$. Ограничението идва от ръчно създаваната сила на подаване, която не може да бъде по-голяма от 200N. Ръчните бормашини биват електрически, пневматични и хидравлични.

Фиг.6.1 Ръчна бормашина „BOSCH” CBH 5-40

6.2.2. Конструкция. Ръчните бормашини се състоят от двигател, редуктор, пусково устройство и патронник. Общият вид на електрическата ръчна бормашина използвана в строителството „BOSCH” CBH 5-40 е показана на фиг.6.1, а на фиг.6.2 е показана кинематичната схема на машината.



Фиг.6.2 Кинематична схема на електрическа бормашина с въртеливо и ударновъртеливо действие

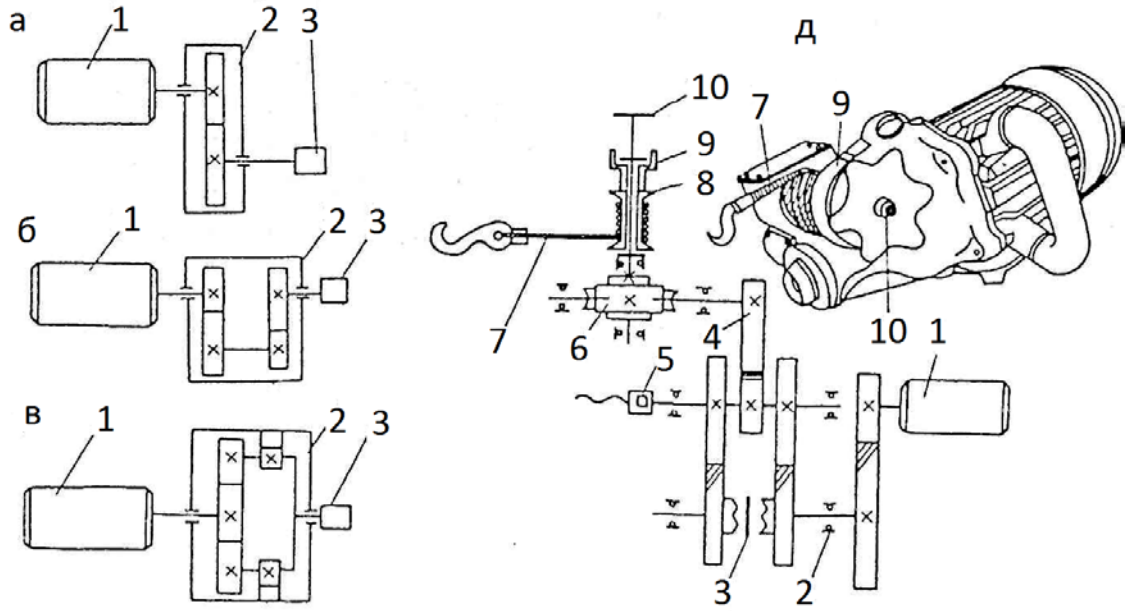
Състой се от колекторен променливотоков двигател 1 с честота на въртене 12000 - 15000min^{-1}. Въртеливото движение се предава към бургията чрез тристепенен редуктор 2, а възвратно - постъпателното движение на буталото - ударник 5 чрез коляно - мотовилков механизъм 3. Връзката между задвижваното от коляно - мотовилковия механизъм, бутало 4 и буталото - ударник 5 е пневматична. При движение на буталото 4 напред налягането в камерата между двете бутала нараства и буталото - ударник се придвижва напред до нанасяне на удар върху инструмента. При обратния ход на буталото 4 в камерата се създава вакуум, който засмуква буталото - ударник 5.

Двигател. При електрическите минни бормашини се използват асинхронни двигатели с накъсо съединен ротор с мощност от 1,2 до 1,4kW. Двигателят е във взривобезопасно изпълнение. Захранва се с шест жилен кабел - три силови жила, две за управление обикновено на ниско напрежение - 36V и едно земно. Захранващото напрежение по съображения за електробезопасност е 127V. Въпреки това машината е опасна от поражение на електрическия ток, особено при работа в руднични условия. Винаги се използват електрически двигатели с един чифт полюси, тъй като те са най-леки, а това за ръчните машини е от голяма важност.

При пневматичните бормашини се използват ламелни пневматични двигатели с ексцентрично разположени ротор и статор. Те са по-леки от електрическите.

При хидравличните бормашини хидравличният двигател е с още по-малка маса и габарити. Използването на хидравличен двигател позволява да се създадат ръчни бормашини с маса 4-7kg.

Редуктор. При ръчните бормашини се използват едностепенни, двустепенни, планетни редуктори и редуктори за принудително подаване на бормашината (Фиг. 6.3 а, б, в, г). При избор на редуктор трябва да се вземат в предвид условията, при които ще работи бормашината. Честотата на въртене на патронника трябва да бъде от 500 до 900min^{-1}. За работа в по-меки скали се използват по-големите честоти. При бормашината СЗР-19М се използва двустепенен редуктор (Фиг. 3.2б).



Фиг.6.3. Кинематични схеми на бормашини

На фигура 6.3д е показана ръчна бормашина с принудително подаване СПР-2. Използват се в скали с якост до 5-5,5. Мощността на двигателя е завишена до 1,4 kW, а масата им е 24 kg. Тя има същите главни части, както ръчните. Добавя се само подаващо устройство, състоящо се от въже 7 и барабан 8. Въртеливото движение към барабана се предава чрез цилиндрична 4 и червячна предавки 6. Големината на осовия натиск се регулира в граници до 2500N, чрез ръчка 10 и съединител 9. Въртеливото движение към патронника 5 и пробивния инструмент се осъществява чрез двигател 1 и двустепенен редуктор 2.

Чрез съединител 3 могат да се предават две скорости на въртене. При работа въжето се закача към стойка, монтирана между пода и тавана на изработката. Ръчните бормашини с принудително подаване са нужни машини, тъй като с тях се разширява областта на приложение на ръчните, машини и в по-твърди скали. У нас тези машини не са познати и използването им е крайно ограничено. Така за пробиване, на скали с по-голяма якост от 4 се търсят по-тежки и неудобни за използване: колонкови бормашини или се преминава към пробивни чукове, което е икономически неоправдано.

Ръчни хидравлични бормашини. През последното десетилетие по-често започват да се използват ръчни бормашини с хидравлични двигатели. Главното им предимство е тяхната малка маса и простота на конструкцията. Задвижването с хидравличен двигател позволява лесно, в широки граници да се регулира честотата на въртене, а поради големият въртящ момент на двигателя да не се използва редуктор.

Най-големи възможности при въртеливото пробиване дават хидравличните пробивни машини с въртеливо - ударно действие. Това ще рече, че инструментът се завърта директно от хидравличния двигател и допълнително върху него се нанасят леки удари. С това ще може да се разшири приложението на тези машини и в по-твърди скали (може би до $f = 10$, а скоростта на пробиване да бъдат няколкократно по-голяма.

6.3. КОЛОНКОВИ БОРМАШИНИ

6.3.1. Общи сведения. Колонковите бормашини са по-тежки от ръчните, поради което се монтират на колонки, от където са получили и наименованието си. Напоследък колонковите бормашини се монтират само на манипулатори, карети и сонди. Използват се за пробиване на взривни дупки и сондажи в скали с якост до $f = 8$. Те имат същите главни части, както ръчните бормашини. Прибавен е само механизъм за подаване и е увеличена мощността на двигателя и масата на машината. Ще разгледаме няколко конструкции колонкови бормашини, които бележат и пътят на тяхното усъвършенстване.

6.3.2. Колонкова бормашина ЗБК-2М (Фиг.6.4а,б). Машината е представител на по-старото поколение колонкови бормашини. Разглежда се главно заради диференциално - винтовия механизъм за подаване, използван и в много други машини. При работа машината се монтира върху колонка (Фиг.6.4а), съставена от две тръбни рами 3 и 4, влизащи една в друга. Чрез петата 1 и винта 5 колонката се закрепва в изработката. Бормашината 2 се монтира към колонката чрез уши 6 и конзоли 7, като може да се завърта около оста на колоната (в пета 1) и по оста на ушите.

На кинематичната схема (Фиг.6.4б) е показано задвижването на машината. От двигателя 1 въртеливото движение се предава на винта 8 и патронника 14 чрез зъбни колела 2, 3, 4, 5, 9 и втулка 10, закрепена към зъбно колело 9 и навита във винта 8. Съединителят 6 чрез ръчка 7 се намира в предно положение.

Въртеливото движение се предава и към зъбни колела 13 и 11. Броят на зъбите им е така подбран, че зъбно колело 11 да получи по-голям брой обороти, отколкото винта е получил от втулка 10. Към зъбно колело 11 е закрепена гайката 12, навита във винта 8. Благодарение на разликата в оборотите на втулката 10 и гайката 12 се получава подаването на винта и бургията напред (на работен ход).

Скоростта на подаване V_{PX} се определя от израза:

$$V_{PX} = S\left(n_r - n_B\right), mm/\min \qquad (6.1)$$

Където: S е стъпката на винта, mm.;

- n_r и n_B - съответно честотата на въртене на гайката и винта, $\min^{-1}$.

При положение на съединителя назад, предната предавка 13 и 11 се застопорява, при което оборотите на гайката 12 стават нула и винта се връща бързо назад. Скоростта на обратния ход V_{OX} се определя по израза:

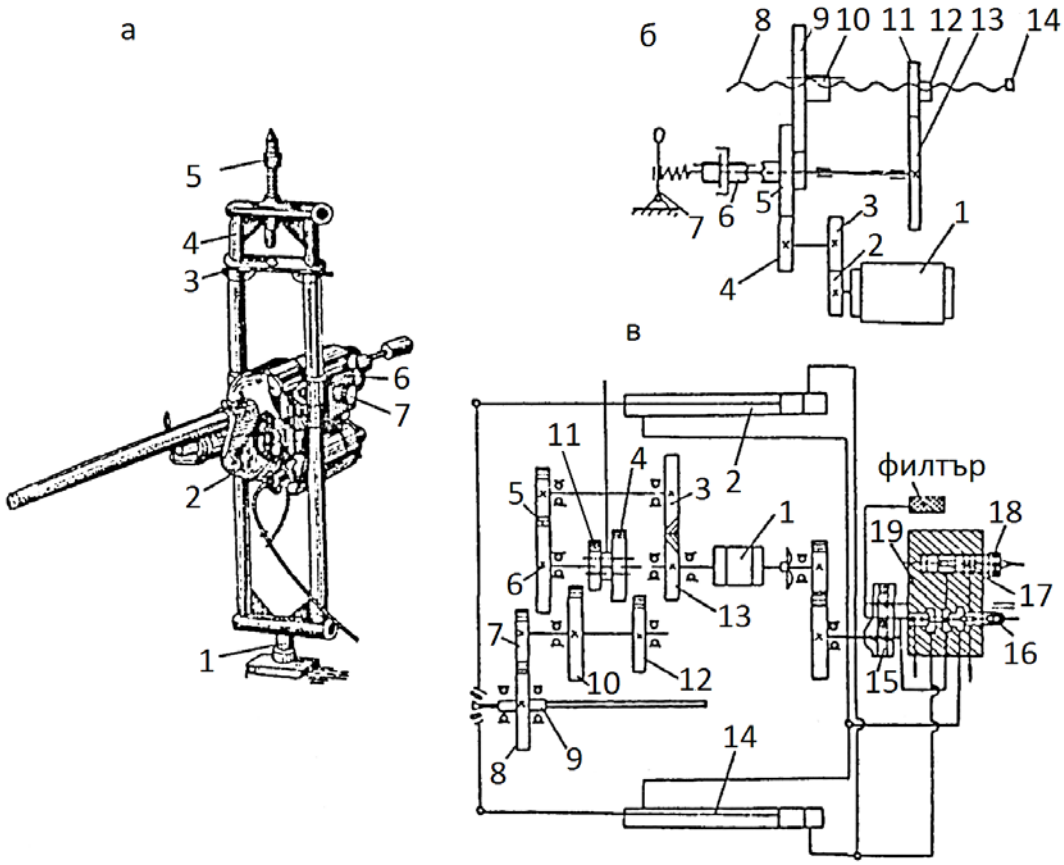
$$V_{OX} = -S.n_B, mm/\min. \qquad (6.2)$$

При реверсиране на двигателя се сменят само посоките на преместване на двата хода.

Недостатък на диференциално-винтовия механизъм за подаване е постоянната скорост на подаване на инструмента. Така при пробиване в скали с различна якост машината няма да работи в оптимален режим. Освен това ходът на винта е малък и много често трябва да се наставя инструмента.

6.3.3. Електро-хидравлична бормашина ЗБГ-1 (Фиг. 6.4в). Бормашината се състои от асинхронен двигател 1, редуктор, маслена помпа 15, разпределител

19 и хидравлични цилиндри 2 и 14 за подаване на машината. Въртеливото движение към бургията се предава чрез четири двойки зъбни колела 13-3. 5-6, 11-16, или 4-12, и 7-8. Подаването се извършва чрез хидравлични цилиндри 2 и 14. Те се захранват от зъбна маслена помпа 15. Разпределителят 19 се състои от разтоварващ клапан 17, лост 16 за реверсиране и лост 18 за регулиране налягането в хидравличната система, респективно силата на подаване.



Фиг.6.4. Колонкови бормашини
а - общ вид; б - ЗБК-2М; в - ЗБГ-1

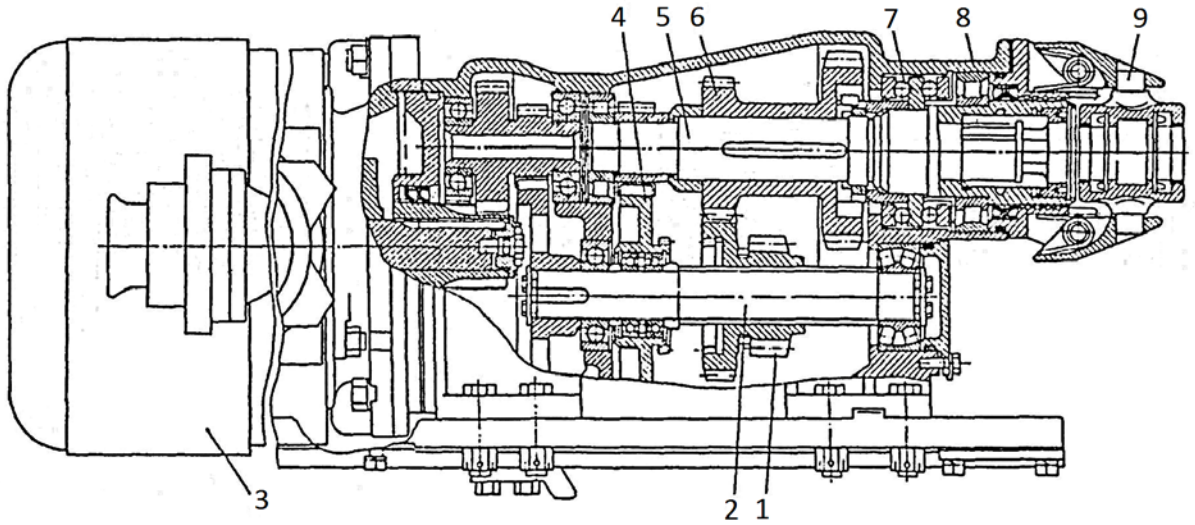
При тази бормашина се отстранява недостатъка на ЗБК-2М - фиксираната скорост на подаване, но остава късият ход на подаване за цикъл.

Колонковите бормашини, монтирани върху колонки имат този. недостатък, че ходът на подаване е малък (до 1m), поради което при пробиване се губи време не само за монтаж на колоната, а и за удължаване и скъсяване на пробивния инструмент. Поради тази причина те не са намерили голямо приложение. Колонковите бормашини вече се монтират само на манипулатори, закрепени на товарачните машини, на пробивни карети и сонди. Конструкцията и работата на колонковата бормашина се променят коренно. Пробивната машина осигурява само въртеливото движение на инструмента, а постъпателното се осъществява чрез различни автоподавачи, които разгледахме. Разделянето на задвижването на двата механизма опростява конструкцията на машината и дава възможност за по-голяма енерговъоръженост, независимост в работата на двата механизма и от тук за работа в по-твърди скали - до $f = 10 \div 12$.

Колонковите бормашини, монтирани на манипулатори могат да бъдат с електрическо, пневматично или хидравлично задвижване и с различна честота на въртене. Те са известни повече като дългоходови бормашини, тъй като ходът на автоподавача е дълъг.

6.3.4. Дългоходова електрическа пробивна машина БУЗ-1М (Фиг.6.5). Въртеливото движение от електродвигателя 3 се предава на пробивния инструмент чрез тристепенен редуктор. Може да се осъществи превключване на скоростите на въртене чрез преместване на зъбното колело 1 по дължината на шлицевия вал 2 в едно от трите положения.

По-нататък, в зависимост от заетото положение, въртеливото движение продължава към вала 5 и инструмента през зъбните колела 4 и 6. Осовата сила при пробиване се възприема от опорните лагери 7, монтирани в предната втулка 8. Щангата се фиксира чрез бургиедържателя 9. Мощността на двигателя е 7,5кW, а масата на бормашината 245kg.



Фиг.6.5. Дългоходова електрическа пробивна машина БУЗ-1М

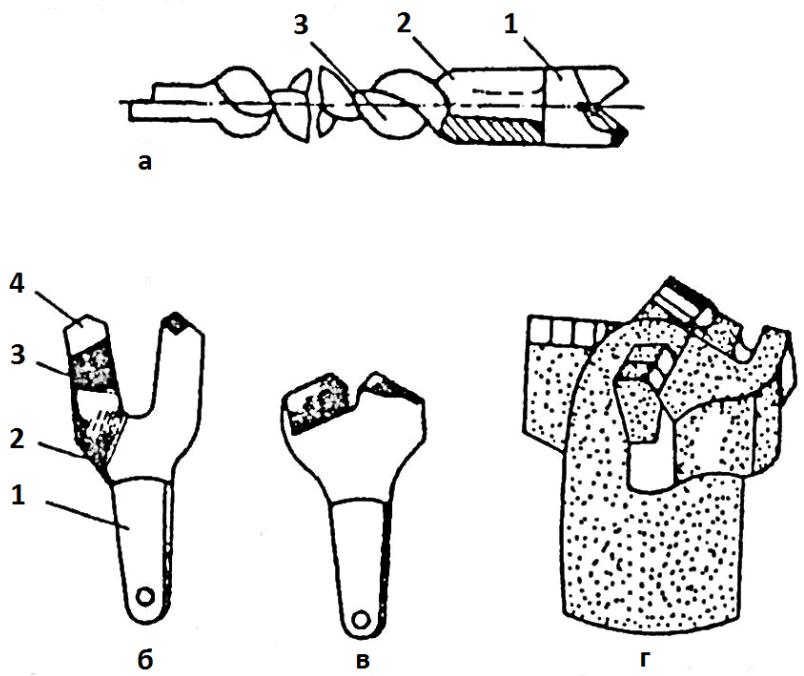
6.3.5. Дългоходови хидравлични пробивни машини. Устройството им е близко до тези с електрическо задвижване. Електродвигателят е заменен с хидравличен. Ако въртящият му момент е достатъчно голям липсва редуктор, с което конструкцията им се опростява, намалява се масата им и се увеличава енерговъоръжеността на машината. Тези машини намират все по-широко приложение.

6.4. ПРОБИВЕН ИНСТРУМЕНТ ЗА РУДНИЧНИ БОРМАШИНИ

Пробивният инструмент за рудничните бормашини се състои от сменяема корона 1, щанга 3 и закрепващ щифт 2 (Фиг. 6.6).

6.4.1. Коронни. Короната се състои от тяло 2, опашка 1 и пера 3, армирани с твърди пластини 4 (Фиг. 6.6б). Използват се два вида корони - за въглища (Фиг.6.6б) и за скали (Фиг.6.6в). Различават се по дължината и разствореност на перата. С нарастване на якостта на скалите намалява дължината на

разтвореността на перата. Тялото на короната е конусно за намаляване на триенето по стените на взривната дупка. Двуперестите корони се използват за пробиване на въглища и средно здрави скали. При по-здрави скали те се заклинват и създават големи вибрации в щангата и в машината. В този случай трябва да се използват триперести или четириперести корони (Фиг. 6.6г). Свързването на короната с щангата може да бъде конусно, резбово или чрез цилиндрична или конусна опашка със застопоряващ щифт (Фиг. 6.6а). Най-подходящо е последното свързване, тъй като е просто, лесно се разглобява и е подсигурено против превъртане и прегряване на короната. Короните се изработват от въглеродни или легирани стомани и се армират с металокерамични пластини от ВК-6 и ВК-8. Заточването на короните се извършва по шаблон на специализирани заточващи машини.



Фиг.6.6. Пробивни инструменти на рудничните бормашини

6.4.2. Щанги. За пробиване на взривни дупки в скали до $f = 6$ щангите са спирално навити с ромбовидно, правоъгълно, или кръгло сечение. В единия край щангата завършва с конусна или цилиндрична опашка за свързване с бормашината, а в другия - с глава за свързване с короната. При пробиване в твърди скали щангата е с кръгло или шестостенно сечение с централен канал за подаване на вода.

Винтовите щанги се използват при сухо пробиване. Стъпката на винта се изменя от 60 до 80mm. Щангата трябва да осигурява свободно изнасяне на ситнежа от взривната дупка. При по-меки скали стъпката на винта и дълбочината на спиралата са по-големи. Щангите се изработват от въглеродна или легирани стомани.

6.5. ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА РУДНИЧНИТЕ БОРМАШИНИ

6.5.1.Правила. Най-важните правила, осигуряващи висока производителност и продължителен срок на служба на рудничните бормашини са:

1.Преди бормашината да бъде предадена за работа се проверява изолацията, работата и нагряването на двигателя, наличието на грес и работата на вентилатора.

2.Преди включването на бормашината в работа трябва да се провери наличието на метан на работното място. При съдържание над 1% метан бормашината не се включва. Проверява се заземлението и състоянието на кабела. Заточват се необходимият брой корони. Проверява се забоят и се обрушават провисналите парчета.

3.При работа на бормашината трябва да се спазва оптимален работен режим. Той се определя от честотата на въртене на бургията и осовия натиск. Честотата на въртене трябва да бъде съобразена с якостта на скалата, а осовият натиск да е достатъчен за внедряване на короната и за постигане на максимална скорост на пробиване.

4.По време на работа не трябва да се заклинва бургията. При заклинване бормашината може да се завърти в ръцете на работника и да го нарани. Заклинената бургия се разхлабва ръчно чрез ключ, а не с включване на бормашината. Често това не се спазва. Бормашината се претоварва и много бързо се повредя или изгаря двигателят.

5.Негръмнали взривни дупки не се допробиват с бормашини.

6.След свършване на работа напрежението се изключва, кабелът се окачва, навит в страни на изработката. Бормашината се съхранява в специален сандък или се изнася за ремонт.

Усъвършенстването на рудничните бормашини е насочено към подобряване на работните и експлоатационни качества чрез:

- намаляване на масата на ръчните бормашини, като се използват по-леки материали и специални изолации при електрическо задвижване или използване на хидравлично задвижване;
- увеличаване мощността на двигателя;
- разработване и внедряване на руднични бормашини с въртеливо - ударно действие;
- използване на подходящи корони, съобразени е якостта на скалите;
- по-масово използване на бормашини с принудително подаване и по-тежки колонкови бормашини, монтирани на карети;
- разширяване областта на приложение на въртеливото пробиване в скали с якост до $f = 10 \div 12$.

6.5.2. Избор на параметри на рудничните бормашини

Най-важните параметри, от които зависи ефективната работа на рудничните бормашини, а и останалите пробивни машини с въртеливо действие са силата на подаване и оборотите на инструмента. С нарастване на силата на подаване, нараства скоростта на пробиване и намалява относителният разход на енергия за пробиване. При избора на сила на подаване като ограничаващ фактор се явява

якостта на инструмента.

С нарастване на оборотите на инструмента до определено значение расте и скоростта на пробиване. Оптималната честота на въртене на инструмента зависи най-вече от якостта на скалите и силата на подаване. При избор на честота на въртене трябва да се отчита и факта, че прекомерното увеличаване на честотата на въртене довежда до по-интензивно износване на короната.

Оптималната сила на подаване може да се определи въз-основа на формулата на академик Алимов О.Д., получена след провеждане на множество експериментални изследвания за пробиви с диаметър от 40 до 45mm.

$$P_{OC} = 350\, f, N, \tag{6.3}$$

където f е коефициентът на якост на скалите по Протодяконов.

Средната рационална честота на въртене на инструмента се определя по изразите:

$$n = \left(11,7 \div 0,83\right) f, s^{-1}; \tag{6.4}$$

$$n = \frac{36,6}{f}, s^{-1}. \tag{6.5}$$

Първата формула се използва при пробиване на по-здрави скали, а втората при по-слаби скали с коефициент на якост до 4.

Под действие на осовия натиск P_{OC} короната се внедрява на дълбочина h.

$$h = \frac{P_{OC}}{\sigma_{CM}.L}.\frac{\cos^2\varphi.\cos\alpha}{\sin\left(\alpha + 2\varphi\right)}, m. \tag{6.6}$$

където: σ_{CM} е граничното напрежение на скалата на смачкване, MPa;

- L - сумарната дължина на острието, m;
- φ - ъгълът на триене, градуси;
- α - ъгълът на заостряне на короната, градуси.

Скоростта на пробиване се определя по израза:

$$v_{ПР} = 60h.z.n, m/\min. \tag{6.7}$$

където: n е честотата на въртене на инструмента, s^{-1};

- z - броят на перата на короната.

Въртящият момент на короната се определя по израза:

$$M_B = \frac{2}{3} D.R.z, Nm. \tag{6.8}$$

където: D е диаметърът на короната, m;

- R - действаща сила на перото на короната в плоскост, перпендикулярна към оста на въртене N.

Равнодействащата R се определя по твърде сложна формула затова тук само е посочено, че тя зависи право пропорционално от якостта на скалата σ_B, дълбочината на внедряване h, диаметъра на короната (на втора степен), коефициентът на триене и степента на износване на короната.

Мощността на двигателя на бормашината се определя по израза:

$$N = \frac{2\pi.k_3.M_B.n}{10^3 \eta_M}, kW. \tag{6.9}$$

където: $k_3 = 1{,}15 \div 1{,}2$ е коефициентът на неотчетените загуби;

- η_M - механичният к.п.д. на задвижването.

При пробиване на сондажи силата на подаване, честотата на въртене, въртящият момент и мощността се определят в зависимост от вида на инструмента и якостта на скалата.

В практиката много рядко се прибягва до използването на дадените по-горе зависимости. Също така те не винаги могат да осигурят нужната точност. Най-често се разчита на провеждане на експериментални изследвания към конкретните условия в рудника. Подготовката за такива изследвания е елементарна и би трябвало да се провежда от технолозите и механиците, за да се осигури оптимален режим на пробиване и намаляване на разходите.

Тук трябва да се отбележи, че пробивните машини с въртеливо действие изискват най-голям осов натиск. Най-малък осов натиск изискват пробивните машини с ударно действие. Средно положение заемат пробивните машини в ударно-въртеливо действие.

6.6. СОНДИ С ВЪРТЕЛИВО ПРОБИВАНЕ. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. КЛАСИФИКАЦИЯ И ПРОБИВЕН ИНСТРУМЕНТ

6.6.1. Общи сведения. За пробиване на сондажи в подземните и открити рудници широко се използват сонди с въртеливо пробиване. Предимствата им са: високата производителност, малкото прахообразуване и шум при работа, използването на електрозадвижване, удобствата за автоматизиране и ред други.

6.6.2. Класификация. Сондите с въртеливо действие се класифицират по следните признаци:

- според приложението - за подземни и открити рудници;
- според механизма за подаване - с хидравличен, пневматичен, рейков и въжен механизъм;
- според начина на придвижване - самоходни с гъсеничен, колесен или крачещ ходов механизъм и несамоходни;
- според задвижването - електрически, пневматични и хидравлични;
- според пробивния инструмент - сонди с армирани корони, диамантени, шротов, с ролкови длета, за ядково и безядково пробиване.

6.6.3. Пробивен инструмент. Общият вид на използвания пробивен инструмент при сондите с въртеливо действие е показан на фигура 6.7.

Инструментът може да бъде:

Шнеков (Фиг. 6.7а). Инструментът се използва за пробиване на скали с якост до $f = 5$ и дълбочина до 25m. Състои се от армирана корона 6, щанги 2 с заварена към тях спирала и опашка 1. Щангата се изработва от тръба, като в двата й края се оформят гнездо и опашка за свързване със следващата щанга. Свързването става чрез шплент 5 и шайба 4. Ситнежът се изнася извън сондажа чрез шнека, образуван от заварената към тръбата спирала.

Колонков (Фиг. 6.7б). Предназначен е за ядково пробиване в скали с якост до $f = 8$. Състои се от водна глава 1, щанги 2, съединителни муфи 3, преходник 4, колонкова тръба 5 за поемане на ядката, пръстен 6, ядков инструмент 7 и корона 8, армирана с твърди пластини. Ситнежът се изнася чрез вода, подавана

през водната глава. При повдигане на инструмента ядката се заклинва в колонковата тръба чрез пръстена 6, при което се скъсва в долната си част. Останалата в колонковата тръба ядка се изнася извън сондажа при изваждането на инструмента. При ядково пробиване можем да извършваме и геоложко проучване на находището.

Шротов (Фиг. 6.7в). Състои се от водна глава 1, щанга 2, свързваща муфа 3, шламова тръба 4, преходник 5, колонкова тръба 6 и корона 7. При работа инструментът се привежда във въртеливо движение при голям осов натиск. Между короната и забоя се насипва чугунен или стоманен шрот. Попадналият под короната шрот се внедрява в скалата, като я смачква, изтрива или надробява. Шламът има по-голямо специфично тегло и трудно се изнася от сондажа с промивната течност. Затова към преходника се монтира шламова тръба, в която се натрупва шламът и се изважда заедно с ядката. Промиването на сондажа трябва да бъде непрекъснато, тъй като при спирането тежкият шлам бързо се утаява и може да прихване (циментира) инструмента. Ядката се заклинва в колонковата тръба чрез насипване в щангите на натрошени стъкла или шрот с по-големи размери. Шротовото пробиване са използва много рядко за целите на пробивно-взривните работи.

Ролков (Фиг. 6.7г). Използва се за пробиване в скали с якост $f = 6 \div 20$. Състои се от водно-въздушна глава 1, щанги 2, свързваща муфа, преходник 4, преходна муфа 5 и ролково длето 6.

Конструкцията на ролковото длето е показана на фигура 6.6 в, д, е. Състои се от корпус 10, към който са заварени лапи 9 с опори 4 и ролки 6. Ролките са монтирани на ролкови и сачмени лагери 2, 3 и 8. Сачменият лагер служи и за задържане на ролката към опората. Сачмите се нареждат при монтажа през канал 5. След нареждането на всички сачми отворът се затваря с пробка и се заварява. През отвора 1 на длетото се подава сгъстен въздух за продухване на сондажа. Ролките са армирани с пластини 7 от твърда сплав.

В зависимост от якостта на скалите работните повърхнини на ролките имат различна форма и армировка.

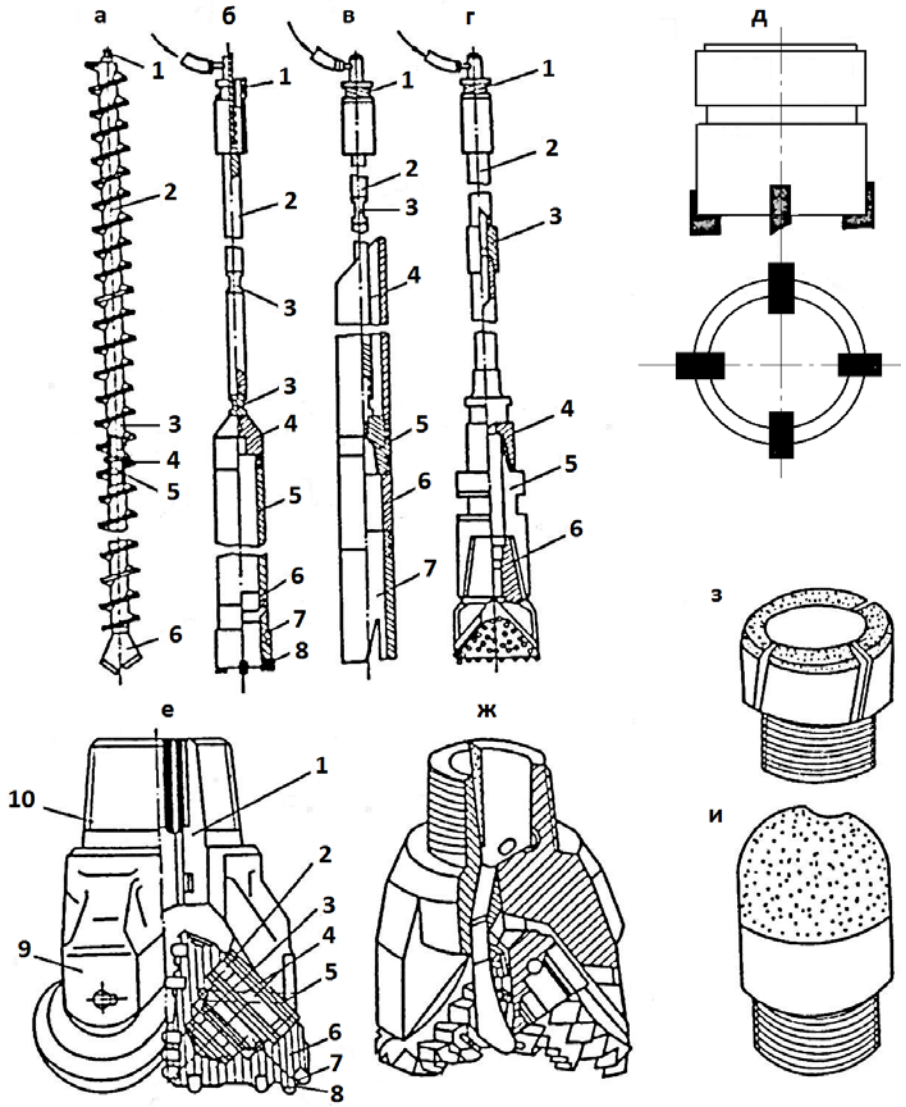
При работа в твърди скали с якост $f = 10 \div 20$ ролковите длета са бутонни (Фиг. 6.6е). В ролката 6 са запресовани твърдосплавни цилиндрични щифтове с полусферична глава. При скали с якост $f = 8 \div 10$ ролките имат комбинирани работни, повърхнини, които се състоят от фрезовани зъби, напластени с твърди сплави и от пресовани твърдосплавни щифтове. При скали с якост до $f = 8$ ролките са с фрезовани зъби, напластени с твърди сплави.

Ролковото длето може да бъде с едно, две, три или четири длета. Най-добри резултати се получават при триролковите длета.

Разрушаването на скалата при ролковите длета се извършва при въртене на пробивния инструмент, който се намира под голям осов натиск. Разрушената скала се изнася от сондажа чрез сгъстен въздух или вода.

Диамантен. Използва се за пробиване в скали с голяма якост и абразивност. Диамантеното сондиране е единственият начин за пробиване на взривни сондажи с диаметър 30-60mm. в здрави и много здрави скали. Пробивният инструмент се състои от същите елементи, както при колонковото и ролковото пробиване. Вместо обикновена корона или ролково длето се монтира

диамантена корона за ядково или безядково пробиване (Фиг. 6.6з,и). Короните се армират с диаманти карбонадо, конго, баласи или изкуствени диаманти.



Фиг.6.7. Пробивен инструмент за въртеливо пробиване на сондажи

6.7. СОНДИ С ШНЕКОВ ПРОБИВЕН ИНСТРУМЕНТ

6.7.1.Общи сведения. Сондите с шнеков пробивен инструмент се използват в откритите рудници за пробиване на сондажи с диаметър до 350mm и дълбочина до 25m, в меки скали. Те се състоят от ходов механизъм, платформа, мачта и пробивно оборудване. Ситнежът се изнася от сондажа чрез шнек.

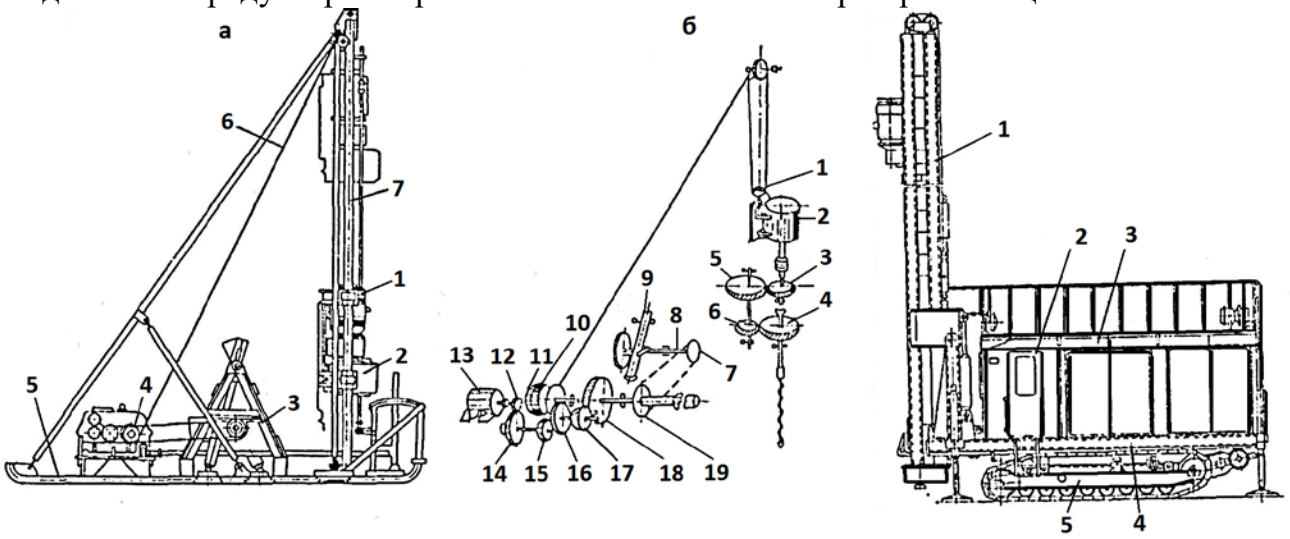
6.7.2.Сонда БС-110/25. Общият вид й кинематичната схема но сондата са показани на фиг.6.8а,б. Сондата се състои от пробивен инструмент, задвижване, лебедка с редуктор, крачещ ходов механизъм и рама. Сондата е с твърде опростена конструкция. Използва се в някои наши открити въглищни рудници.

Пробивният инструмент се привежда във въртеливо движение чрез асинхронен двигател 1 с накъсо съединен ротор и редуктор 2. Чрез въжето 6 и лебедката 4 те се повдигат и спускат по направляващите тръби 7. Придвижването на машината се извършва чрез крачещ ходов механизъм 3,

монтиран върху рамата 5.

От кинематичната схема се вижда, че пробивното оборудване е монтирано върху плоча 1, окачена на вертикалната мачта. От електродвигателя 2 въртеливото движение се предава към пробивния инструмент чрез зъбни колела 3, 5, 6 и 4. Осовата сила се създава от теглото на двигателя, редуктора и пробивния инструмент. Плочата 1 се повдига чрез лебедката 16, задвижвана от двигателя 13 и зъбните колела 12, 14, 15, 16, 17 и 18. Включването на барабана се извършва чрез съединителя 11. Крачещият ходов механизъм 9 се задвижва от същия двигател чрез верижна предавка 19 - 7 и вала 8.

6.7.3.Сонда СБР-160А-24 (Фиг.6.8в). Предназначена е за пробиване на сондажи с диаметър 160mm и дълбочина до 24m. Мачтата 1 е с дължина 11m, което позволява да се използват щанги с дължина 8,2m. Изпълнена е като пространствена ферма с правоъгълно сечение. Вътре в мачтата по направляващи се премества механизмът за въртене. Задвижва се чрез двускоростен асинхронен двигател и редуктор. Вътре в мачтата са поместени и резервните щанги.



Фиг. 6.8. Сонда БС-110/25 Фиг. 6.8в. Сонда СБР-160А-24

В долната част на мачтата е монтиран ключ и хидравличен механизъм за навиване и развиване на щангите. Сондата има въжена система с лебедка за повдигане и спускане на пробивното оборудване. Задвижването на лебедката се осъществява чрез постояннотоков двигател, електрическа спирачка и електромагнитна муфа. Повдигането и спускането на мачтата се извършва чрез хидравлични цилиндри. Чрез четири хидравлични цилиндъра се хоризонтира сондата при работа. Също чрез хидравличен механизъм става навиването и отвиването на щангите. Хидравличното оборудване се захранва от маслена станция, монтирана в машинното отделение 3 върху рамата 4. В машинното отделение е поместена и кабината за управление 2. Ходовият механизъм 5 е гъсеничен с индивидуално задвижване на всяка гъсеница.

Подобна е конструкцията на сонда СБР-200-50 за пробиване на сондажи с диаметър 200mm и дълбочина до 50m. Сондата е усъвършенствана и може да работи със шнеков инструмент в скали до $f = 6$ и с ролкови длета до $f = 10$. Механизмът за въртене се задвижва от високо моментен хидравличен двигател. Подаването на инструмента се осъществява чрез два хидравлични цилиндъра.

Буталните пръстове на хидравличните цилиндри са свързани с хидравлични захващащи устройства. Те захващат щангата и я подават на разстояние 1m. След това автоматично системата се връща назад за нов захват и подаване на инструмента. Ситнежът се отделя чрез шнек, продухване със сгъстен въздух или комбинирано със използване на система за сухо прахоулавяне.

6.8. СОНДИ С РОЛКОВИ ДЛЕТА

6.8.1.Предназначение. Сондите с ролкови длета се използват за пробиване на взривни и геологопроучвателни сондажи в откритите и подземните рудници. В този учебник са разгледани само сондите за пробиване на взривни сондажи. С ролкови длета се пробиват сондажи с диаметър от 90 до 380mm, а в редки случаи - до 500mm в скали с всякаква якост, най често при якост $f = 6 \div 20$. Дълбочината на пробиване достига до 80m. Изборът на диаметър и дълбочина на сондажа, респективно на типа на машината, зависи от характера на месторождението, приетата система на разработване и използваната добивна механизация.

6.8.2.Принцип на действие. Общият, вид на изпълнителния орган на сонда с ролково длето е показан на фигура 6.6в,д,е. Изпълнителният орган се привежда във въртеливо движение при голям осов натиск. При това ролките на длетото се търкалят по забоя и зъбите им се забиват в скалата, като я смачкват или откъртват. Въздействието на зъбите е ударно, предизвикано от периодичното повдигане на инструмента, тъй като ролките се опират ту на един, ту на два зъба. Ударното въздействие превишава от 2 до 5 пъти големината на осовия натиск и спомага за по-интензивно разрушаване на скалата.

6.8.3. Класификация. Сондите с ролкови длета се класифицират:

- според диаметъра на сондажа и масата:
- леки - от 18 до 25t и диаметър на сондажа до 200mm;
- средни - от 30 до 50t и диаметър на сондажа до 250 mm;
- тежки - над 50t и диаметър на сондажа над 250mm;
- с постоянен и променлив наклон на кулата;
- за подземни и открити рудници;
- за меки, средно твърди и твърди скали;
- мачтата е разположена по оста на сондата и странично.

6.8.4. Основни възли. Независимо от голямото разнообразие на сонди с ролкови длета, всички те имат следните основни възли:

- ходов механизъм - гъсеничен или пневмоколесен;
- машинно отделение с кабина за машиниста;
- мачта - пространствена конструкция за направляване на пробивния инструмент;
- механизъм за повдигане, спускане и фиксиране на мачтата;
- механизъм за подаване, въртене, повдигане и спускане пробивния инструмент;
- уредба за изнасяне на ситнежа и за прахоулавяне.

6.8.5. Конструкции. У нас до 2000г. се използваха предимно руските сонди СБШ-200 и СБШ-250 (С-сонда. Б-буровая. Ш-шарошечная, 200mm.- диаметър на

сондажа) в различните им модификации. Те са преминали през твърде продължителен срок на експлоатация и усъвършенстване. В настоящия момент се произвеждат различни усъвършенствани модификации като 2СБШ-200-40; 2СБШ-200Н; 3СБШ-200-60; 4СБШ-200-40; 2 СВШ-200-32; СБШ-250-32МН; СБШ-250-32МНА; СБШ-250-55; СБШ-250-32МН и др.

Сонда СБШ-250-32МНА (Фиг. 6.9а). Сондата се състои от следните основни възли: гъсеничен ходов механизъм 1, опора 2 на мачтата, мачта 3, цилиндър 4 за сваляне и издигане на мачтата, кабина 5, опорни крикове 6 и кабелен барабан 7. Ходовият механизъм е гъсеничен с индивидуално задвижване на двете гъсеници. Рамата на сондата е монтирана върху напречни греди на гъсеничната количка. На рамата са поместени основните механизми. Мачтата се опира на две опори. Спуска се и се издига чрез хидравлични цилиндри. В машинното отделение са поместени маслена станция, водна помпа, помпа за омокряне на забоя, винтов компресор за издухване на праха от сондажа, воден резервоар. От лявата страна на сондата се намира кабината за управление, оборудвана с кондиционер на въздуха за подобряване на санитарно-хигиенните условия на работа. При пробиване рамата на сондата се поставя в хоризонтално положение на три хидравлични крика. Излизащият от сондажа ситнеж се издухва в страни от сондата чрез вентилатор. Мачтата е здрава пространствена конструкция, вътре в която са поместени сепараторът с пробивните щанги, механизмът за подаване, механизмът за навиване и развиване на щангите и др. На горния край на мачтата са монтирани опорите на механизма за подаване. В долния край са монтирани два хидравлични цилиндъра на механизма за подаване и механизма за навиване и развиване на щангите. По дължината на мачтата са разположени водачите, по който се направлява механизма за въртене на ролковото длето с пробивните щанги.

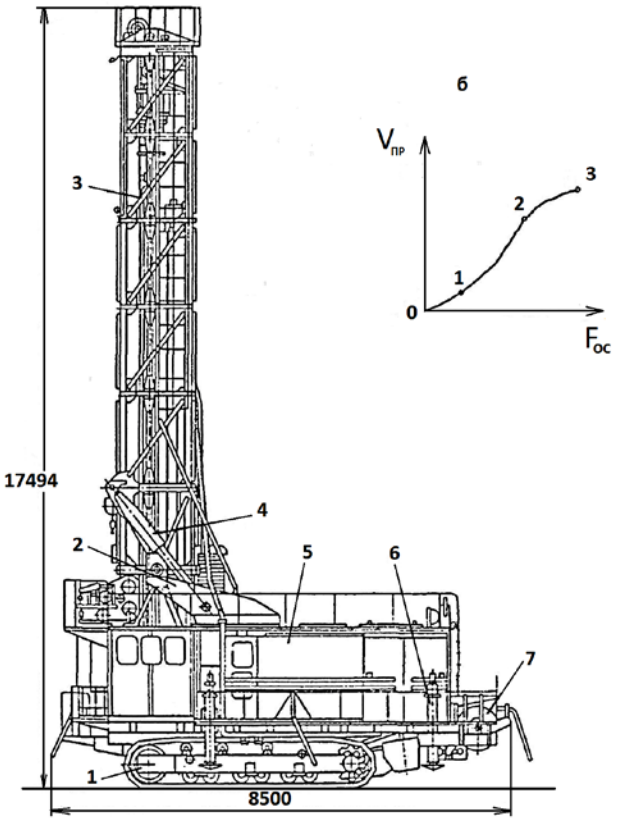
Механизмът за подаване (Фиг.6.10) се състои от два хидравлични цилиндъра 1 и две четирикратни полиспастни системи 4. При ход на буталния прът на цилиндрите 2m ходът на пробивния снаряд е равен на 8m. Натягането на системата за подаване се осъществява чрез ролка 3 и двукратен полиспаст 2.

Към механизма за подаване са включени подаващите цилиндри 1, към чиито бутални прътове са свързани два ролкови блока 8, още два ролкови блока 9 и 10, монтирани съответно в горния и долния край на мачтата. Така се образуват две полиспастни системи, опасани с подемните въжета. Единият край на въжетата е свързан неподвижно с горния или долния край на мачтата, а другият с корпуса на механизма за въртене. При подаване на масло в буталната камера на цилиндъра 1 се създава осов натиск, а при подаване на масло в прътовите камери се изважда инструментът заедно с механизма за въртене.

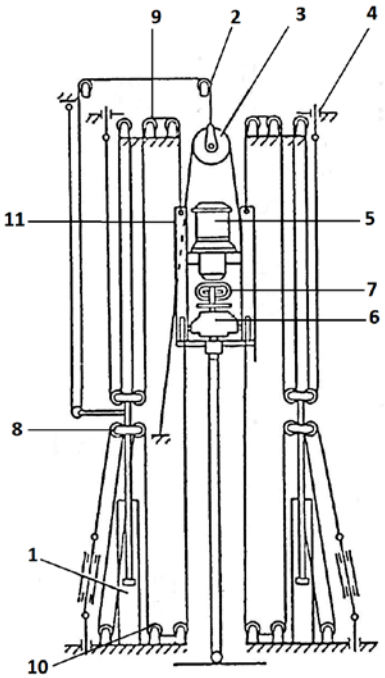
Подаващите въжета имат голяма дължина и еластичност, поради което при работа се създават големи трептения в длетото и то бързо се износва. По тази причина сондата не се използва за пробиване на скали с по-голяма якост от $f = 16$. Друга причина за ограничаване на якостта на скалите в които се пробива, е разположението на мачтата. При разположение на мачтата в края на платформата осовият натиск не може да бъде по-голям от 50-60% от теглото на сондата. При централно разположение на мачтата осовият натиск може да достигне до 80% от теглото й. При такива сонди обаче се затруднява

пробиването на сондажите към откоса.

В по-старите изпълнения на сондите двигателят и редукторът за въртене на инструмента се намират в горния край на мачтата, което създава по-големи вибрации в нея. За да се поемат мачтата се прави много масивна и тежка. Механизмът за въртене на инструмента се задвижва с асинхронен двигател и няма възможност за безстепенно регулиране на честотата на въртене. В новите модификации тези недостатъци са отстранени. За задвижване се използва постояннотоков двигател, монтиран долу на платформата.



Фиг.6.9. Сонда СБШ-250 32МНА

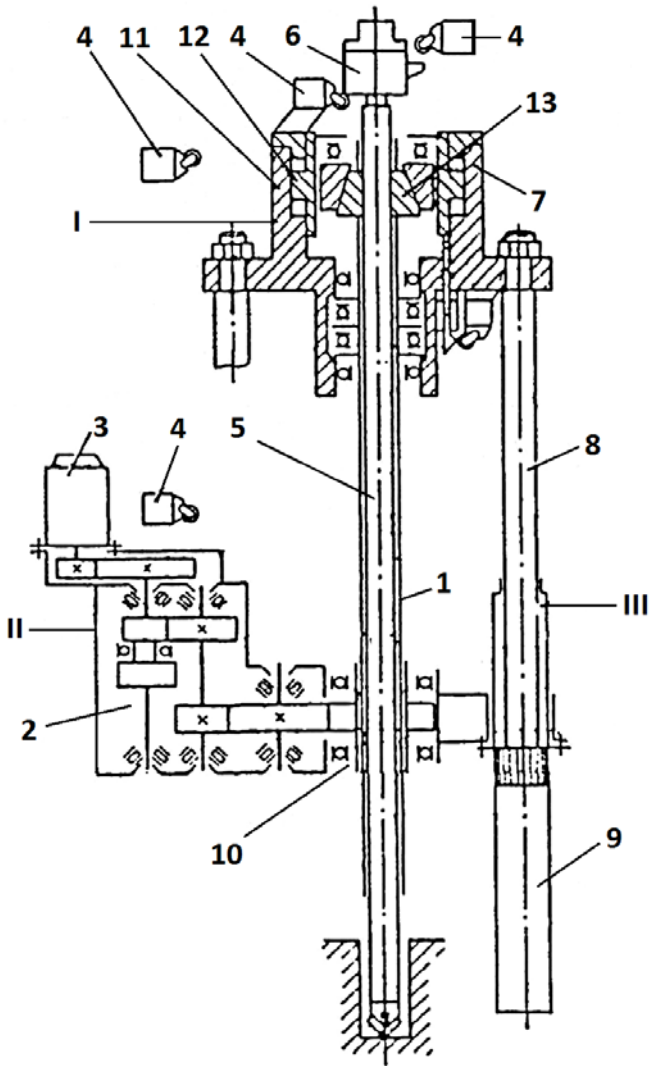


Фиг.6.10. Механизъм за подаване

Сонда 2СБШ-200Н (Фиг. 6.11). При тази сонда посочените проблеми са решени. На фигурата са показани шестостенен шпиндел 1, редуктор 2, постояннотоков двигател 3, крайни изключватели 4, пробивни щанги 5, опора на механизма за въртене 6, хидравличен патрон 7, бутални прътове 8 и хидравлични цилиндри 9.

Въртящият и подаващият механизми се състоят от опора на механизма за въртене и подаване I, механизъм за въртене II и два: хидравлични цилиндъра за подаване III. Механизмът за въртене се състои от фланцов постояннотоков двигател 3. Чрез редуктора 2 въртеливото движение се предава на роторното колело 10, изпълнено като едно цяло с тръба 1, обхващаща пробивните щанги 5, лагерувани в два радиално-опорни лагери.

Постояннотоковият двигател, позволява безстепенно регулиране на честотата на въртене. Опората на механизма за въртене и подаване I се състои от корпус, в който е поместен хидравличен цилиндър 11 с бутало 12.



Фиг.6.11. Механизъм за въртене и подаване на 2СБШ-200Н

При преместване на буталото надолу се преместват и трите конусни клина 13 и те захващат щангата 5. При преместване на клиновете нагоре щангата се освобождава и опората на механизма за въртене и подаване I чрез хидравлични цилиндри III може да се премести нагоре по щангата. Двата хидравлични цилиндъра III се състоят от бутални прътове 8, свързани с опората на механизма за въртене и хидравлични цилиндри, свързани с механизма за въртене II. При пробиване масло се подава към буталната камера на цилиндри III и в горната камера на хидравличен цилиндър 11, при което щангата 1 се захваща към опората на механизма за подаване. Под действие на осовия натиск и въртеливото движение на щангата тя се внедрява в скалата като буталният прът 8 се прибира в цилиндъра. Разстоянието между опората на механизма за въртене и подаване и самия механизъм за въртене постепенно намалява. При изчерпване на хода на подаващите цилиндри 8 се задействат крайните изключватели 4, като системата автоматично се реверсира. Масло се подава към прътовите камери на цилиндри 8 и под буталото 12, при което клиновете освобождават щангата. При това опората на механизма за подаване и въртене I се премества нагоре. При изчерпване на хода на цилиндри 8 в крайно горно положение отново се включват крайните изключватели 4, а системата автоматично се реверсира. Клиновете 13 захващат

щангата в следващата позиция и пробиването продължава.

Както се вижда, задвижването на механизма за подаване и въртене е свалено в долния край на мачтата, което позволява тя да бъде по-лека. Подаването на инструмента се извършва чрез два хидравлични цилиндъра, които при изчерпване на хода и включване на крайните изключватели 4 автоматично преместват опората на механизма I по дължината на щангата, като го захващат на следваща позиция до изчерпване на хода на щангата и поставяне на следващата. Предвижда се и система за автоматично управление на процеса на пробиване чрез регулиране на силата на подаване и честотата на въртене в зависимост от якостта на скалите. Така нараства скоростта на пробиване, намаляват се разходите за пробиване, намаляват се вибрациите и се защитават механизмите на сондата от претоварване.

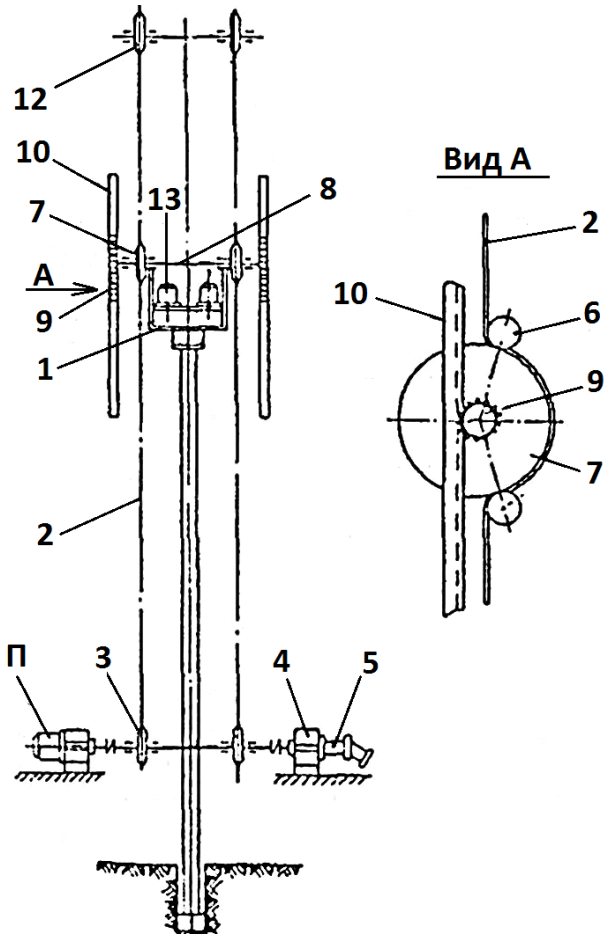
Водещите световни фирми, произвеждащи сонди с ролкови длета са "BUSAIRUS IRI", "JOY", "MARION", "ROBINS", "GARDNER DENVER", "INGERSOLL RAND", “SANDVIK”, “TEREX” и др. Известни са повече от 100 модела. Общите тенденции при съвременните сонди могат да се формулират така: Задвижването на механизма за въртене се осъществява чрез хидравлични двигатели. При достатъчен въртящ момент на хидравличния двигател се прилага безредукторно предаване на въртящия момент към пробивната щанга. Ситнежът се изнася от сондажа със сгъстен въздух. На устието на сондажа се поставя похлупак, който отвежда ситнежа към прахоуловителна система. В някои случаи се използват зъбно-рейкови механизми за подаване на инструмента. На повечето сонди, особено на по-тежките, се монтират системи за автоматично поддържане на оптимален режим на работа. В много широки граници за различните сонди се променят диаметрите на пробиваните сондажи - от 76 до 558mm и дължината на сондажа до 60m.

Освен гъсеничен ходов механизъм се използва и пневмоколесен, което позволява да се увеличи мобилността на сондата и по този начин да се намали броят на използваните сонди в рудника. Тези сонди също така лесно се отдалечават преди взривяване, а ремонтът им се извършва в ремонтната работилница, а не на работното място, благодарение на което се подобрява качеството му.

Американската фирма "BUSAIRUS IRI" произвежда ред сонди с ролкови длета 10R, 30R, 40R, 45R, 47R, 50R, 60R, 61R и 62R. Цифрата означава масата на сондата в t, а буквата - въртеливо пробиване. На фиг.6.12 е показана схемата на механизма за въртене и подаване, използван от тази фирма. Механизмът е верижно - реечен. Веригата обхваща три двойки звезди: 3 - разположени в долния край на мачтата, 12 - в горния и 7 подвижни, които при пробиване се преместват между двете крайни положения (между 3 и 12).

На подвижната каретка е монтиран механизмът за въртене 1, задвижван от един или два двигателя 13. Подаването се осъществява чрез затворената верига 2 задвижвана от звезда 3. Звездата 3 от своя страна се задвижва чрез хидравличен двигател 5 и редуктор 4. Двете малки звезди 6 са монтирани към подвижната звезда 7, разположена на вала 8 и служат за увеличаване ъгъла на обхвата на веригата и намаляване на силите в зъбите.

На вала 8 са монтирани две зъбни колела 9, зацепени със двете зъбни рейки 10, закрепени по цялата дължина на мачтата. По голямата сила в речното зацепване при сравнително не голяма сила във веригата се получава поради малкия диаметър на зъбните колела 9 и големия диаметър на подвижната звезда 7. За ускоряване на повдигането и спускането на подвижната звезда 7 се използва постояннотоков двигател 11. Двигателят 11 и хидравличният двигател 5 са блокирани със съединители, който позволяват задвижване само от едно място.



Фиг.6.12. Механизъм за подаване и въртене на сонда „BUSAIRUS IRI “

Сонда TEREX SKS Infiniti (Фиг.6.13). Предназначена е за пробиване на взривни сондажи с диаметър до 265mm. SKS верижна машина за сондаж, която се състои от две основни части:

1. Въртяща сонда
2. Шаси тип багер.

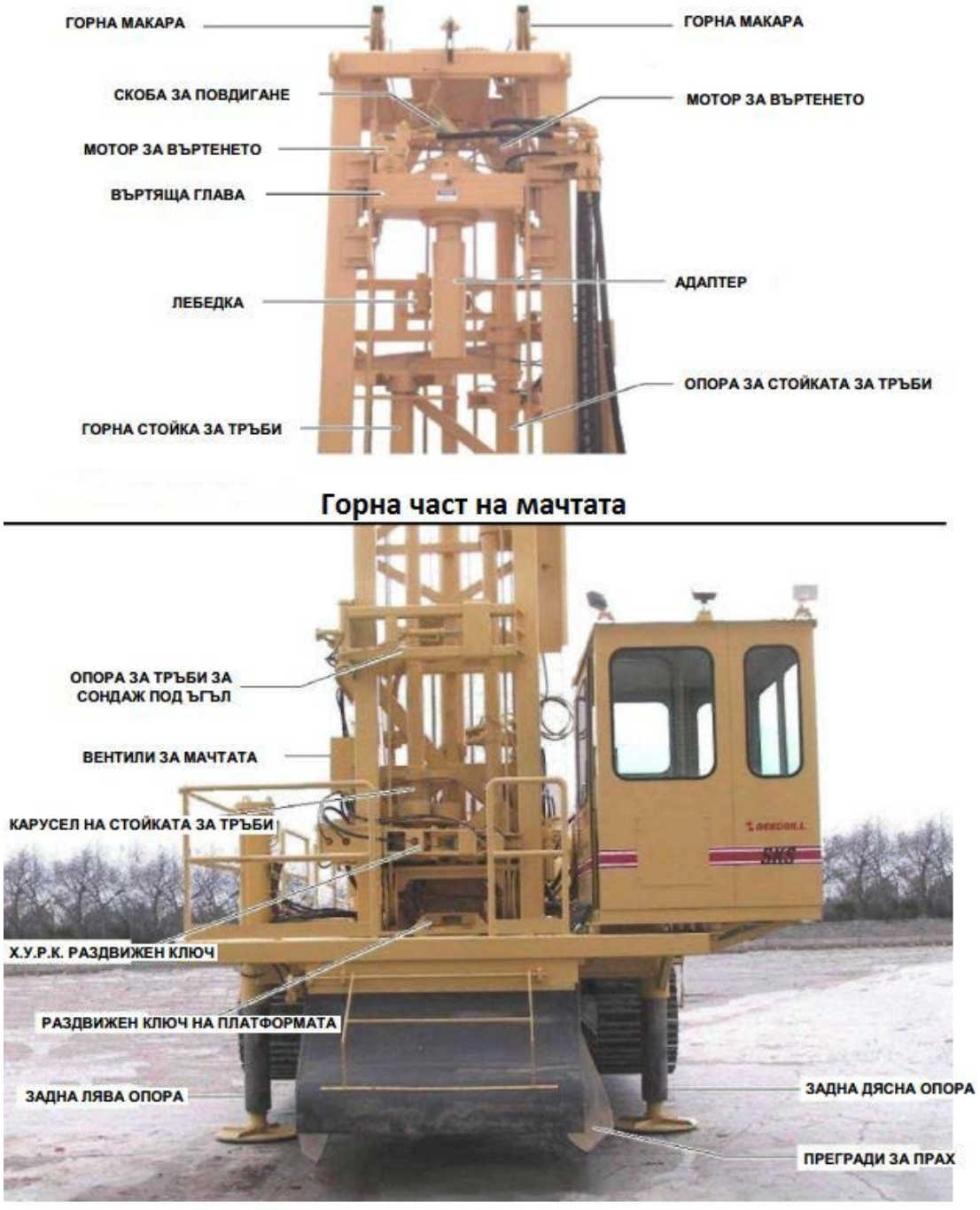
Въртящата сонда се състои от двигателен пакет, компресорен пакет, хидравлична система, ротационно задвижване, система за спускане и издигане и механизъм за управление на пробивната тръба.

Фиг.6.13. Сонда TEREX SKS Infiniti

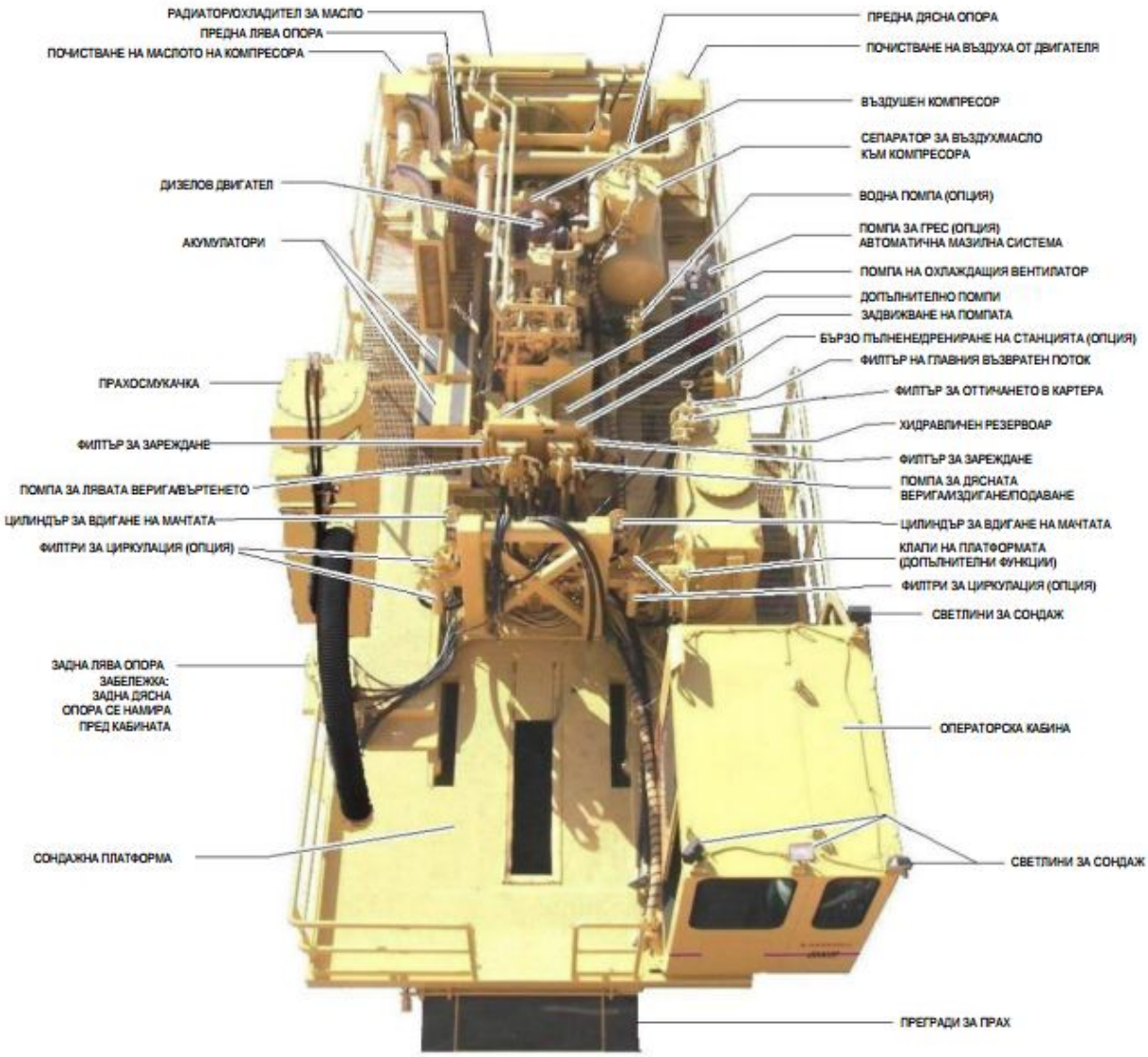
Веригите се задвижват с два хидростатични мотора. Всяка верига има свой собствен, независим променлив контрол на скоростта с двупосочен ход.

На фиг.6.14 и 6.15 са показани основните възли и механизми на сондата разположени върху мачтата и шасито. Сондата е снабдена с триконусни ролкови сондажни глави които са конструирани за четири основни типа условия на сондаж - за меки, средно твърди, твърди и много твърди земни образувания.

Ролковите сондажни глави се състоят от тяло на главата с три конуса, оборудвани със стоманени зъби или дискове от волфрамов карбид. Зъбите или дисковете са разпределени по трите конуса, по такъв начин, че докато главата се върти се обработва цялото дъно на сондажният отвор.



Фиг.6.14. Елементи и възли разположени на мачтата на сондата



Фиг.6.15. Елементи и възли разположени на шасито на сонда тип TEREX SKS Infiniti

Конусите на сондажната глава се монтират върху лагери, които са проектирани така, че да издържат усилието на подаване и силата на въртене, приложени върху главата. Триконусните глави са изработени с въздушни канали и дюзи, които позволяват на въздуха да преминава през главата. Въздушните канали са проектирани така, че да позволяват на въздуха да протича през лагерите на главата, което спомага охлаждането и почистването на лагерите. Дюзите на главата позволяват на основния обем въздух да преминава през главата и така да почиства отвора от материала в сондажа.

6.8.6. Експлоатация на сондите с ролкови длета. Основните фактори, които определят оптималния режим на пробиване, са осовият натиск, честотата на въртене и ефективността на очистване на забоя от ситнеж.

Осов натиск. Пробиването с ролкови длета е ефективно само, когато налягането на зъбите върху скалата е по-голямо от съпротивлението на смачкване. При малък осов натиск скалата се разрушава едва след няколко удара

на зъбите по едно и също място, поради което ефективността на пробиването се намалява. Зависимостта между скоростта на пробиване $V_{ПР}$ и осовия натиск F_{OC} е показана на фиг.6.9б. При малък осов натиск (уч.1-2) зъбите разрушават скалата чрез повърхностно изтриване, поради което скоростта на пробиване е малка. В участък 2-3 нарастването на осовия натиск бързо води до увеличаване на скоростта на пробиване. Натоварването на скалата е по-голямо от разрушаващото. В участък 2-3 нарастването на скоростта на пробиване е значително по-малка. Поради по-голямото внедряване на зъбите скалата ще бъде в състояние на всестранен натиск. Затруднено е и изнасянето на ситнежа. Обикновено т. 2 определя границата на допустимия товар на длетото. Стремежът е да се работи в участък 1-2, по-близо до т. 2. Това ще зависи и от механичната якост на инструмента и стабилността на сондата.

Различните ролкови длета понасят товар в граници от 2000 до 20000N на 1cm от диаметъра на сондажа, като се предпочитат по-високите стойности.

По експериментален път е установено, че осовото натоварване трябва да бъде:

$$F_{OC} = (60 \div 70)\, f.D, N, \tag{6.10}$$

където: f е коефициентът на якост по Протодяконов;

- D - диаметърът на сондажа, m.

Честота на въртене. Докато осовият натиск определя главно напреженията на омачкване на скалата под зъбите на ролките, честотата на въртене влияе главно на силата и честотата на ударите на зъбите върху скалата. С увеличаване честотата на въртене се увеличава скоростта на пробиване.

Скоростта на пробиване в зависимост от осовия натиск и честотата на въртене може да се определи по израза:

$$v = \frac{k.F_{OC}^{X}.n^{Y}}{f^{Z}.D}, m/h, \tag{6.11}$$

където: k е коефициентът на пропорционалност, който зависи от типа на сондата и условията на пробиване, $k = 0,01$ при $n = 80 \div 200\,\text{min}^{-1}$;

- F_{OC} - осовото натоварване на длетото, kN;
- n - честотата на въртене на инструмента, min^{-1};
- D - диаметърът на длетото, m;
- f - коефициентът на якост по Протодяконов;
- x, y, z - степенните показатели, които зависят от типа и конструкцията на длетото, а също и от свойствата на скалата.

Оптималната честотата на въртене и осовият натиск трябва да се определят експериментално. Те зависят от свойствата на скалите, типа и конструкцията на длетото и условията на пробиване. Провеждането на такова изследване е задължително за всеки рудник, в който се използват сонди с ролкови длета или други пробивни машини. Нужно е да се построи графично зависимостта между скоростта на пробиване и осовия натиск и оборотите на инструмента при различното им съчетаване. По този начин за условията на всеки рудник може да се определи оптималният режим на работа на машината, при който тя да се използва. Тъй като условията на пробиване често се променят, дори в границите

на един участък, тези изследвания периодично трябва да се повтарят. Икономическата изгода от работата на машината в оптимален режим е много съществена.

Скоростта на пробиване зависи и от своевременното отстраняване на ситнежа от сондажа. За тази цел сондата трябва да бъде снабдена с необходимата компресорна мощност.

От написаното по-горе се вижда, че за да могат да се използват възможностите на ролковото пробиване, сондата трябва да бъде с регулиране на осовия натиск и честотата на въртене. Не би трябвало да се закупуват машини без да е осигурена такава възможност.

6.9. СБИВНО-ПРОБИВНИ МАШИНИ

6.9.1.Предназначение. Използват се за пробиване на сондажи с голям диаметър за следните цели:

1.За нагнетяване на вода. Използват се за овлажняване на въглищните пластове с цел намаляване на запрашеността при добив, както и за предотвратяване на внезапното изхвърляне на газ и прах. Пробиват се с диаметър до 50mm и с дължина от 20 до 100m.

2.Дегазационни сондажи. За дегазация и освобождаване по този начин на въглищния пласт от напрежение. Машините са с дистанционно, управление, разположено не по-близо от 20m от машината, тъй като още при пробиването може да се изхвърли газ и прах и да затрупа обслужващия персонал. Сондажите са с диаметър до 300mm и дължина до 300m.

3.Изпреварващи сондажи. Пробиват се също за дегазация. Те са с диаметър до 600mm и дължина до 40m.

4. Технически сондажи. Пробиват се за вентилация, водоотлив, спускане на въглища, крепежни и др. материали, за прокарване на кабели, тръбопроводи, проучване и др. Могат да бъдат с диаметър от 200 до 2000mm. При диаметър по-голям от 400mm се пробиват на два етапа - начално пробиване до 400 mm и следващо разширяване.

6.9.2. Класификация. Сбивно-пробивните машини биват:

- леки - за пробиване на сондажи до 500mm и тежки - с по-голям диаметър;
- с армирани корони или с ролкови длета;
- с електрично, пневматично и хидравлично задвижване;
- с въжен, диференциално-винтов, винтов и хидравличен механизъм за подаване.

6.9.3. Общо устройство. Сбивно-пробивните машини имат следните главни части: двигател, редуктор, механизъм за подаване, пробивен инструмент и устройство за насочване и управление.

Сбивно-пробивна машина БШ-2М (Фиг. 6.16а) Машината с предназначена за пробиване на сондажи с диаметър 170 и 300mm и дълбочина до 150m в стръмни пластове, опасни от внезапно изхвърляне на газ и прах.

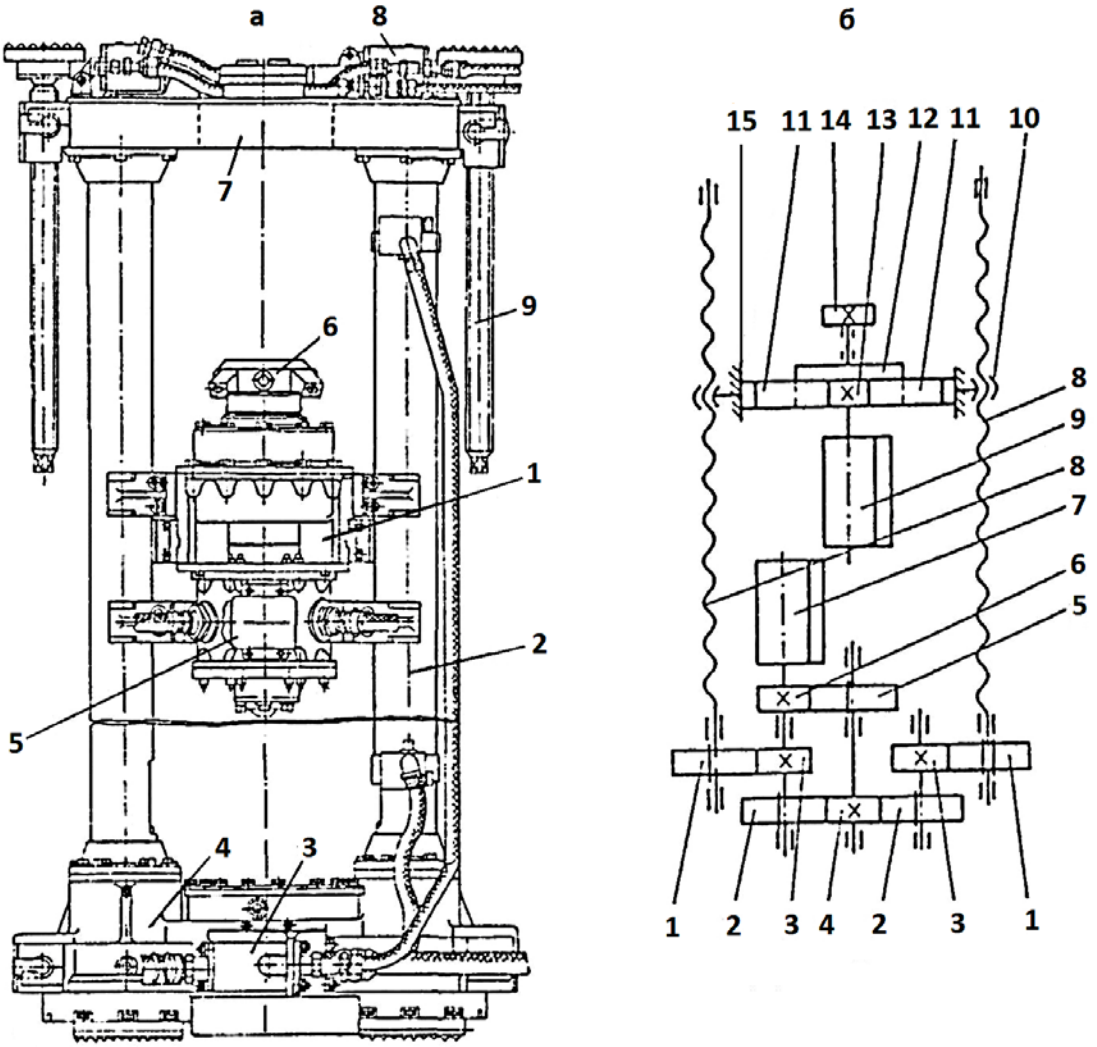
Машината се състои от зъбен пневматичен двигател 5 за въртене на пробивния инструмент с редуктор 1 и патронник 6, зъбен пневматичен двигател

3 за въртене на подаващите винтове с редуктор 4, устройство за застопоряване на машината 9, траверса 7, направляващи стойки 2 и устройство за подхващаме на инструмента 8.

На фигура 6.13б е показана кинематичната схема на машината. Пробивният инструмент се завърта от двигателя 9. От него въртенето се предава на зъбно колело 13 от планетния редуктор. То е зацепено с трите сателитни колела 11, които се въртят около венеца 15. Тъй като венецът 15 е неподвижно закрепен към корпуса, сателитните зъбни колела и водилото 12 завъртат патронника 14 с пробивния инструмент. Честотата на въртене се регулира чрез дроселиране на сгъстения въздух, постъпващ към двигателя.

Инструментът се подава чрез двата винта 8 и невъртящата се гайка 10, неподвижно закрепена към корпуса. От пневматичния двигател 7 въртеливото движение се предава на винтовете чрез зъбни колела 6, 5, 4, 2, 3 и 1. Посоката на подаване се променя чрез реверсиране на двигателя, а скоростта на подаване - чрез дроселиране.

Сбивно-пробивна машина „Стрела 68" (Фиг.6.17). Използва се за пробиване на изработки с диаметър до 1000mm и дълбочина до 75m. Сондажът се пробива чрез пробивна глава 1, включваща пневматичен или електричен двигател, редуктор и пробивен инструмент.

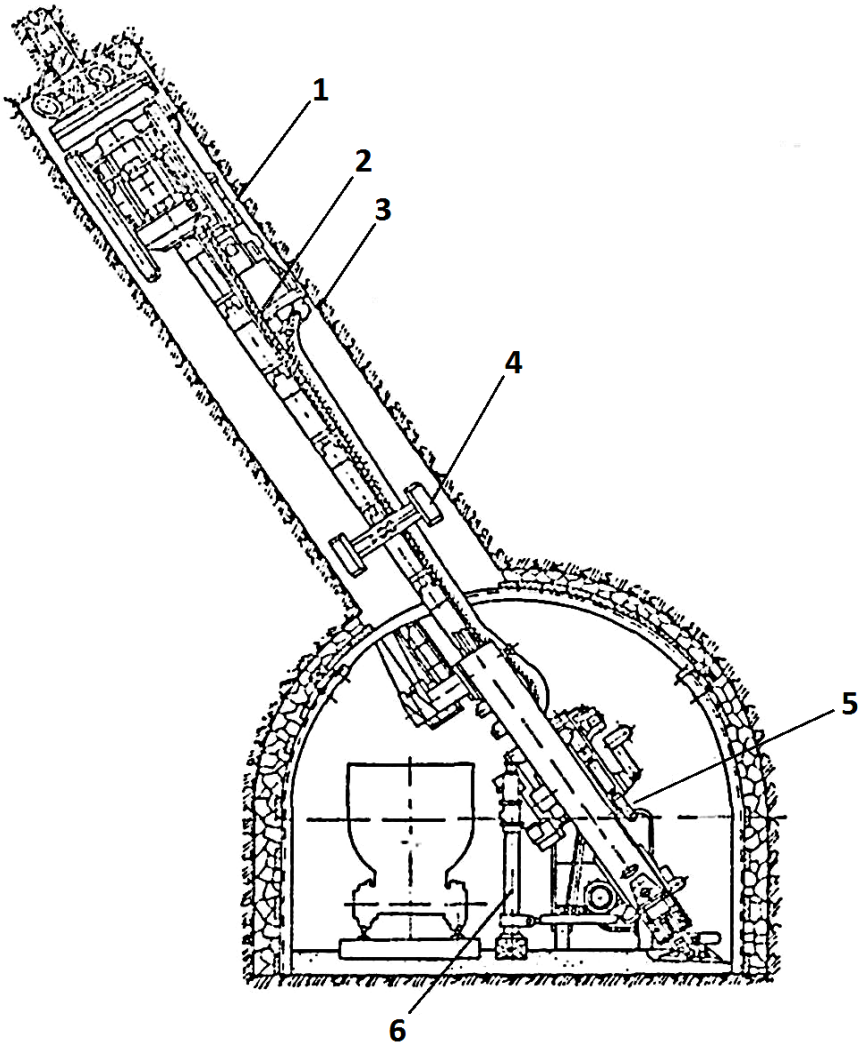


Фиг.6.16. Сбивно-пробивна машина БШ-2М

Пробивната глава е съставена от ролкови длета. Намира се в сондажа и се подава чрез невъртящи се щанги 3, опори 4 и подаващ механизъм, състоящ се от два хидравлични цилиндъра, монтирани на рама 2. Направлението на пробиване се задава чрез хидравличните цилиндри 6 и рамата 5.

6.10. ШНЕКОВИ ДОБИВНИ МАШИНИ

6.10.1. Общи сведения. Използването на шнекови машини за добив на въглища е започнало в САЩ през време на Втората световна война. Този метод за добив на полезни изкопаеми се прилага, когато мощността на пласта стане некондиционна. Това е един начин да се изземат, доколкото е възможно, част от останалите разкрити полезни изкопаеми.



Фиг.6.17. Сбивно-пробивна машина „Стрела-68”

По-късно този метод започва да се прилага и в други страни при открити и подземни рудници. У нас не се прилага, поради което значителна част от некондиционните запаси, обикновено в краищата на минното поле се изоставят. Във връзка с все по-задълбочаващата се енергийна криза този метод ще намира

по-широко приложение.

6.10.2. Принцип на работа. Полезното изкопаемо се добива чрез пробиване на успоредни сондажа с диаметър, малко по-малък от мощността на пласта (Фиг. 6.18а). При мощност на пласта по-голяма от 1,5m се пробиват сондажи с по-малък диаметър, но в два реда. За да не пропада горнището, след определен брой пробиви се оставят целици.

6.10.3. Класификация. Шнековите добивни машини се класифицират според:

1. Предназначението си:

- за открити рудници - тежки машини с диаметър на короната до 2,5m;
- за подземни рудници.

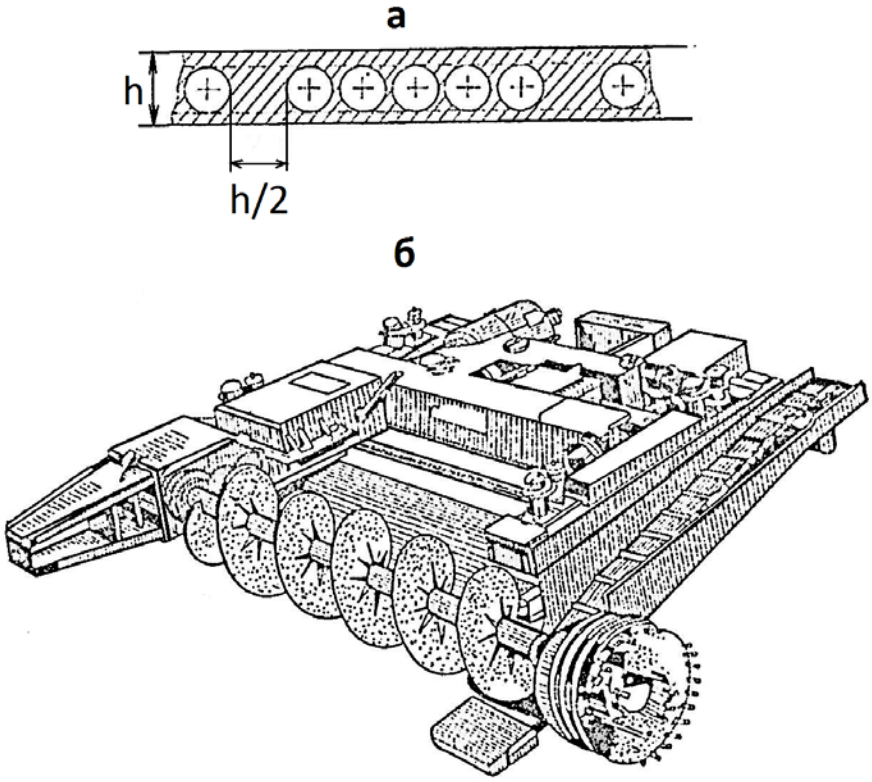
2. Според схемата на работа:

- фронтални - пробиват само от едната страна, използват се повече в откритите рудници:
- флангови - пробиват в двете страни, могат да работят с големи сили на подаване, без да се застопоряват в изработката, тъй като реакционните сили от двете страни се уравновесяват.

3. Според типа на изпълнителния орган:

- едновретенни - с една корона;
- двувретенни и многовретенни;
- за пробиване на един, два и повече реда отвори.

Шнекова добивна машина "Coopton CU-32" е показна на Фиг.6.18б.



Фиг.6.18 Шнекова добивна машина "Coopton CU-32"

Тази добивна машина е произведена в САЩ и се използва в много подземните рудници. Състои се от рама, изпълнителен орган, представляващ

армирана корона и щанги с шнекове за изнасяне на материала извън сондажа, задвижващ механизъм, механизъм за подаване и претоварващо устройство. Изнесеният от сондажа материал се претоварва на верижен транспортьор, който го пренася до транспортното средство. Машината работи по западане на пласта.

При изчерпване хода на поредната щанга, тя се освобождава от патронника, подаващият механизъм се връща назад и се поставя нова щанга.

Успешното прилагане на шнековите машини зависи от залягането на пласта, поради което често машината се доокомплектова окончателно в самия рудник. Шнековите добивни машини са прости по конструкция, добитите въглища са чисти, а добиването се извършва без присъствие на хора, което повишава безопасността на труда. Шнековите добивни машини не могат да бъдат основни добивни машини поради малката им производителност.

6.11. ОГНЕВО ПРОБИВАНЕ

6.11.1. Принцип на действие. Скалата се разрушава вследствие бързото й нагряване с огнена струя и охлаждане с вода. При това в скалата се създават топлинни напрежения, които я натрошават. Разрушената скала се изнася извън сондажа чрез парата, която се получава при работа на горелката. При работа на огневите сонди е възможен режим, при който скалата се разтапя. При такъв режим обаче се разходва много повече енергия и се образува течна шлака с малка топлопроводност, която трудно се отстранява и рязко намалява скоростта на пробиване. Такъв режим трябва да се избягва.

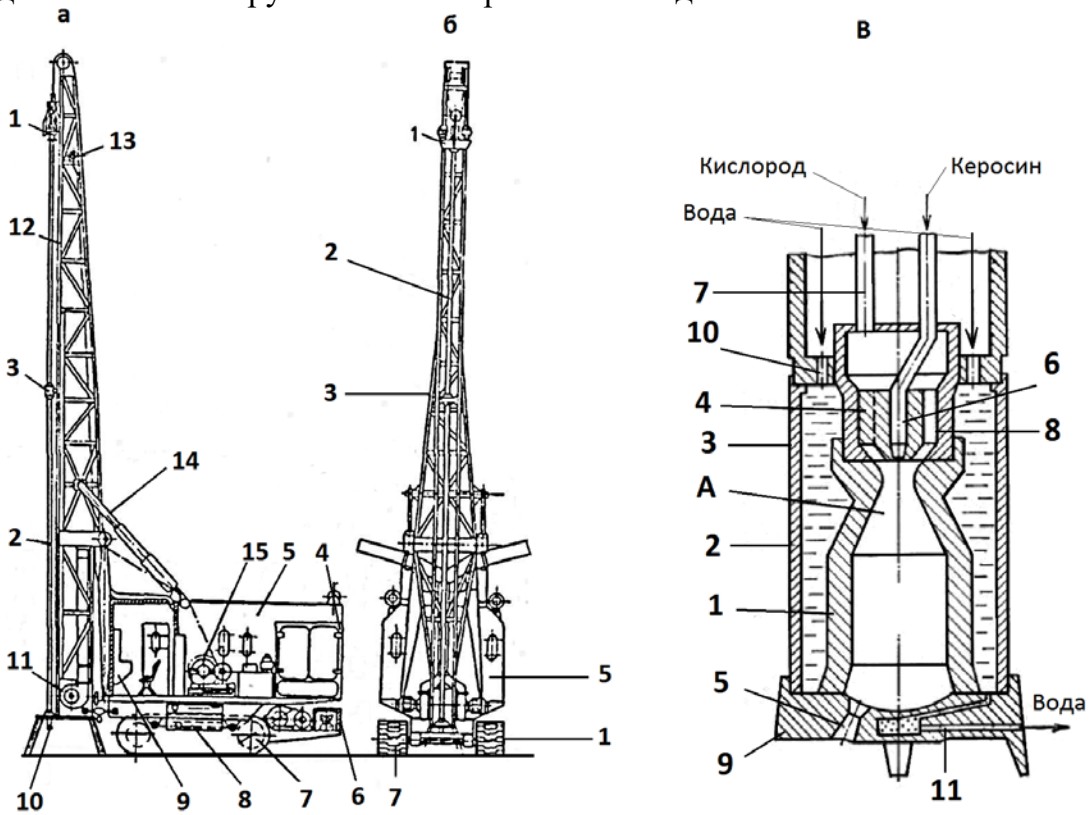
6.11.2. Приложение. С огневите сонди се пробиват сондажи с диаметър до 250mm и кладенци до 500mm с дълбочина до 20m. Диаметърът на сондажа зависи от скоростта на подаване на инструмента. При намаляване на скоростта на подаване диаметърът на сондажа се увеличава. При спиране на подаването могат да се оформят камери за съсредоточени заряди. Обикновено те се правят в дъното на сондажа

Огневият начин за пробиване на сондажи се използва главно в откритите рудници за руди и скали с малка топлопроводност и голям коефициент на обемно разширение. Малката топлопроводност на скалите благоприятства топлинното им разрушаване, тъй като при нагряване се запазва значителна разлика в температурата на съседните слоеве и напрежението в скалата бързо достига до граничното. Наличието на SiO_2 (кварц) спомага за по-лесното им разрушаване.

Сонда СБО 160/20 е показана на фиг.6.19а. Сондата се състои от гъсеничен ходов механизъм 7, кабина 5, мачта 14, работен орган 10 с комплект щанги 12, лебедка за повдигане 15, механизъм за въртене 1, вентилаторна уредба 11 за изсмукване на парата и газовете-от сондажа, вентилаторна уредба 13 за кабината на машиниста, ел.табло 4, генераторна група 6, пулт за управление 9. Работният орган е окачен чрез въже за мачтата. При работа той се направлява от опората 3. Повдигането и спускането на мачтата се извършва чрез два хидравлични цилиндъра 14.

Сондата е снабдена с устройство за автоматично контролиране на разстоянието на работния орган до забоя, и за поддържане на зададено

съотношение между горивото и окислителя. Работният орган представлява стоманена тръба, окачена за кулата, в долния край на която е присъединена огнеструйна горелка, а в горния - механизъм за въртене и подаване на компонентите на горивната смес и водата. Горелката се върти от постояннотоков двигател, който позволява да се регулира честотата на въртене. Спускането и повдигането на инструмента се извършва от лебедка.



Фиг.6.19. Сонда за огнево пробиване СБО-160/20

Към горелката се подава гориво, окислител и вода за охлаждане. Образуваната при изгарянето на горивото високотемпературна газова смес се подава през дюзите към скалата и я разрушава. Температурата на огнената струя достига до 2500 - 3000°C, а скоростта й до 2200m/s.

Използват се следните видове горелки:

- еднодюзови. Дюзата е разположена по оста на горелката;
- многодюзови или еднодюзови с ексцентрично разположена дюза.

Такъв тип горелка е показан на Фиг.6.19б. Към горивната камера А се подава гориво по тръбата чрез обратен клапан и дюзата 6. Окислителят постъпва по тръбата 7, обратния клапан и отворите 8, разположени около дюзата. Сместа от гориво и окислител изгаря в горивната камера. Изгорелите газове излизат през дюзата 5, пробита в дъното 9 на горелката. В свободното пространство между тръбите 1, 3 и 4 се подава вода. От тук тя преминава през канал 10, образуван между горивната камера и кожуха 3, и по канала 11 излиза в сондажа.

Сондите за огнево пробиване могат да работят с керосин (газ за горене), нафта, бензин и др. С бензин работят само ръчните горелки с малки габарити и мощност. За окислител при горенето се използва сгъстен въздух. В този случай сондата се съоръжава с компресор за налягане 1,5MPa. Налягането на

окислителя и горивото трябва да бъде по-голямо от налягането на газовете в горелката.

При работа сондите с огнено пробиване наред с общите правила за техническа експлоатация и безопасност трябва да се спазват и редица допълнителни изисквания. Сондите се снабдяват с кислород от подвижни кислородни станции. Те трябва да са на разстояние не по-малко от 15m от сондата.

7.ТОВАРАЧНИ МАШИНИ

7.1. ПРЕДНАЗНАЧЕНИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ НА ТОВАРАЧНИТЕ МАШИНИ

7.1.1. Предназначение. Една от най-трудоемките операции при добив на полезно изкопаемо е натоварването му в транспортното средство. При ръчно натоварване то би заело до 70% от цикъла. Товарачните работи са почти изцяло механизирани. Все още ръчно се натоварват част от въглищата при ръчните фронтове с прилагане на пробивно - взривни работи. Товарачните машини са предназначени за механизирано натоварване на полезните изкопаеми и скалната маса. Те изпълняват следните операции: загребване на материала, пренасянето му до мястото на претоварване, претоварване върху транспортното средство и придвижване.

За комплексно механизиране на пробивните, товарачните и транспортните работи в рудника все по-широко се използват комбинирани товарачно - транспортни, пробивно-товарачни и пробивно – товарачно - транспортни машини.

Към товарачните машини се поставят следните изисквания: да имат минимални размери, проста конструкция, да са здрави и сигурни, лесно да се преместват от едно работно място на друга, да загребват материала по цялата широчина на забоя, да натоварват и по-едър материал и бързо да се привеждат от работно в транспортно положение.

7.1.2. Класификация. Товарачните машини се класифицират според:

- предназначението си - за добивни работи, за подготвителни работи и за прокарване на шахти;
- вида на изпълнителния орган - кофови, греблови, барабанни, със загребващи лапи, грайферни и скреперни;
- начина на загребване на материала - долно, горно и със странично загребване;
- начина на придвижване - с колесен, пневмоколесен, и с гъсеничен ходов механизъм;
- вида задвижването - електрическо, пневматично и комбинирано;
- принципа на действие - с периодично и непрекъснато действие.

Товарачните машини с периодично действие обикновено са с кофов товарачен орган. Работата на машината е циклична. Цикълът се състои от следните операции: загребване, пренасяне на материала до мястото на разтоварване, разтоварване и връщане на празния работен орган. Използват се

главно в рудодобива. Товарачните машини с периодично действие са показани на фиг.7.1а. Те биват:

1. Кофови с голям ход на кофата - загребваният материал от кофата се разтоварва направо в транспортното средство.

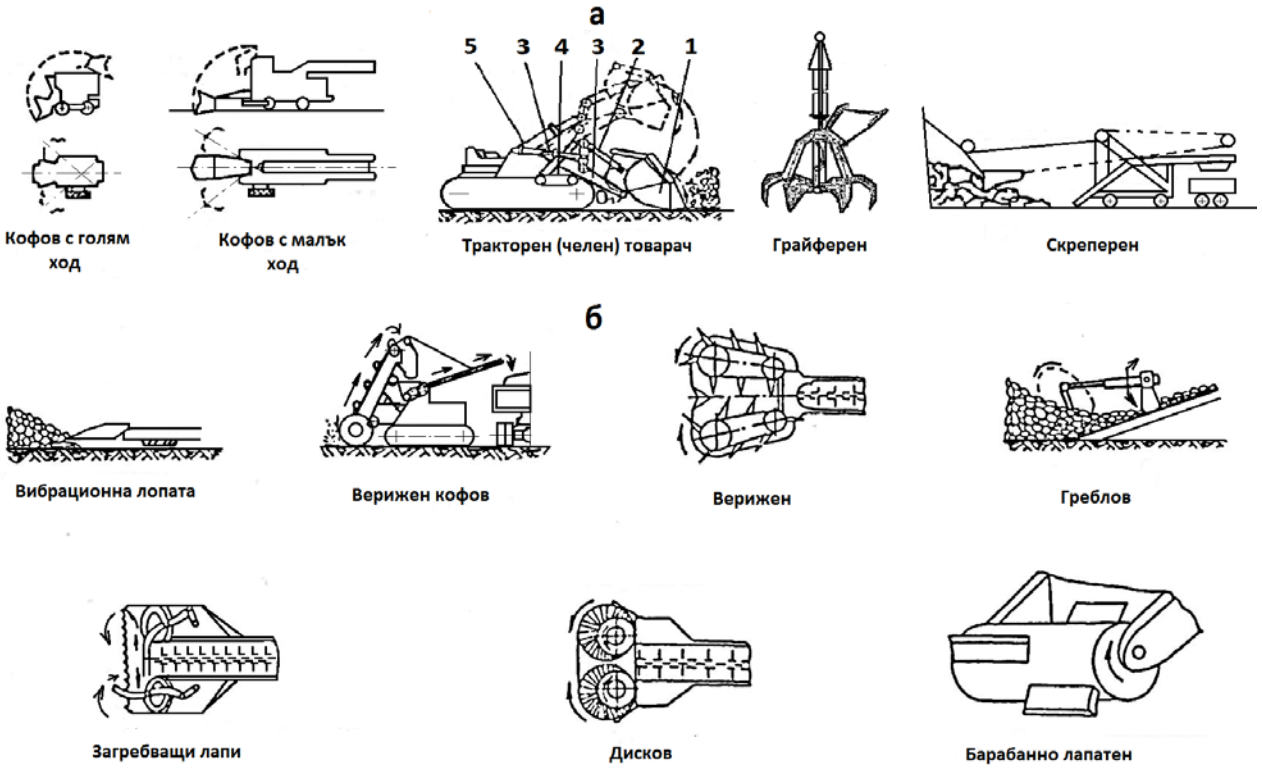
2. Кофови с малък ход на кофата - материалът се разтоварва върху претоварващ транспортьор, а от него се подава на транспортното средство.

3. Тракторен (челен) товарач Използва се като товарачна и като товарачно-транспортна машина. Кофата 1 е закрепена шарнирно за ръката 3 и чрез лост 2 и хидравличен цилиндър 5 се върти около центъра O_1 при загребване и разтоварване на материала. Повдигането на ръката 3 около център O_2 се извършва чрез подемен цилиндър 5.

4. Скрепени. Товарачният орган представлява скреперна кофа, задвижвана от теглително и възвратно въже. При включване на теглителното въже кофата се премества надясно и натоварва материала върху транспортното средство.

5. Грайферни. Товарачният орган е грайферна кофа с челюсти. Използва се най-вече за натоварване на насипни материали в складови стопанства, при прокарване на шахти, при добив на инертни материали и др.

Кофата се спуска върху материала с отворени челюсти. След това те се затварят, при което се загребва материал. Следва повдигане на грайфера и преместването му до мястото на разтоварване. Разтоварването му се извършва при отваряне на челюстите.



Фиг.7.1. Класификация на товарачните машини

Товарачни машини с непрекъснато действие са показани на фиг.7.1б. Те биват:

1. Вибрационно-тръскаща лопата. Лопатата извършва възвратно-

постъпателно движение по определен кинематичен закон. При движението си напред тя се забива в материала с по-голяма скорост, а при връщане скоростта й е по-малка и загребаният материал се подава назад към улеите на транспортьора.

2.Загребващо гребло. Греблото се движи по елипсовидна траектория, като се забива в материала, загребва го и го изтласква назад към верижния претоварващ транспортьор.

3.Загребващи лапи. Двете лапи последователно загребват материала и го подават към претоварващия транспортьор.

4. Верижно-кофов товарач. Работният орган представлява затворена верига със закрепени на нея кофи. Кофите загребват материала и чрез улей го разтоварват върху претоварващия транспортьор.

5. Верижен товарач. Работният орган представлява две затворени вериги със закрепени на тях конзолни гребла. Греблата загребват материала и го пренасят до претоварващия транспортьор.

6. Дисков товарач. Набраздените дискове при въртенето си в противоположни посоки увличат материала пред себе си и го подават на претоварващия транспортьор.

7.Барабанно-лопатен тип. Товарачният орган се състои от барабан с лопатки. При въртенето на барабана отдолу-нагоре лопатките се издават навън и загребват материала. В горно положение лопатките се прибират в барабана, а материалът се поема от претоварващия транспортьор.

Както се вижда, създадени са твърде разнообразни конструкции товарачни машини. Всеки вид товарачна машина има определена област на приложение, която зависи от физико-механичните свойства на материала, относителното му тегло, влажността, големината на късовете, количеството материал за товарене, формата и размерите на изработката, начина на извършване на пробивно-взривните работи, вида и размерите на транспортните средства.

Най-широко приложение са намерили товарачните машини с голям ход на кофата и със загребващи лапи.

7.2. ТОВАРАЧНИ МАШИНИ С ПЕРИОДИЧНО ДЕЙСТВИЕ

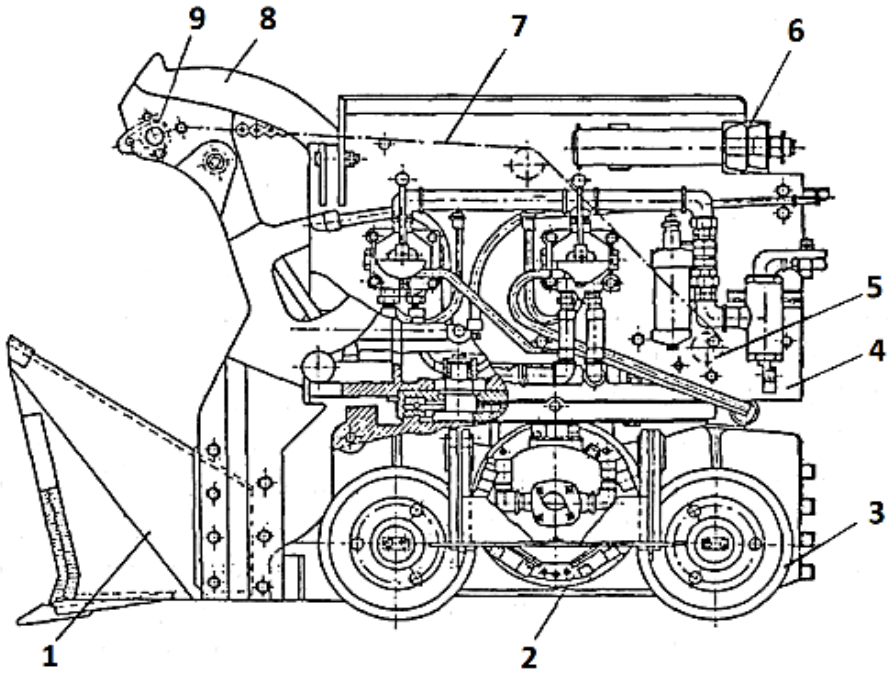
7.2.1. Общи сведения. Товарачните машини с периодично действие намират приложение главно при прокарване на хоризонтални и наклонени подготвителни изработки в рудодобива. Те могат да се използват като самостоятелни машини само за натоварване или като комбинирани машини за натоварване, транспортиране и пробиване на взривни дупки.

От товарачните машини с периодично действие най-широко приложение са намерили машините с кофов товарачен орган с голям ход на кофата. Главното им предимство се състои в тяхната простота, компактност и маневреност. Недостатъците им са голямата височина на издигане на кофата при товарене и малката производителност поради периодичния режим на работа.

Съществува много голямо, разнообразие на товарачни машини с голям ход на кофата. Всички те са построени на един и същи принцип. Различават се по размери, отделни възли, по вида на задвижването и др. Като пример ще бъде разгледана произвежданата от завод "Монег-Юг" товарачна машина ТРП-25К.

Товарачна машина ТРП-25К е показана на фиг.7.2 (товарачка, руднична, пневматична, 0,25m^3 вместимост на кофата). Товарачната машина се състои от кофов загребващ орган 1, колесен ходов механизъм 2 с две задвижващи колооси 3, въртяща се платформа 4, с монтирани върху нея пневматичен двигател, редуктор и верижен барабан 5, свързан е кулисата 8 и ос 9 посредством верига 7. За поемане на удара при издигане на кофата се използва пружинен буфер 6.

При работа машината се подава напред към взривения материал със спусната кофа. След като се забие в материала, кофата се повдига. За напълване на кофата са необходими няколко тръскащи движения, които се постигат чрез рязко включване и изключване на подемния механизъм. При достигане на крайно задно положение на кофата материалът се изсипва в прикачената за машината вагонетка или върху претоварач. След това, под действие на собственото си тегло, кофата се спуска надолу за ново загребване.



Фиг.7.2. Товарачна машина ТРП-25К

Ходовият механизъм е релсово колесен. Въртеливото движение от петцилиндровия пневматичен двигател чрез тристепенен редуктор се предава на двете колооси. Тъй като и двете колооси са задвижващи, сцепното тегло е равно на теглото на машината. С това нараства сцеплението на колелата с релсовия път и напорната сила. При пневматично задвижване в кинематичната верига трябва да има съединител (монтиран е на втората предавка). Той е необходим при преместване на машината чрез теглене. В този случай съединителят трябва да се изключи, за да може машината да се тегли, а въртеливото движение към двигателя да се прекъсне. Наличието на съединител усложнява конструкцията и намалява нейната сигурност. При електрическо задвижване такъв съединител не е необходим, тъй като при теглене всички зъбни колела от предавките и роторът на електричния двигател се въртят без големи усилия. Релсовият ходов механизъм има най-проста конструкция, лесно се премества машината по

пътищата на рудника. Към недостатъците му трябва да отнесем малкият фронт на товарене, необходимостта от временни релсови пътища и има най-малко сцепление с пътя.

Въртящата се платформа е монтирана върху ходовата рама чрез централен болт и подпряна на сачми, които образуват своеобразен лагер. В спуснато положение на кофата платформата може да се завърта в двете посоки спрямо оста на машината на 30°. Завъртането се осъществява чрез пневматични цилиндри. В други конструкции това може да става и ръчно. Платформата е заваръчна конструкция, състояща се от основна и две странични плочи, съединени в горната си задна част чрез греда, на която са закрепени пружинните буфери за поемане на удара на кофата при издигане. На страничните плочи са закрепени органите за управление. Върху основната плоча са монтирани същият пневматичен двигател, както на ходовата част, двустепенен редуктор, завършващ с верижен барабан, механизъм за автоматична центровка на кофата при нейното издигане и кофа, свързана с две кулиси. Повдигането на кофата се извършва чрез верига, свързана в единия си край с верижния барабан, а с другия за оста, съединяваща двете кулиси. При включване на пневматичния двигател веригата се навива на верижния барабан, а кофата се издига до крайно горно положение, удря се в буферите и натовареният материал се изхвърля от кофата в закачената зад товарачната машина вагонетка. При издигане на кофата се задейства центриращото устройство, което завърта платформата по оста на машината, за да се изсипе натовареният материал във вагонетката, а не в страни, в канавката.

Спускането на кофата надолу след разтоварване на материала става под действие на собственото й тегло. Движението на кофата трябва да се извършва по една и съща траектория. За да може да се осъществи това се използва направляващ механизъм, състоящ се от заварени шипове от долната страна на кулисите. При издигане на кофата шиповете влизат последователно в дупки, пробити в направляващите греди, заварени към долната плоча на платформата. Без такова устройство при повдигане на кофата, кулисите могат да приплъзнат по направляващите и натовареният материал да се изсипе върху платформата.

Напоследък все по-широко приложение намират товарачните машини със странично разтоварване на материала. Най-често са с гъсеничен ходов механизъм и индивидуално задвижване на двете гъсеници. Това ги прави маневрени. При завъртане на двете гъсеници в противоположна посока, машината може да се завърти почти на място. Задвижването може да бъде пневматично или дизел-хидравлично. Кофата може да се разтоварва и в двете посоки.

При прокарване на изработки с голямо сечение и при добивни работи в камери с голямо сечение се използват по-производителни подземни багери, работещи съвместно с автотранспорт.

7.2.2. Товарачни машини при прокарване на шахти. При прокарване на шахти по-голямата част от времето отива за натоварване на материала. Най-ефективният начин за механизиране на товаренето е чрез използване на грайферни товарачни машини (Фиг. 7,1).

Грайферните товарачни машини биват следните типове:

-с ръчно управление и малка маса;

-тежки товарачи и комплекси, при които заедно с товаренето се механизират и други операции като изграждане на кофража, бетонираме, вентилация и др.

Самите грайферни товарачи могат да бъдат:

- с пневматично и електрично задвижване;
- с въжено, пневматично или хидравлично управление на грайфера;
- с ръчно или механично водене на грайфера по забоя.

Най-широко приложение са намерили грайферните товарачи с пневматично управление.

7.3. ТОВАРАЧНИ МАШИНИ С НЕПРЕКЪСНАТО ДЕЙСТВИЕ

7.3.1.Общи сведения. Първите товарачни машини с непрекъснато действие най-напред се използват за товарене на по-леки и неабразивни материали, предимно въглища. След конструктивни подобрения, водещи до увеличаване на тяхната сигурност се използват за товарене на различни материали, включително и руди с по-голямо относително тегло и абразивност. Съвременните товарачни машини с непрекъснато действие се произвеждат в съответствие с условията, при които ще работи машината. Една и съща конструкция се произвежда в няколко модификации – за работа в скали с малка, средна и голяма якост и абразивност. Последната група машини са най-тежки, изработени са от по-качествени материали и могат да натоварват скали с едрина на късовете до 800mm.

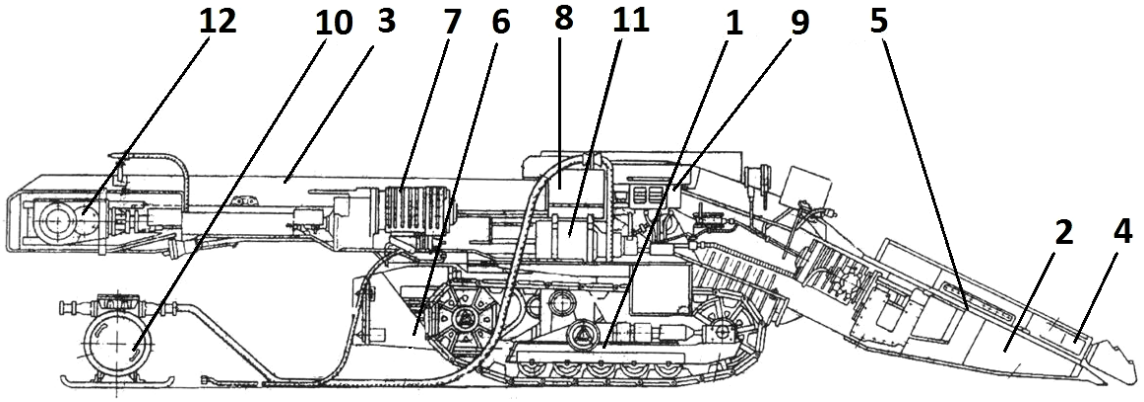
Товарачните машини с непрекъснато действие имат следните предимства: по-голяма производителност, по-малка височина, по-спокоен режим и поточност на работа. Към недостатъците можем да отнесем – по-сложната конструкция, по-големите габарити и цена.

7.3.2. Основни възли. Всички машини от този тип имат следните основни възли: ходов механизъм, товарачен орган, претоварващ транспортьор, задвижване, хидравлична система за управление.

Ходовият механизъм най-често е гъсеничен с индивидуално задвижване на двете гъсеници. Така се осигурява по-голяма проходимост, напорна сила и по-малко натоварване на почвата. Заедно с това се усложнява конструкцията и нараства масата на машината. Задвижването е електрическо, електро-хидравлично или дизел-хидравлично. За рудниците свръхкатегория по газ задвижването е пневматично. Най-добри качества притежава комбинираното задвижване – дизел-хидравлично и електро-хидравлично. Хидравличното задвижване е компактно, опростява се конструкцията на машина и се намаляват динамичните натоварвания на различните механизми. Управлението се осъществява чрез електричен или хидравличен блок, монтиран на подходящо място н машината или дистанционно чрез кабел или радио.

7.3.3. Товарачна машина ПНБ-3Д (Фиг.7.3) Машината се състои от корпус 11 с гъсеничен ходов механизъм 1 и неговото задвижване 6, загребни лапи 4 с тяхното задвижване 5, приемна плоча 2, претоварачен транспортьор 3 с неговото задвижване 7 и обръщателна звезда 12, маслена станция 8, пулт за

управление 9 и магнитен пускател 10.



Фиг.7.3. Товарачна машина ПНБ-3Д

Усъвършенстването на разглежданите машини ще върви към замяна на електрическото задвижване с комбинирано – електро-хидравлично или дизел-хидравлично с една обща маслена станция и задвижване на всички механизми с хидравлични двигатели.

7.3.4. Експлоатационна производителност на товарачните машини със загребващи лапи се определя от израза:

$$Q_{EKC} = 60q.k.\mathrm{z}.\mathrm{k}_{И}, m^3 / h, \qquad (7.1)$$

където: q е обемът от материала загребван от една лапа, m^3;

- k - броя на лапите;
- z - броя на загребванията за минута;
- $\mathrm{k}_{И}$ - коефициент на използване на машината по време.

7.4. КОМБИНИРАНИ МАШИНИ

7.4.1. Общи сведения.

При прокарване на подготвителни изработки и добив трябва да се извършват последователно различни операции - пробиване на взривни дупки, зареждане, взривяване натоварване и извозване на матерната. Механизирането на всички тези операции с машини, които изпълняват само една операция довежда до увеличаване на техния брой. В стеснените условия на работа в подземните рудници това довежда до значителни затруднения. Дори в някои случаи прекомерното насищане на рудника с машини не облекчава труда на работниците и не довежда до увеличаване на производителността на труда.

Това е довело до създаване на комбинирани машини, които да извършват по две или повече операции. Най-често се използват товарачно - транспортни, товарачно - пробивни и товарачно – транспортно - пробивни машини.

7.4.2. Товарачно-транспортни машини

От комбинираните машини най-често се използват товарачно - транспортните машини. Те механизират две операции - натоварването и транспортирането на материала на неголямо разстояние. Използват се в следните

случаи:

- при прокарване на хоризонтални или слабо наклонени изработки;
- при добивни работи в системи със запълване, камерно-стълбови системи и разработване на участъци със сложно залягане, в които няма да се строят релсови пътища.

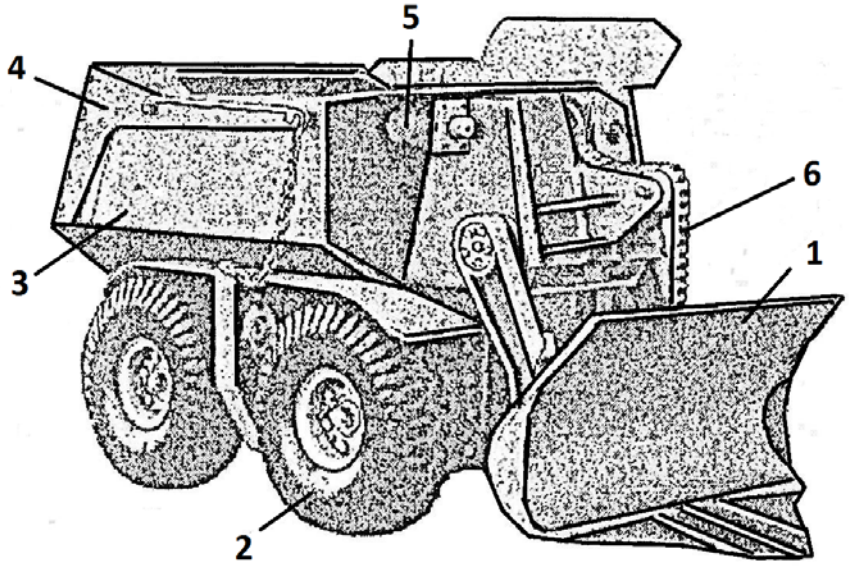
Товарачно-транспортните машини имат ред съществени предимства. Те имат голяма маневреност и производителност, изискват малък брой обслужващ персонал и способстват за интензификация на подготвителните и добивни работи. Чрез тях комплексно се механизират две основни технологични операции със сравнително прости машини. Дължината на транспортиране на натоварения материал зависи от вида на задвижването. При пневматично задвижване тази дължина може да бъде до 50m, тъй като машината влачи след себе си захранващия маркуч. Това създава значителни затруднения. При дизелно задвижване тази дължина може да бъде до 500m и повече.

Основни елементи и възли. Товарачно - транспортните машини са построени по подобие на товарачните машини с периодично действие, като към тях е добавен бункер за поемане на натоварения материал. Основните им възли са: загребващо устройство, ходов механизъм, платформа с бункер, задвижване и система за управление.

Класификация. Класифицират се по следните признаци:

- в зависимост от начина на работа биват със загребващ орган и бункер, разположен на платформата на машината и със загребващ орган, служещ за акумулиращ бункер;
- в зависимост от товарачния орган - кофов, греблов и вибрационно-тръскащ;
- в зависимост от начина на разтоварване - с обръщащ се кош, с пластинков или греблов транспортьор, разположени на дъното на бункера и принудително чрез избутваме на материала с пневматични или хидравлични цилиндри - в този случай задната стена на бункера е подвижна.
- в зависимост от ходовия механизъм - пневмоколесен, на релсов ход и гъсеничен;
- в зависимост от задвижването - пневматично, електрично, дизелно и комбинирано;
- в зависимост от масата - леки с бункер до $2m^3$ и тежки с бункер до $15m^3$.

Товарачно-транспортна машина ТТМ-1 и ТТМ-3 показана на фиг.7.4 се произвежда от фирма "Монег Юг" – гр. Кърджали по образец на KAVO-310 и KAVO-511 на "Atlas Copco". Машините са с кофов загребващ орган и бункер, разположен на платформата. Те се състоят от: загребваща кофа 1, пневмоколесен ходов механизъм 2, бункер 3, заден капак 4, буфери 5 и подемна верига 6. При работа машинистът стои на стъпалото и се движи заедно с машината. Със спусната кофа машината се придвижва към купа с материал. Едновременно със забиването на кофата в материала се включва подемният механизъм, задвижван от два ламелни пневматични двигателя Кофата се повдига чрез верига 6. В горно положение на кофата загребания материал се изсипва в бункера, сред което машината се отдръпва назад, за да може да набере инерция за следващото загребване.



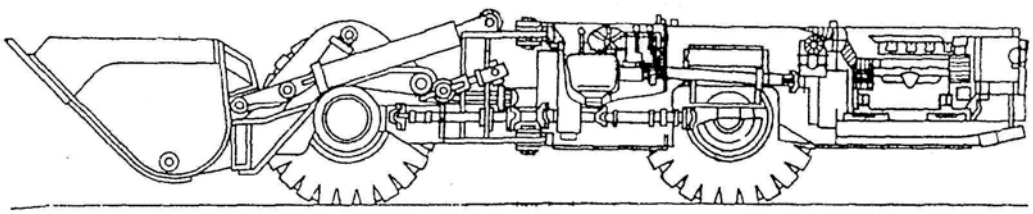
Фиг.7.4. Товарачно-транспортна машина ТТМ-1

Операциите се повтарят до напълване на бункера. След това машината пренася материала до мястото на разтоварване. Разтоварването се извършва чрез пневматичен цилиндър за повдигате на каросерията и преместване на задния капак 4. При по-тежката машина ТТМ-3 - цилиндърът за повдигане на бункера и преместване на задната стена е хидравличен.

'ТТМ-1 е с вместимост на бункера 1m^3. Предназначена е за работа в изработки със сечение над 7m^2. ТТМ-3 е с вместимост на бункера 2,5m^3. Предназначена е за работа в изработки със сечение над 9m .

Ходовият механизъм и на двете машини е пневмоколесен. Задвижването на лявата и дясната двойка колела е индивидуално. За увеличаване дълготрайността на гумите се използват специални шарки или се обличат в пластинкови вериги.

Някои товарачно-траиспортни машини са със загребващ орган, служещ за акумулиращ бункер. На фиг.7.5 е показана товарачно-транспортната машина ЗТ-5А. Тези машини намират по-широко приложение. Състоят се от пневмоколесен ходов механизъм, работен орган с формата на кофа с вместимост от 1 до 15m^3, задвижваща част, кабина за управление, хидравлична предавка за задвижване на двете колооси и останалите механизми, спирачки на всяка от двете ходови оси и хидравлични цилиндри за повдигане и завъртане на кофата.



Фиг.7.5. Товарачно транспортна машина ST-5A

Отделните механизми са разположени така, че машината се състои фактически от две части - задна, на която е монтирана задвижващата част и предна със загребващия орган. Двете части са свързани шарнирно по два шарнира, което позволява те да се завъртат една спрямо друга посредством

хидравлични цилиндри - във вертикалната и в хоризонталната плоскости. Шарнирната връзка позволява машината да работи в изработки с малък радиус на кривите и да бъде маневрена.

Материалът се разтоварва чрез хидравлични цилиндри, които повдигат и завъртат кофата в нужното положение.

Тази група машини са с автономно задвижване, защото се използват за пренасяне на материала на по-голямо разстояние. Използва се дизелово задвижване, а напоследък предимно дизел-хидравлично. Дизеловото задвижване изисква ефективно очистване на изгорелите газове чрез катализатори, а също така по-ефективна вентилация на целия рудник.

На фиг.7.6 е показана товарачно транспортната машина TORO 0010 на фирма „SANDVIK“, която се използва в „Дънди Прешъс Металс Челопеч“ – АД.

Фиг. 7.6. TORO 0010

1 – предна рама; 2 – задна рама; 3 – двигател; 4 – предавателен механизъм

Товарачната машина е снабдена с кофа с вместимост 7м^3, а масата и е 44t. Задвижва се от дизелов двигател Detroit.

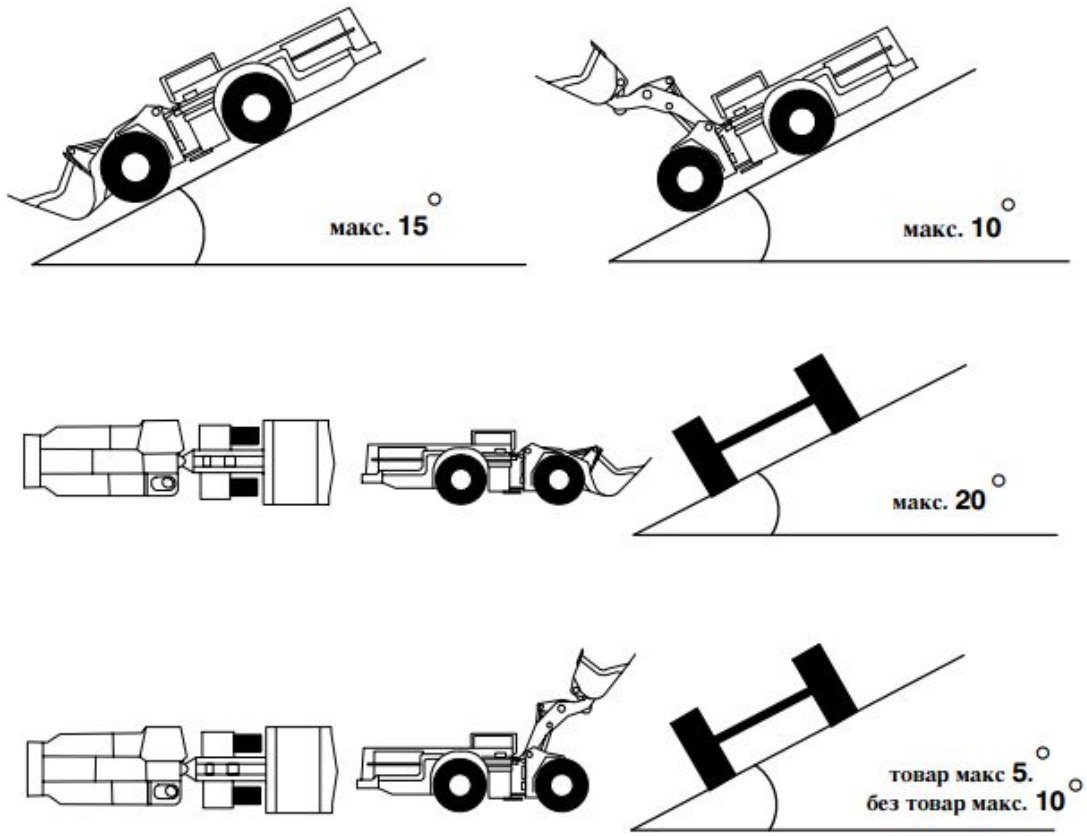
Машината е проектирана да преодолява значителни наклони чиито гранични стойности са показани на фиг.7.7.

7.4.3. Пробивно-товарачни машини. Пробивно-товарачните машини механизират пробиването на взривни дупки и натоварването на материала. Те изискват по-голямо сечение на изработките. Машината се състои от пробивно оборудване, състоящо се от манипулатор с пробивна машина и товарачна машина.

Класификация. Класифицират се според:

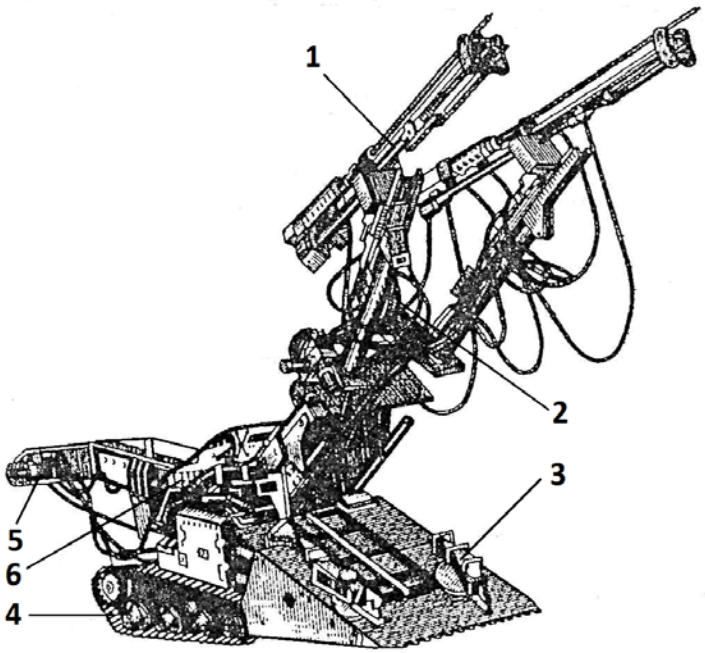
- вида на пробивното оборудване - сваляемо и несваляемо;
- вида на пробивната машина - с ударно, въртеливо и ударно-въртеливо действие;
- с пневматично, електрическо и хидравлично задвижване;
- броя на манипулаторите - с един, два или три манипулатора.

Пробивното оборудване не трябва да пречи на товаренето. Ако това не е възможно, пробивното оборудване е сваляемо. Видът на пробивната машина се избира в зависимост от якостта на скалите.



Фиг.7.7. Гранични наклони при използването на товарач TORO 0010

Конструкция. На фиг.7.8 е показана характерна конструкция пробивно-товарачна машина.



Фиг.7.8. Пробивно-товарачна машина

Товарачната машина е с гъсеничен ходов механизъм 4, загребващи лапи 3, претоварачен транспортьор 5 и пулт за управление 6. Към нея са закрепени два

манипулатора 2 с автоподавачи 1 и пробивни машини.

Посредством хидравлични цилиндри манипулатори те могат да заемат различно положение в забоя.

7.4.4. Товарачно-транспортно пробивни машини. С товарачно – транспортно - пробивните машини се механизират всички добивни операции-пробиването на взривни дупки, натоварването на материала и пренасянето му на неголямо разстояние. Използват се рядко, тъй като се усложнява организацията на работа. Обикновено пробивното оборудване пречи при пренасяне на материала, затова най-често то е снемаемо.

8. МАШИНИ ЗА МЕХАНИЗИРАНО ПРОКАРВАНЕ НА КОМИНИ, ШАХТИ И ИЗГРАЖДАНЕ НА КРЕПЕЖ

8.1.МЕХАНИЗИРАНО ПРОКАРВАНЕ НА НАКЛОНЕНИ И ВЕРТИКАЛНИ ПОДГОТВИТЕЛНИ ИЗРАБОТКИ

Съществуват четири начина за механизирано прокарване на наклонени и вертикални подготвителни изработки в здрави скали: чрез взривни дупки; чрез дълбоки сондажи и секционно или безсекционно взривяване; чрез самоходни и несамоходни комплекси и площадки и чрез пробиване на цялото сечение на изработката.

8.1.1. Прокарване чрез пробиване на взривни дупки. Това е най-старият и все още най-широко използван начин за прокарване на наклонени и вертикални изработки. Цикълът се състои от пробиване на взривни дупки с телескопни пробивни чукове, зареждане, взривяване, проветряване и закрепване на изработката. При този начин на работа не могат да се постигнат добри технико-икономически резултати, поради което трябва да се стеснява областта на неговото приложение.

Методът на прокарване чрез дълбоки сондажи се прилага при прокарване на комини в здрави скали без закрепване чрез последователно отбиване на отделни участъци или чрез взривяване на сондажите едновременно по цялата височина на комина. Поради възможното изкривяване на сондажите височината на комина не трябва да превишава 50m при секционно взривяване и 20-30m при безсекционно. Сондажите се пробиват обикновено чрез потопяеми пневмоударници и сонди от типа на НКР-100 или пробивни машини с ролкови длета. Главните проблеми на този начин на прокарване са възможните изкривявания на комина, получаване на негабарити и правилното оформяне на сечението на комина. При този начин на прокарване се намалява 2,5 пъти трудоемкостта и се повишава безопасността на труда.

8.1.2. Прокарване чрез самоходни прокарващи комплекси и площадки. Самоходните прокарващи комплекси са три вида:

КПВ - комплекс за прокарване на комини;

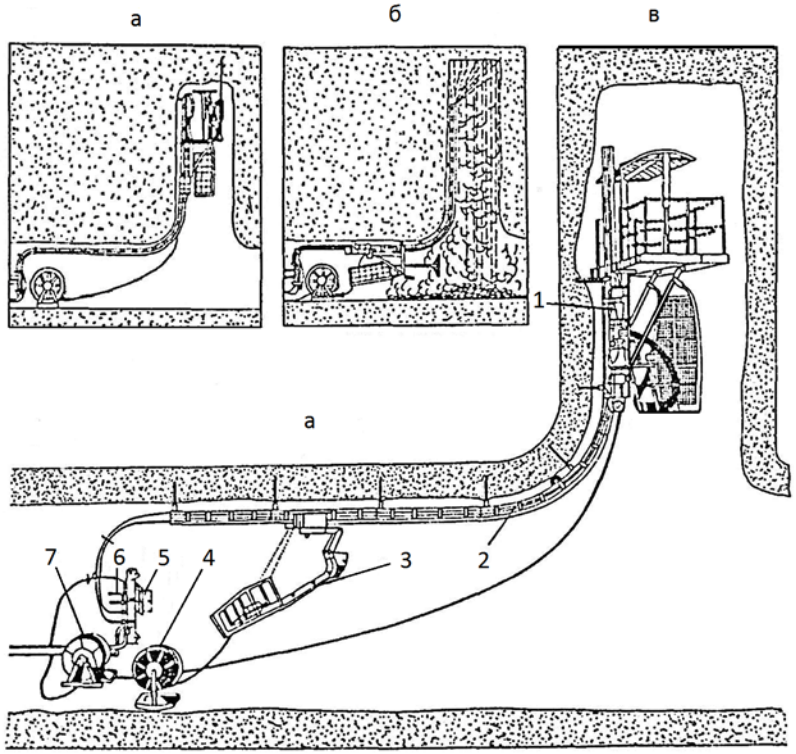
КПН - комплекс за прокарване на наклонени изработки;

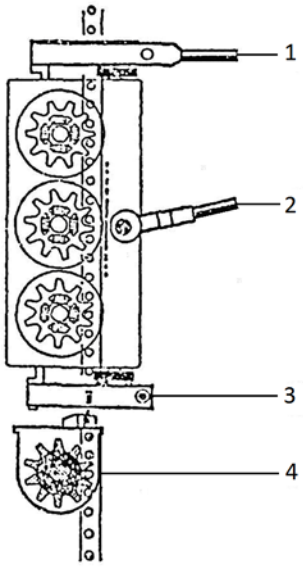
КПК - комплекс за прокарване на комини със крепене.

Прокарващите комплекси осигуряват по-голяма безопасност при работа и

по-голяма производителност на труда.

Комплекси КПВ са предназначени за прокарване на комини без закрепване. У нас се произвежда от фирма "Монег - Юг" по образец на комплекса "Alimak Vercen".





Фиг.8.1. Схема на работа с КПВ

Фиг.8.2. Спирачни системи на КПВ

Комплексът (Фиг. 8.1) се състои от самоходна платформа 1, монорелси 2, допълнителен асансьор 3, макара 7 за маркуча, захранващ самоходната платформа, макара 4 за гъвкав маслопровод, захранващ допълнителния асансьор и командни табла 5 и 6.

Самоходната платформа се състои от задвижваща част, площадка с предпазна козирка над нея и клетка. При пробиване платформата се намира в горно положение (Фиг. 8.1б). Работникът се намира на площадката под предпазната козирка. Взривните дупки се пробиват чрез телескопни чукове. След пробиването и зареждането на взривните дупки самоходната платформа по монорелсата 2 се изтегля от комина и заема положението, показано на фиг.8.1в. След изтегляне на платформата се извършва взривяване и проветряване чрез системата за местно проветряване и вода за оросяване. Сгъстеният въздух и водата, необходими за захранване на пробивните чукове се подава чрез табло 6 и тръбите на монорелсата 2. Монорелсата се закрепва здраво за стените на комина чрез анкерни болтове. Монорелсата се състои от отделни секции с дължина 2m.

Новият цикъл започва с издигане на платформата, очукване на забоя от провиснали парчета и удължаване на монорелсата чрез монтиране на следващото звено. При движение на платформата работникът се намира в закрепената под работната площадка клетка.

Задвижването на самоходната платформа и на допълнителния асансьор се

извършва чрез пневматичен бутален или електрически двигатели, управлявани от клетката или лифта. Допълнителният асансьор се използва за пренасяне на материали или за изкачване на друго лице до платформата. Задвижването е снабдено със сигурна система за спиране и фиксиране на платформата в дадено положение. Това е показано на фиг.8.2. Двигателят чрез червячен редуктор задвижва три водещи зъбни колела, разположени едно над друго. Платформата се спира чрез двете челюстни спирачки 1 и 3, а фиксирането й при работа се постига чрез ексцентричната спирачка 2. Освен това към задвижването е монтиран ограничител на скоростта 4. По този начин конструкцията е подсигурена с три, дори четири степенна система за спиране и задържане в определено положение. Въпреки това. поради нехайство на механиците и работниците. Чести са случаите на изключване на част от спирачните системи, което довежда до падане на платформите

Комплексите КПВ могат да се използват за прокарване на комини с наклон от 45° до 90° и сечение до 15m^2, за разширяване на комини и за добив на полезни изкопаеми при камерни и други системи на разработване.

Разширяването на комина се извършва с пробиване на къси хоризонтални или наклонени взривни дупки от площадката на комплекса. Взривяването се извършва по цялата височина на комина или секционно. Взривяването е предшествано от демонтаж на съответните секции на монорелсата.

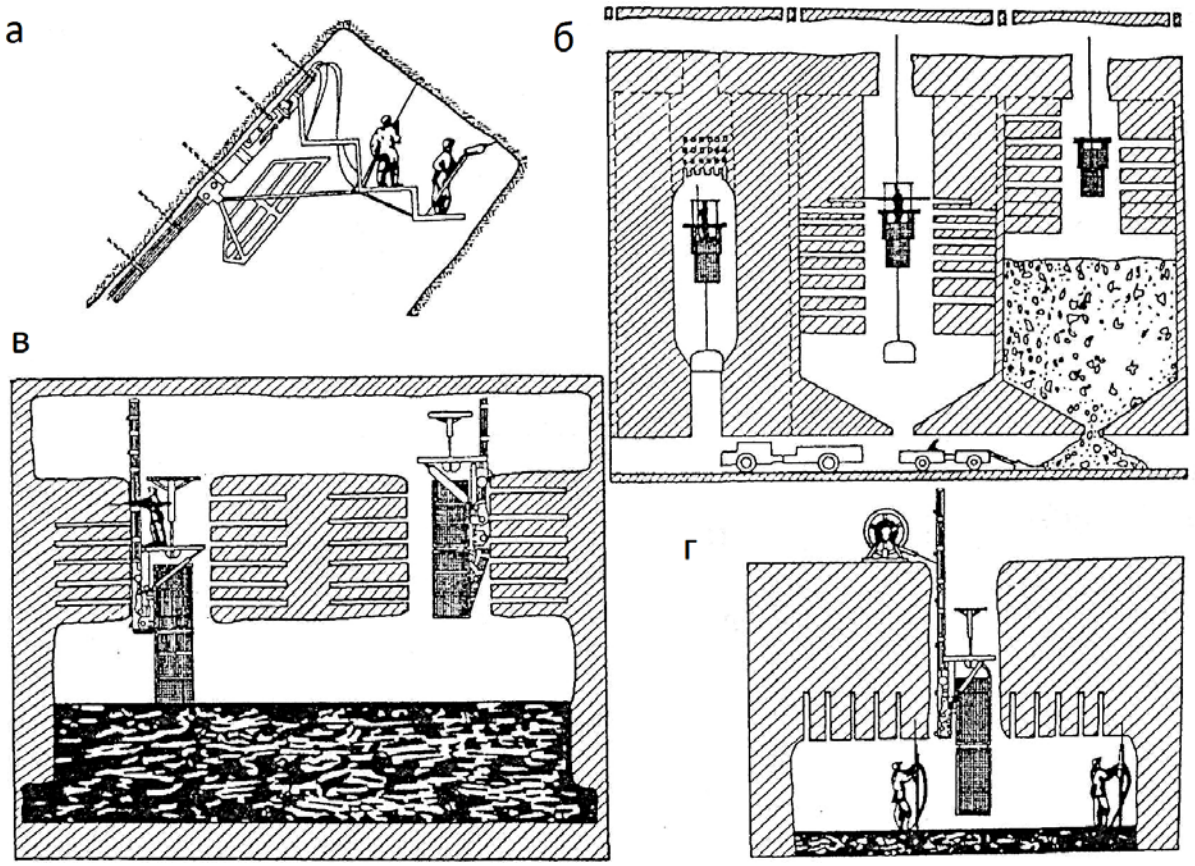
Използването на комплекса КПВ за добив на полезни изкопаеми при камерна система на разработване е показано на фиг.8.3б. На фигурата са показани три съседни камери - първата в ляво в процес на прокарване на камерния комин; втората - в процес на пробиване на успоредни сондажи в долната част на етажа от двете страни на комина, а при по-голяма мощност на пласта - от всички страни; третата - блокът е в процес на изземване, в долната част на етажа материалът е взривен и чрез рудоспусъка се изпуска в извозната галерия, където се натоварва в транспортно средство; пробиването на сондажи в горната част на сондажа е завършило, продължава зареждането на следващите редове сондажи и последователният демонтаж на секциите на монорелсата; взривяването се извършва на секции след източване на известна част от материала; съседната камера вдясно (не е показана на фигурата) е иззета.

На фиг.8.3в е показана схема на работа с комплекса КПВ при добив на полезни изкопаеми при система с магазиниране. Достъпът до блока се осъществява чрез КПВ от горната изработка. Пробиват се успоредни взривни дупки или сондажи от платформата на двата комплекса. Между двата КПВ при отбиването не се оставя целик. Преди взривяването се демонтират съответните секции на комплекса.

При малка мощност на пласта и при системи с магазиниране, добивът може да се извърши чрез пробиване на взривни дупки с телескопни чукове по цялата дължина на блока (Фиг. 8.3г). Комплексът КПВ осигурява достъп до блока.

Комплекси КПН (Фиг. 8.3а) се използват за прокарване на наклонени (от 15 до 60°) изработки в здрави скали без закрепване. Устройството и принципът им на действие са подобни на комплексите КПВ, Променя се главно работната площадка. Тя се оформя под наклон или стъпаловидно с възможност за повдигане и спускане на долното стъпало. Пробиването на взривни дупки може

да се извършва с телескопни или ръчни пробивни чукове, работещи с поддържащи стойки.



Фиг.8.3. Схеми на работа е КПВ

Комплекси КПК се използват за механизирано прокарване на вертикални комини в неустойчиви скали - със закрепване. Състоят се от същите главни части, както останалите комплекси. Снабдени са допълнително с лебедка за повдигане на крепежа. Монорелсата се закрепва от вътрешната страна на крепежа.

Към групата на самоходните комплекси се отнася т.н. "Iora-Lift" на фирмата "Atlas Copco" (Фиг.8.4). Комплексът се състои от лебедка 1, въже 3, платформа 5, кабина 8 с пневматична лебедка, телескопни чукове 4, укрепващи вериги 7 и крикове 6, маркуч 9 и макара 10 за навиване на маркуча.

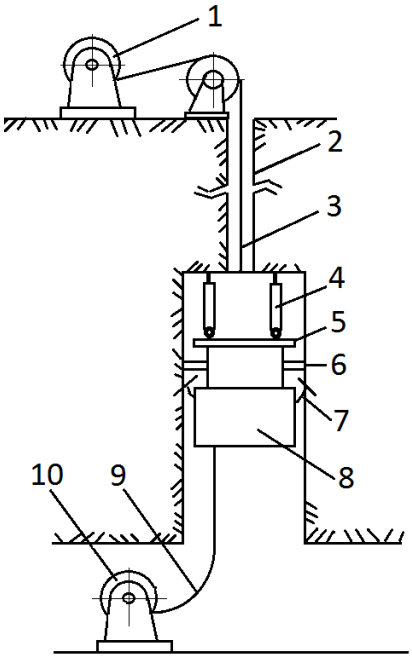
Прокарването на комина се извършва в следната последователност: Най-напред по цялата височина на комина се пробива сондаж 2. През него се спуска въже 3, закрепено в единия си край към ръчната лебедка 1, а в другия - към пневматичната лебедка, монтирана в кабината 8. Чрез пневматичната лебедка платформата се повдига и спуска по височината на комина. Това може да стане и чрез ръчната лебедка 1. Преди пробиване платформата се укрепва чрез вериги 7, закрепени към анкерни болтове и крикове 6.

Прокараните вертикални и наклонени изработки могат да се разширяват и чрез използване на несамоходни платформи, съоръжени с пробивни машини.

Разширяването може да се извърши отдолу-нагоре (Фиг.8.5а) и отгоре-надолу (Фиг. 8.5б,в). Платформата се свързва с подемните лебедки, монтирани

на горния хоризонт.

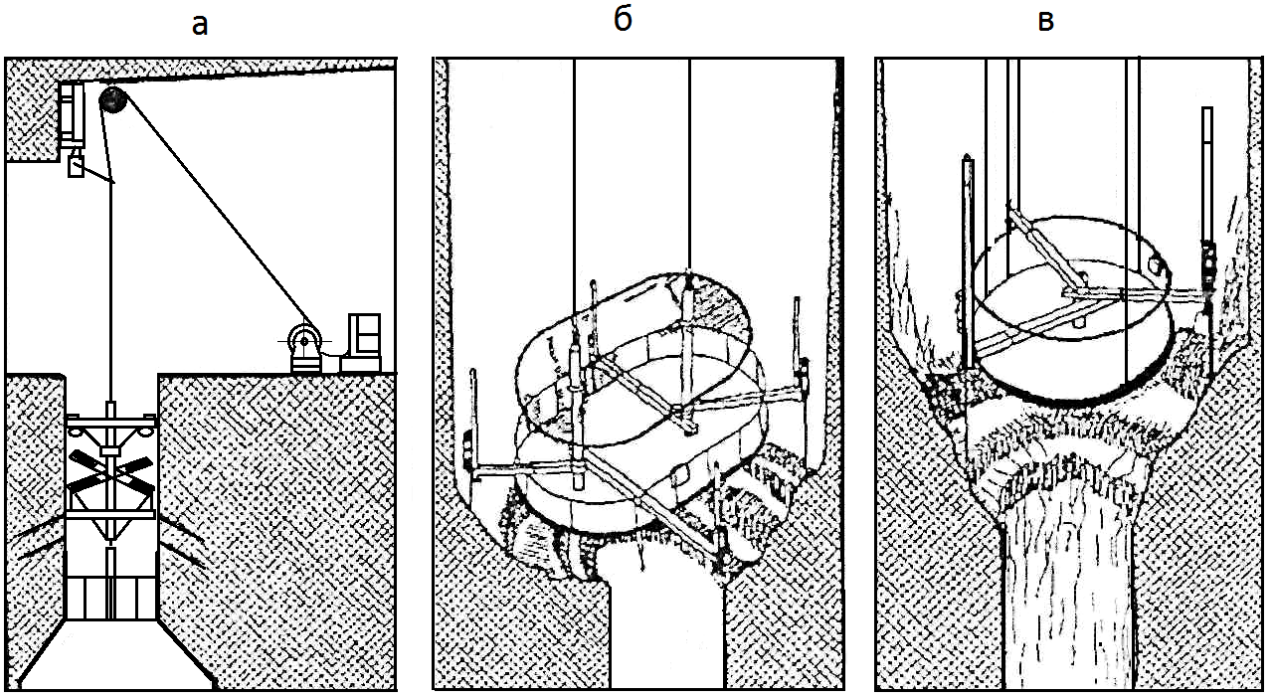
Лебедките могат да бъдат: една (Фиг.8.5а) - при направляване на платформата с ролкови блокове и при разширяване отдолу-нагоре, и две и три - при разширяване отгоре-надолу (Фиг.8.5).



Фиг.8.4. Самоходен комплекс "Iora-Lift"

Схеми за разширяване на вертикални изработки укрепване на платформата чрез анкерни болтове и вериги (Фиг.8.5б,в).

Пробиването на взривни дупки се извършва с тежки колонкови чукове, монтирани на манипулатори и автоподавачи.



Фиг.8.5. Схеми за разширяване на вертикални изработки

Най-често комините се прокарват на два етапа. Най-напред се пробива пилотен сондаж, а след това се извършва разширяване на комина. Пилотният сондаж се пробива с ролково длето. След пробиването му, ролковото длето се сваля и на негово място се монтира пробивният инструмент за разширяване на сондажа. Пробивният инструмент също е ролков, армиран с твърди сплави. Привежда се във въртеливо движение чрез постояннотоков двигател, осигуряващ регулиране на честотата на въртене и въртящия момент. Притискането на инструмента към забоя се извършва чрез мощни хидравлични цилиндри. Задвижващият механизъм се намира на долната изработка.

8.2. МАШИНИ И СЪОРЪЖЕНИЯ ЗА ИЗГРАЖДАНЕ НА МОНОЛИТЕН КРЕПЕЖ

Изграждането на монолитен бетонен крепеж може да се извърши със и без използване на кофраж.

8.2.1. Машини за бетониране без използване на кофраж.

При прокарване на изработки в относително устойчиви скали с якост, по-голяма от $f = 4 \div 5$, се използва еднократно или няколкократно нанасяне по стените на изработката на слоеве от торкретбетон. Торкретбетонът представлява смес от цимент, чакъл с едрина до 20-25mm, ускорител на втвърдяването и вода. В зависимост от условията торкретбетонът се използва като самостоятелен крепеж и за предпазване на скалите от изветряване и в комбинация с анкерен крепеж, метална мрежа и метален крепеж.

Машините за торкретиране (бетон пушки) биват камерни, роторни и шнекови. Най-голямо приложение са намерили камерните машини.

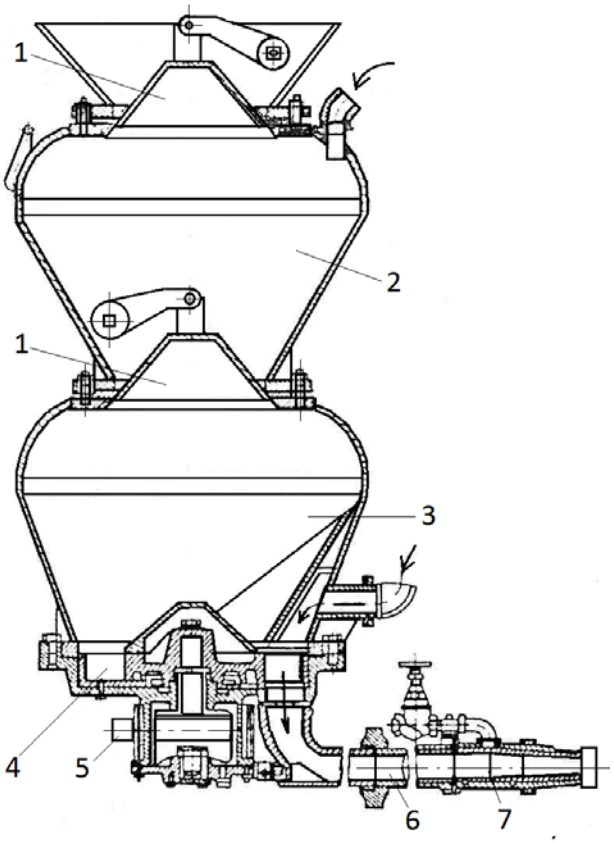
На фиг.8.6 е показана двукамерна пневмонагнетателна машина. Горната камера 2 на машината служи за бункер, а долната 3 е работна. При работа камера 3 се намира под налягане, а камера 2 се запълва със суха бетонна смес. В долната част на камера 3 се намира разпределителен диск-дозатор 4. Килиите на дозатора се запълват с бетонна смес и при въртенето му чрез двигател и редуктор 5 равномерно на порции се изпразват през отвора в долната част на машината. Сместа се поема от струята сгъстен въздух и по маркуча 6 достига до смесителната камера 7, където сухата смес се омокря с вода, като се образува бетонова смес, която се изхвърля към бетонираната стена с голяма скорост (до 6-70m/s). Наличието на две камери, осигурява почти непрекъсната работа.

Еднокамерните машини имат само една камера, но с по-голям обем. Режимът на работа при тях е цикличен. След свършване на бетоновата смес камерата се зарежда отново.

Торкретните машини се използват и за нанасяне върху стените на някои строителни съоръжения (тунели, резервоари и др.) тънък слой цимент, за да се образува водонепроницаема кора и да се заздрави повърхността на стената. Нанасянето на слоя става чрез изхвърляне на циментo-пясъчна смес с помощта на въздушна струя със скорост 80-200m/s, вследствие на което става добро уплътняване на повърхността.

Устройство на торкретна машина в повечето случаи е с цилиндричен

резервоар. Резервоарът, закрепен към ос, носена от двеходови колела, е разделен на две камери от междинното дъно - горна и долна камера. Горните отвори на камерите се затварят с конусни затвори, които се задействуват чрез ръчки.



Фиг.8.6. Пневмонагнетателна машина

Двете камери са свързани с въздухопровод за сгъстен въздух чрез тръби, които са снабдени със спирателни кранове. Сухата циментo-пясъчна смес се насипва в приемната (горната) фуния, след което се изпуска част от сгъстения въздух от горната камера. При спадане на налягането в горната камера горният затвор се отваря и сместа навлиза в нея, след което горният затвор и вентилът се затварят. При изравняване на налягането в двете камери се отваря долният конусен затвор и сместа преминава в долната камера. В долната част на камерата е разположено питателно устройство за сухата смес. То се състои от вертикален вал, задвижван от пневматичен или хидравличен двигател чрез червячен превод. На вала е закрепена конусна талерка. На вала е закрепена също и смесителна лопатка. При въртене на вертикалния вал смесителната лопатка размесва намиращата се в долната камера смес, конусният питател подава сместа към изходния отвор. По тръбата, свързана с въздухопровода, към същия отвор се подава сгъстен въздух, които увлича сместа в свързания с отвора маркуч. Маркучът я транспортира до мястото на изхвърлянето на разстояние до 200m по хоризонтално и до 80m по вертикално направление. Той е снабден с конусен накрайник с формата на дюза, в който се ускорява цименто-въздушната струя, насочена срещу торкретираната стена. В началото на накрайника по втори маркуч се подава вода, която овлажнява цименто-

пясъчната смес преди нейното изхвърляне. Накрайникът отвътре е облечен с гумена подплата, която го предпазва от бързо износване.

На фиг.8.7 е показана снимка на торкрет машина на фирма „Putzmeister" работеща в рудник „Челопеч" на фирма „Дънди Прешъс Металс Челопеч" – АД. Машината е на собствен колесен ходов механизъм и разполага с бутална бетон помпа за изсмукване на готов бетон от резервуар за бетон, собствен компресор за транспортиране на бетона и с два режима на работа – дизелов и електрически. Дизеловия режим се използва за: изпомпване на бетон и обратно изпомпване, изпомпване на добавка, подаване на сгъстен въздух и разпръскване на бетона (торкретиране) и при предвижване на машината. Електрическия режим не може да бъде използван за предвижване на машината.

Фиг.8.7. Торкрет машина „Putzmeister"

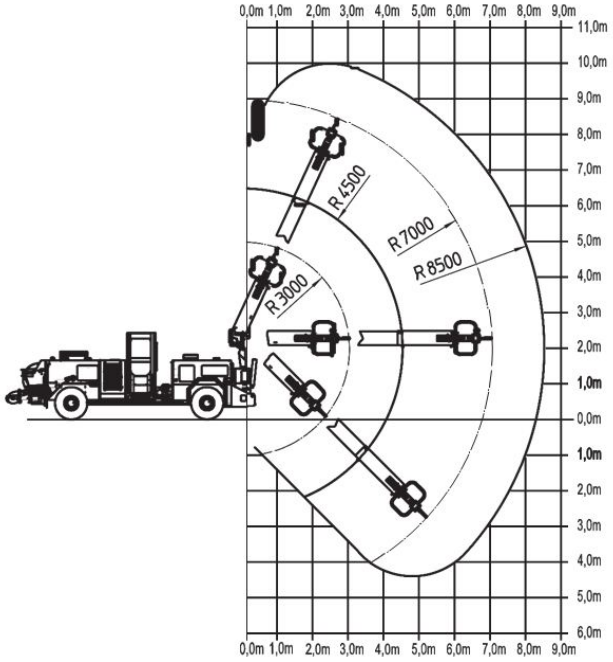
Машината разполага с механично рамо, като движения с механичното рамо за разпръскване на бетона в дизеловия режим се осъществяват по-бързо от електрическия. Механичното рамо носи маркучите и дюзата за разпръскване и описва работното поле на машината (Фиг.8.8).

8.2.2. Машини за бетониране с използване на кофраж. За изграждане на монолитен крепеж от бетон или железобетон с дебелина 20-50cm се използва кофраж, зад който се подава бетонът. След втвърдяването му кофражът се сваля и се премества на ново място. По този начин се закрепват главните минни изработки с продължителен срок на служба, като рудничния двор и неговите камери, входовете на минните изработки, тунелите и др.

Организацията на работа и използваната механизация при бетониране зависи от избраната схема за приготвяне и транспортиране на бетоновата смес.

Използват се няколко схеми.

1. Бетоновата смес се доставя в рудника чрез бетоновози или се приготвя на повърхността. По тръби в шахтата сместа се изпраща в междинен бункер на хоризонта, а след това чрез пневмонагнетател се подава зад кофража. При по-големи разстояния от 400m бетонът може да се транспортира чрез няколко пневмонагнетателя.



Фиг.8.8. Работен обхват на торкрет машина „Putzmeister”

2. Бетоновата смес се доставя до работното място чрез вагонетки, където се претоварва в пневмонагнетатели или бетон-помпи.

3. Бетоновата смес се приготвя в рудника. За подаване на бетоновата смес зад кофража се използват пневмонагнетатели или бетон-помпи.

Пневмонагнетателите имат подобна конструкция на описаната за торкретиране. Тук липсва дозиращо устройство, тъй като се работи с готова мокра бетонова смес, а скоростта на движение на сместа е малка.

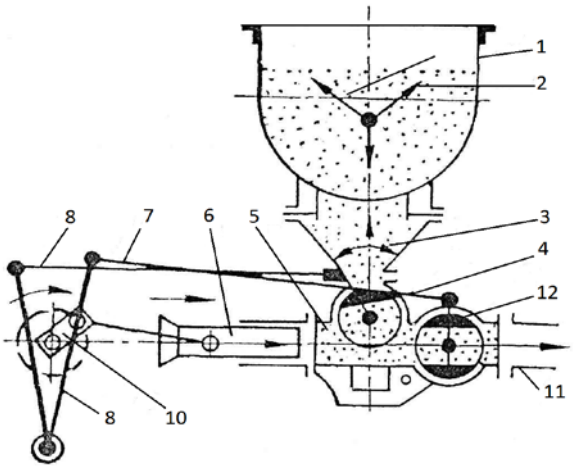
Бетон-помпа (Фиг. 8.9). При подаване на бетоновата смес на по-голямо разстояние или по-голяма височина за предпочитане е използването на бетон-помпи. Бетон- помпата се състои от бункер 1, смесители 2 и 3, клапани 4 и 12, цилиндър 5, кулисен механизъм 6 и тегличи 7 и 8, колянов вал 10, бутало 6 и нагнетателен тръбопровод 11.

Засмукването на бетоновата смес от бункера в работния цилиндър 5 става при движение на буталото 6 наляво. При това клапанът 12 е затворил нагнетателния тръбопровод 11, а клапанът 4 е отворил бункера.

При движение на буталото надясно клапаните 4 и 12 сменят своето положение, като засмуканата бетонова смес от цилиндъра 5 се изтласква към нагнетателния тръбопровод и по него отива зад кофража.

Кофражи. Кофражите биват преносими и подвижни. Подвижните кофражи от своя страна биват механизирани и немеханизирани.

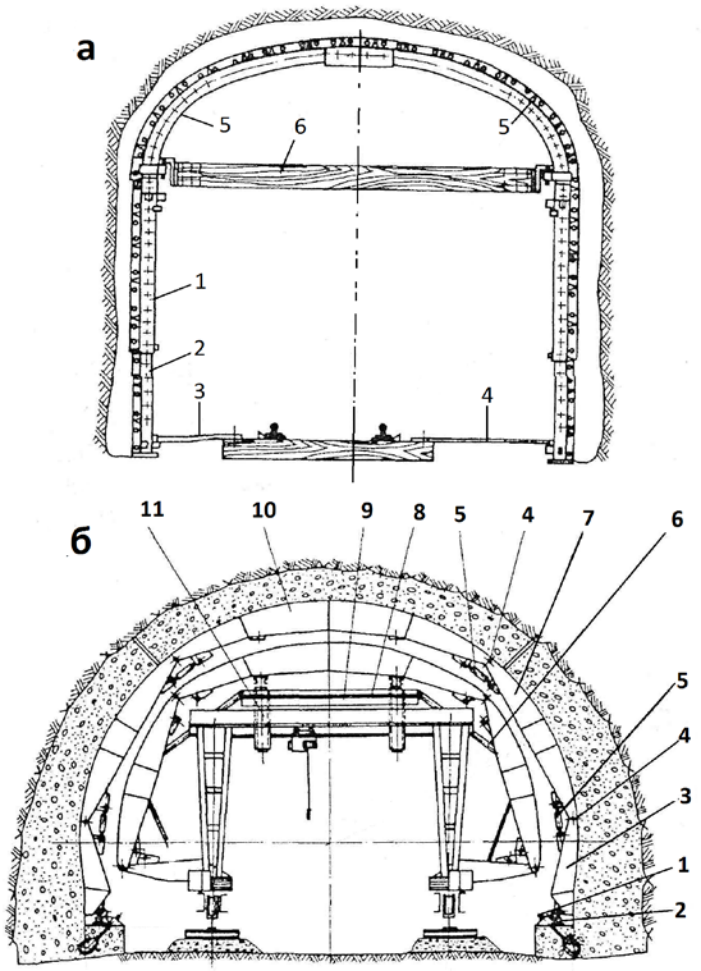
На фиг.8.10а е показан ***преносим кофраж.*** Използва се за изработки с различно сечение. Комплектът има дължина 10m. Един комплект включва 11 арки и 240 метални плочи за обшивка от листова стомана с дебелина 2mm**.**



Фиг.8.9. Бетон-помпа

Кофражът нараства на секции със стъпка 2m. Комплектът се състои от телескопни стойки 1 и 2, които могат да се регулират по височина, дъги 5, разпъваща греда 6 и разпъващи планки 3 и 4. Широчината на изработката може да се изменя чрез използване на различни по форма и дължина дъги 5.

На фиг.8.10б е показан ***подвижен механизиран кофраж ХМТК-639.*** Кофражът се състои от сгъващо-разгъваща се кофражна форма и монтажен портал.



Фиг.8.10. Кофражи

Кофражната форма е образувана от две еднакви кофражни секции всяка с широчина 1,5m, съставени от сводове 10, странични 7 и долни части 3, свързани по между си с шарнири 4 и винтови обтегачи 5. В основата на долните части 3 се намират вертикални винтови опори 2 и застопоряващи винтови опори 1. В шахматен ред в кофражната обшивка са направени люкове за наливай е на бетоновата смес и за уплътняване чрез вибратори.

Монтажният портал, чрез който се преместват и монтират кофражните секции от позиция на позиция, представлява козлови кран на релсов ход и механизъм за огъване и разгъване на кофражната форма. Тези механизми представляват две разположени една върху друга подвижни площадки 8 и 9. Към горната площадка 8 са закрепени четири вертикални хидравлични подемника 11 и четири (по два от ляво и дясно) странични хидравлични цилиндри 6. Долната площадка 9 получава надлъжно, а горната 8 напречно движение от хидравличните цилиндри.

Кофражът, както се каза, е съставен от две еднакви кофражни секции. Едната кофражна секция поддържа бетонирания участък с широчина 1,5m до получаване на декофражна якост, а другата е в процес на декофриране, придвижване и кофриране.

При декофрирането монтажният кран се придвижва под секцията, сваля се челният кофраж и се сгъва кофражната секция. Това става в следната последователност: сводовата част 10 се подпира чрез вертикални подемници 11, освобождават се застопоряващите винтови опори 1, сгъват се долните части 3 чрез телфера на козловия кран, сгъват се страничните части чрез хидравличните цилиндри 6, спуска се цялата кофражна секция чрез вертикалните подемници 11. Така сгънатата секция се придвижва под козловия кран на нова позиция, където се извършва кофрирането в обратна последователност.

Кофражът ХМТК-639 е разработен и внедрен от фирма "Минстрой". Използван е с успех при строителството на големи подземни съоръжения и автомагистрали.

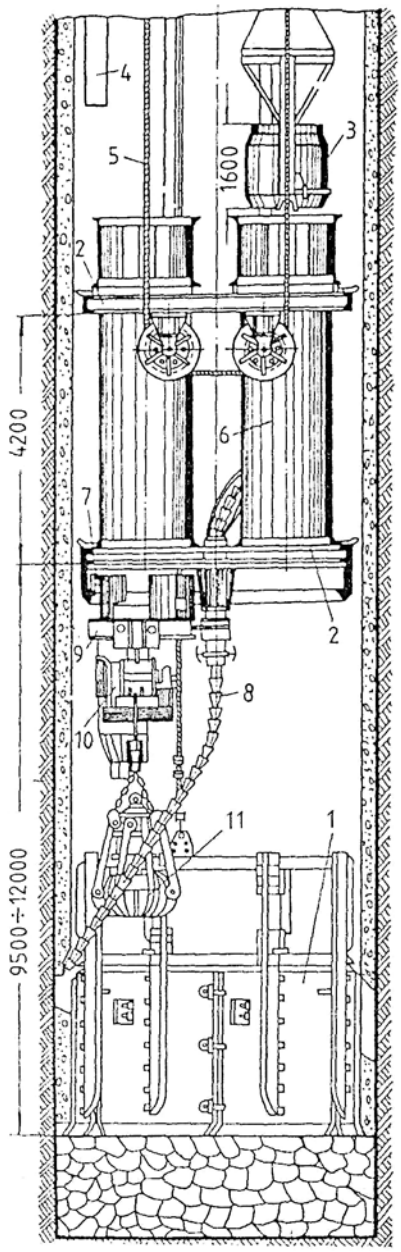
Използването на механизираните кофражи позволява да се увеличи скоростта на прокарване на минните изработки, да се повиши производителността на труда и ла се намали себестойността им.

8.3. МЕХАНИЗАЦИЯ ЗА ПРОКАРВАНЕ НА ШАХТИ

8.3.1. Начини за прокарване. Прокарването на шахти е една от най-скъпите трудопоглъщащи и продължителни операции

Прокарването на шахти се извършва по два начина:

1. Чрез използване на пробивно-взривни работи и грайферни товарачи
2. Чрез пробивни уредби с въртеливо действие.



Най-често шахтите се прокарват чрез пробивно-взривни работи. При този метод не съществува ограничение по отношение якостта на скалите, диаметъра и дълбочината шахтата. По този начин обаче не могат да се намалят трудопоглъщаемостта, стойността и срокът на прокарване на шахтата. Значително по-добри възможности дава използването на пробивни уредби за разрушаване на цялото сечени на забоя.

Прокарването на шахтата в този случай се извършва без присъствие на хора в забоя.

Проблемите с прилагането на този метод са свързани главно с издръжливостта на пробивния инструмент и изнасянето на разрушения материал от забоя. У нас се прилага само първия метод.

8.3.2. Прокарване на шахти чрез използване на пробивно-взривни работи и грайферни товарачи

За увеличаване скоростта на прокарване на шахтата е необходимо да се механизиран не само по отделно пробивните и товарачни работи, а и всички останали процеси. Такива са изграждането на временен и постоянен крепеж, водоотливът, вентилацията и подемът. Всички операции трябва да се механизират комплексно. За това са нужни по-голяма подготовка и по-големи начални инвестиции, но те бързо се възвръщат при работа поради увеличените темпове на прокарване на шахтата и намаляване на трудопоглъщаемостта.

Фигура 8.11. Комплекс за прокарване на шахти

На фигура 8.11 е показан руския комплекс КС-2У/40 за прокарване на шахти с диаметър от 4,5 до 8m и дълбочина до 700m. Комплексът се състои от телфер 10 с окачена към него грайферна товарачна машина 11, висяща платформа, състояща се от две плочи 2, съединени с тръби 6 с голям диаметър за пропускане на необходимото оборудване към и от забоя; проходческа кофа 3, метален кофраж 1, подемно въже 5, бетонопровод 8, вентилационни тръби 4 и пробивна уредба за пробиване на взривни дупки (не е показана на фигурата).

Висящата площадка и проходческата кофа са свързани с подемни лебедки, монтирани на повърхността до надшахтовата кула. Грайферният товарач натоварва материала по цялото сечение на шахтата. Телферът може да заема различно положение спрямо кръговата монорелса 7 (опасва цялото сечение на шахтата) и монорелса 9. Пробивната уредба се състои от две тежки пробивни машини, монтирани на два автоподавача.

При пробиване уредбата се окачва на въже към телфера. Последователността на операциите при работа с комплекса е следната. Цикълът започва с натоварване на основната част от взривения материал, за което висящата платформа 2 чрез въжетата 5 се спуска на минимално разстояние от забоя (15-20m). Натоварените кофи се изнасят на повърхността чрез подемна лебедка. След натоварването на 50-60% от отбитата скална маса забоят се подравнява и върху него се спуска металният кофраж 1. От повърхността по бетонопровод 8 бетоновата смес се подава зад кофража.

След приключване на бетонирането се натоварва останалата взривена скална маса. След това вместо грайфера на въжето на телфера се окачва пробивната уредба и се пробиват взривните дупки. Преди взривяването пробивното и товарачно оборудване, заедно с висящата платформа се издигат нагоре на безопасно разстояние. След взривяването и проветряването на забоя цикълът се повтаря.

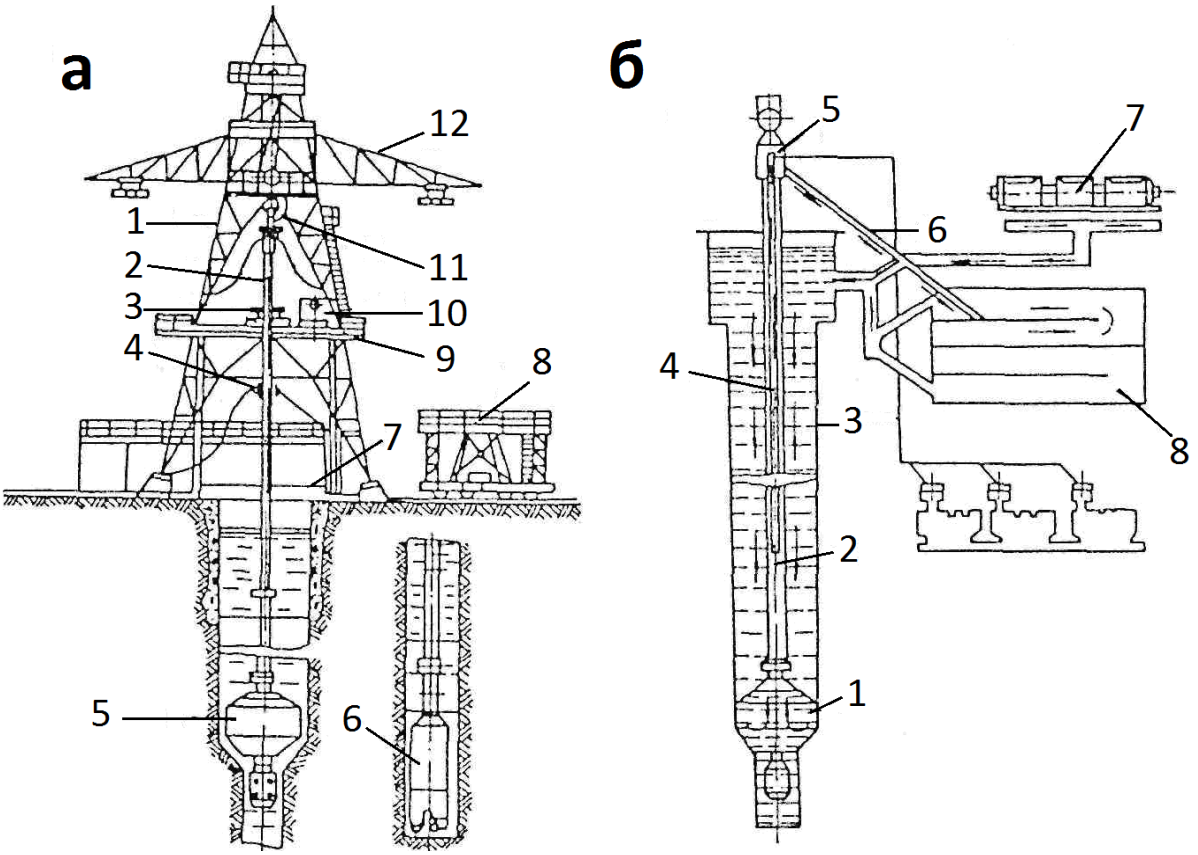
С показания комплекс са постигнати много добри резултати при прокарване на шахта "Капитална" на рудник "Елшица" и други рудници.

8.3.3. Прокарване на шахти чрез използване на пробивни уредби с въртеливо действие. Прокарването на шахти чрез пробивни уредби с въртеливо действие се извършва чрез изпълнителен орган с ротационно или планетно движение. При работа в меки скали работният орган е с армирани резци, а при средно твърди и твърди скали - с ролкови длета. Задвижването на пробивния инструмент може да се извърши от повърхността чрез сондажната колона или чрез двигател, монтиран непосредствено до пробивния инструмент.

Пробивна уредба УЗТМ-6,2, УЗТМ-8,75 (Фиг. 8.12а). Това са руски пробивни уредби за прокарване на шахти с диаметър 6,2m и 8,75m и дълбочина до 800m. Състои се от надшахтова кула 1, два крана 12, работна площадка 9, сондажна колона 2 с тройник 4 за отвеждане на пулпа, ролково длето 6, разширители 5, кука 11 за окачване на сондажната колона, двигател 3 за въртене на инструмента, лебедка 10 за спусково-подемни операции, количка 8 за подаване на следващите разширители, платформа 7 за затваряне на отвора на шахтата, агрегат за разединяване и наставяне на щангите, помпи за пулп, компресорна станция за изнасяне на шлама чрез аеролифт и др.

Преди започване на работа с комплекса най-напред по обикновен начин се прокарва шахта с дълбочина от 5 до 25m и се укрепва със стоманобетон. След това шахтата се пробива на три етапа - най-напред с ролково длето с диаметър 1,2m, а след това се разширява до 3,6, 6,2 и 8,75m. Разширителите се състоят от направляваща част и корпус, армиран с ролки.

Изнасянето на разрушения материал се извършва от глинен разтвор, който се подава в шахтата. Хидростатичното налягане на разтвора изпълнява ролята на временен крепеж, който поддържа шахтата до достигане на проектната дълбочина. За изнасяне на ситнежа се използва обратна промивка - глиненият разтвор се подава в шахтата, а се изнася заедно със ситнежа по сондажната колона (Фиг. 8.12б). Това става чрез аеролифтна уредба.



Фигура 8.12. Пробивна уредба УЗТМ

За целта се използва сгъстен въздух, подаван от компресорна станция по тръбопровод 3 и централната тръба 4, разположена вътре в сондажната колона 2. Сгъстеният въздух излиза от долния край на тръбата 4 и се размесва с глинестия разтвор. По този начин плътността на разтвора, намиращ се в сондажната колона се намалява до 650-800кg/m^3. Поради разликата в плътността на разтвора, който се намира в колоната и вън от нея, сместа от глиненият разтвор и разрушена скала преминава в сондажната колона през засмукващото устройство 1 и се повдига до повърхността. През тройник 5 сместа постъпва по улей 6 в утаителния резервоар 8, където скалният материал се утаява. Очистеният глинест разтвор на самотек отново постъпва в шахтата. Глиненият разтвор се подготвя от глинобъркалка 7.

9. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРИ РЯЗАНЕ НА ПЛАСТОВИ ПОЛЕЗНИ ИЗКОПАЕМИ

9.1.ЕТАПИ В РАЗВИТИЕТО НА МЕХАНИЗАЦИЯТА ПРИ ПОДЗЕМЕН ДОБИВ НА ВЪГЛИЩА

При изземване на пластово залягащи полезни изкопаеми се извършват следните операции: подкопаване, откъртване, натоварване на полезното изкопаемо, транспортиране и закрепване.

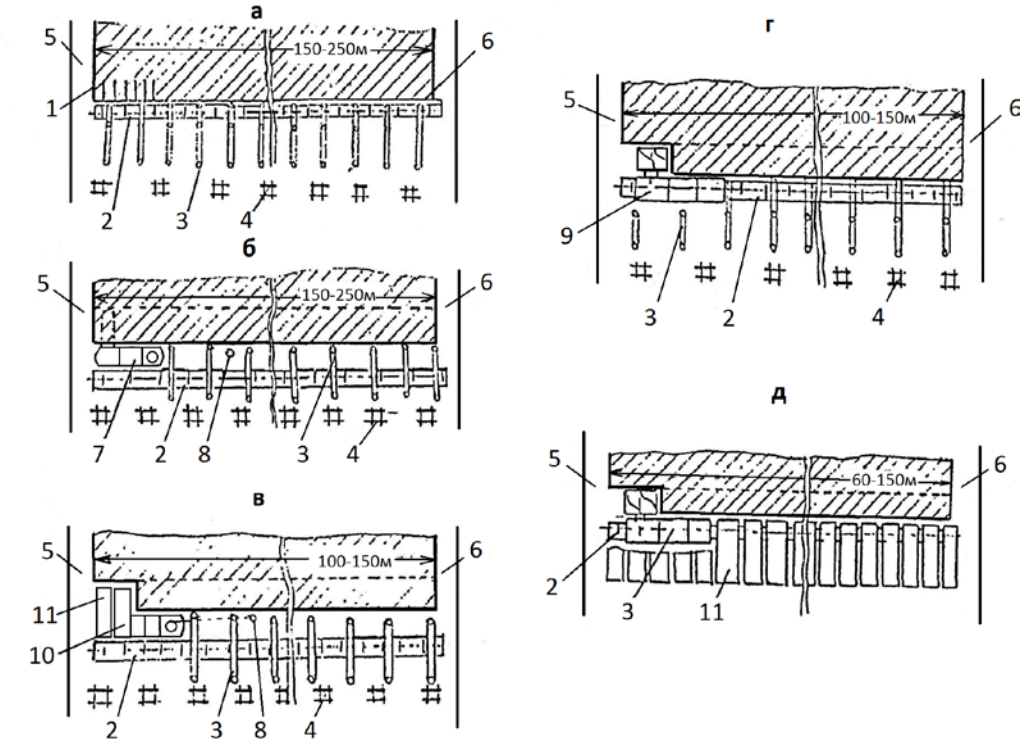
С развитието на минното дело, всички тези операции са преминали

съответни етапи на усъвършенстване, като винаги стремежът е бил те да бъдат частично или напълно механизирани - най-напред поединично, а през последните десетилетия - комплексно.

В развитието на механизацията на въгледобива се дефинират следните етапи:

9.1.1. Ръчен добив. Това е най-продължителният етап, продължил от самото начало на въгледобива, та до наши дни. Все още значителна част от подземния въгледобив у нас, а и в редица други страни се извършва по тази схема.

Начинът на работа е показан на фиг.9.1а. Добивният фронт се оформя като най напред се прокарват двете подготвителни изработки - вентилационната 5 и извозна 6. Това важи за всички етапи, показани на фигурата. Между тези изработки е в граници 150-250m и зависи от физико-механичните свойства на полезното изкопаемо и най-вече от устойчивостта на горнището. Оформя се фронтова линия, като непосредствено по нея се монтира фронтов верижен транспортьор 2, а работното пространство се закрепва с индивидуален дървен, или метален крепеж 3 и по здравия оградителен крепеж 4, който служи да отдели работната камера от обрушеното пространство, намиращо се зад оградителния крепеж. От така оформения фронт през различните периоди от време добивът се е извършвал по различен начин. Най-напред, почти до края на 19 век, фронтовият транспортьор е липсвал, а добивът се е извършвал ръчно с кирки и шила. Материалът се е товарил ръчно на шейни или колички и ръчно се е извозвал до извозната изработка и от там към повърхността. За тази тежка работа се е използвал предимно робски труд. За това свидетелстват редица, дошли да наши дни, произведения на древните писатели и историци, според които робът е само говореща машина, а не човек.



Фиг.9.1. Етапи в развитието на механизацията на добива на пластови полезни изкопаеми

През средновековието вече се оформят потомствени съсловия от миньори от най-бедните слоеве на населението. Работата си остава изключително тежка и опасна. Много добре, дори може да се каже съвсем професионално, това е отразено в трудовете на Емил Зола. След средата на 19 век, процесът на ръчен добив в известна степен се рационализира с въвеждането на фронтовия транспортьор, къртачните чукове или провеждането на пробивно-взривните работи. Фронтовият транспортьор поема и извозва отделените въглища от масива до извозната галерия. Въглищата се натоварват върху фронтовия транспортьор ръчно. При работа с пробивно- взривни работи по дължината на фронта на секции от по 10-15m се пробиват взривни дупки. Преди взривяването зад транспортьора се поставят ламарини, така че голяма част от въглищата да се самонатоварят в работещия в това време транспортьор. След изземване на въглищата по цялата дължина на фронта транспортьорът и крепежът се преместват на новата фронтова линия и цикълът отново се повтаря.

9.1.2. Добив на въглища с използване на подкопна машина. Схемата на работа е показана на фигура 9.1б. Организацията на работа в общи линии остава същата като допълнително във фронта се добавя и подкопна машина 7, работеща непосредствено по фронтовата линия, а транспортьорът се монтира зад нея. Подкопната машина подкопава въглищният пласт, предимно в долнището, като с това се открива втора открита повърхност. При наличие на втора открита повърхност отделянето на въглищата става с използване на по-малко взривни дупки и взрив. Така отделените въглища са по-едри, а ситнежът е силно намален. Това е много важно изискване ако въглищата ще се използват да отопление. Придвижването на подкопната машина се извършва от теглително въже, единият край на който е закрепен за стойка 8, а другия за барабана на подкопната машина. След изчерпване дължината на въжето, то се развива от барабана и се закрепва отново за стойката 8, преместена напред във фронта. Дължината на въжето е от 25 до 40m. Подкопните машини се използват от средата на 19 век. У нас първите подкопни машини са внедрени в началото на 20- те години на 20 век в мини Перник. Използват се до 1948г., когато тяхното приложение става безпредметно. Наличието на тежка подкопна машина с маса 3-5 t във фронта създава значителни затруднения за интензификация на добивните работи. След подкопаване и изземване на въглищата от цялата дължина на фронта следва привеждане на подкопната машина в транспортно положение, като ръката се завърта по дължината на машината. Чрез теглителното въже на подкопната машина тя се връща в изходно положение до вентилационната галерия, където отново ръката се завърта и заема работно положение. Изземването на следващия цикъл става по същия начин. При връщане на машината на обратен ход, закрепеният фронт се разкрепва и след преминаване на машината отново се закрепва. Премества се и фронтовия транспортьор. Всички тези операции са трудоемки. Обикновено две от смените са добивни, а третата -ремонтно-подготвителна.

През 20-те и 30-те години на 20 век нуждата от въглища у нас не е голяма. Въглищата се използват главно за домакински нужди и от БДЖ. Рудниците работят само няколко дни от седмицата. Важно изискване през този период е едрината на въглищата да бъде по-голяма. Това оправдава използването на

подкопните машини. В края на 40-те години добивът на въглища бързо нараства, като по-голяма част от тях отиват за индустриални цели. Вече едрината на въглищата не е от първостепенно значение. Освен това от повечето добити въглища в сепарациите могат да се подберат достатъчни количества с по-голяма едрина за домакински нужди. Така по естествен път приложението на подкопните машини отпада и започват да се правят опити за внедряване на по-производителна технология - с добивни комбайни.

В настоящия момент подкопни машини не се използват във въгледобива. Приложение намират само в предприятията за добив на скално-облицовъчни материали.

9.1.3. Добив с комбайни. Схемата на работа с ***широкозахватен комбайн*** е показана на фиг.9.1в. Широкозахватният комбайн се състои от товарачна машина 11 и комбайн 10. Верижният изпълнителен орган на комбайна отделя въглищата от масива. Те се натрошават от разкъртващата щанга и чрез товарачната машина се натоварват върху фронтовия транспортьор 2. Фронтовият транспортьор отново е разположен зад комбайна. Комбайнът се придвижва по същия начин, както подкопната машина с теглително въже. В началото и края на фронта трябва ръчно да се изкопават ниши, които комбайнът не може да изземе. След изземване на въглищата по цялата дължина на фронта, комбайнът се привежда в транспортно положение, като товарачната машина се отделя от комбайна и се изтегля напред с теглителното въже на комбайна. След това изпълнителният орган на комбайна са завърта в транспортно положение по дължината на машината. Така създадената композиция начело с товарачната машина пак с теглителното въже се връща в изходно положение до вентилационната галерия. Там отново машината се привежда в работно положение, както е показано на фигурата и продължава изземването на следващия слой от фронта. При преминаване на комбайна се премества и фронтовия транспортьор и се презакрепва иззетото пространство.

Опити за създаване на добивни комбайни започват през 20- те години на миналия век. Първият серийно произвеждан добивен комбайн е широкозахватният комбайн "Донбас-1", произведен през 1948 г в Русия. Създаден е за условията на Донецкия каменовъглен басейн, където през това време с него са постигнати рекордни постижения. В стремежа за модернизация на въгледобива у нас в началото на 1950 г. са внесени 12 броя добивни комбайни "Донбас-1" и до 1960г. се правят неуспешни опити за тяхното внедряване в Пернишкия, Маришкия каменовъглени басейни и в подземния рудник на мина Чукурово. Основната причина за неуспешното внедряване на тези комбайни е неустойчивото горнище на нашите подземни въглищни рудници и опитите за внедряване с дървен индивидуален крепеж.

Първите създадени добивни комбайни са широкозахватни с широчина на захвата 1,5 – 2,0m. Този захват е твърде голям, но едно такова решение на конструкцията при липса на опит е лесно обяснимо. То идва от стремежа да се създаде по-производителна добивна машина. На практика обаче се оказва, че това не е така. По-голямата широчина на захвата изисква влагане на повече енергия за отделяне на материала от масива. Пластът е отслабен само на малка дълбочина от фронтовата линия, а в дълбочина той и здрав и минният натиск не

може да помогне при добиването му. Освен това голямата дълбочина на захвата, създава и големи проблеми при поддържането на горнището. Например комбайнът "Донбас-1" изисква 8m^2 незакрепена площ на мястото на изпълнителния орган и товарачката. В нито един наш подземен въглищен рудник това не може да бъде допуснато.

До 1960г. вече е натрупан достатъчен производствен опит при използване на добивните комбайни. В минните научни списания през това време се е водила дискусия за насоките за усъвършенстване на добивните комбайни. Тази дискусия спомогна за правилно насочване на конструкторите към създаване на тяснозахватни добивни комбайни. С дълбочина на захвата от 0,5 до 1,0m.

Схемата на работа с тяснозахватен комбайн е показана на фиг.9.1г. Работата с тяснозахватни комбайни е претърпяла значителни промени. Фронтовият транспортьор 2 е монтиран до фронтовата линия, а върху него се движи добивният комбайн 9. Той вече не се влачи по долнището на изработката, а се направлява от ребордите на верижния транспортьор. Намаляват съпротивленията от триене при движение на комбайна. Качването на добивния комбайн върху транспортьора довежда и до почти двойно намаляване на широчината на работната полоса, която трябва да се закрепва. Това е много важно, особено за фронтове с неустойчиво горнище. За да не се намали производителността на комбайна, поради намалената дълбочина на захвата, нараства скоростта на движение по дължината на фронта 2-3 пъти. Бързото движение на комбайна по дължината на фронта облекчава закрепването, тъй като минният натиск нараства с течение на времето. Фронтовият транспортьор и добивният комбайн вече се преместват на ново място без разглобяване с помощта на хидравлични крикове. От друга страна, намаляването на дълбочината на захвата, както изяснихме по-горе, намалява специфичният разход на енергия за отделянето на въглищата от масива.

Всички тези промени в начина на работа с тяснозахватни комбайни бележат значителна стъпка напред в механизирането на работните операции при добива. Все още обаче не е решен въпросът с комплексната механизация на всички операции. Ръчно продължават да се извършват още операциите по преместване и изграждане на крепежа. Тези проблеми се решават при следващия етап на механизация.

9.1.4. Добив с комплекси. Механизираният комплекс (Фиг.9.1д) се състои от взаимно свързани по производителност, конструкция и управление добивен комбайн 3, фронтов транспортьор 2 и механизиран крепеж 11, състоящ се от отделни секции, разположени по цялата дължина на фронта. Чрез добивния комплекс се механизират всички операции на фронта. Добивният комбайн се движи върху транспортьора по цялата дължина на фронта, като отделя въглищата от масива и ги натоварва върху фронтовия транспортьор. Веднага след придвижване на комбайна надясно се преместват последователно отделните секции на крепежа до новата фронтова линия. Това става до последната крепежна секция, разположена до извозната изработка 6. След преместване на всички секции следва връщане на комбайна на празен ход в изходно положение. На новото място комбайнът заедно с транспортьора се премества до новата фронтова линия. Комбайнът се вкопава за изземване на следващата лента по

описания вече начин. Може да се работи и по совалковата схема, без празен ход, като в края на фронта, до извозната изработка, комбайнът се вкопава и изземва следващата лента отдясно наляво.

Отделните машини, които съставят комплекса са приспособени за съвместна работа. В зависимост от условията в рудника те могат да се подменят. Това дава възможност да се подбират най-подходящите за случая машини и съоръжения.

Използването на комплексите дава възможност да се увеличи добивът на въглища, да се намали относителният разход на енергия и трудопоглъщаемостта, рязко да се съкрати времето за спомагателни операции и да се премине на поточно-циклична работа.

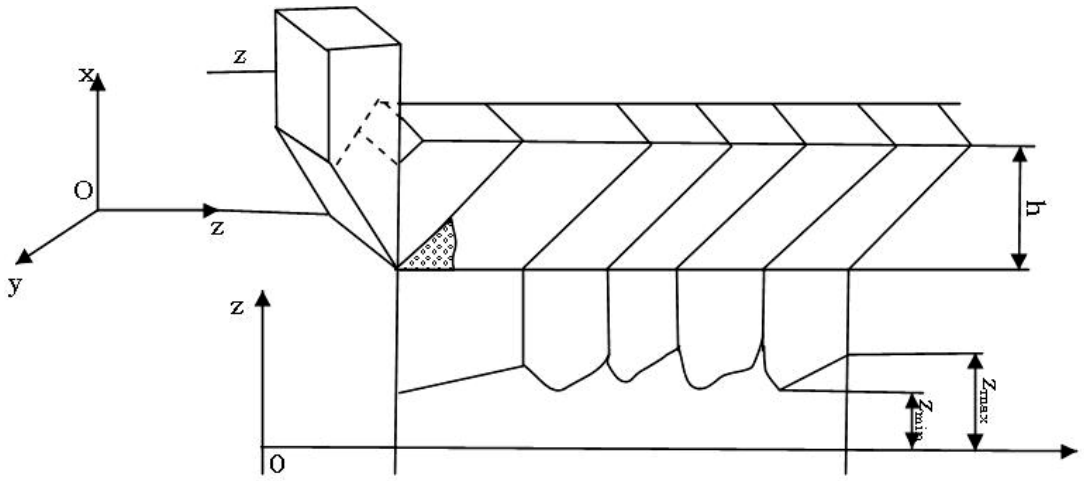
9.1.5. Добив с агрегати. Това е най-висшият етап на механизация и автоматизация на въгледобива. Добивният агрегат е съставен от същите механизми,както комплексите. Различават се от тях по това, че агрегатът е конструиран и изработен така, че не могат да се подменят отделните му части. Освен това голяма част или всички работни операции са автоматизирани до достигане на добив без присъствие на хора на фронта. Обслужващият персонал се намира в подготвителните изработки и наблюдава работата на агрегата на монитори. Обслужващият персонал влиза във фронта само при извършване на преглед, ремонт или настройка на механизмите.

Агрегатните уредби осигуряват голяма производителност и облекчават труда на работниците, като го свеждат до наблюдение и управление на машините. Той ще намира все по-широко приложение. Агрегатният добив не може да се приложи у нас, тъй като нямаме подходящи рудници или участъци, в които вложените инвестиции да се изплатят.

9.2. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРИ РЯЗАНЕТО НА ПЛАСТОВИ ПОЛЕЗНИ ИЗКОПАЕМИ

Голяма част от добивните работи се осъществяват чрез рязане. Изясняването на механизма на рязане на скалите и извеждане на някои по-важни закономерности на процеса са предпоставка за създаване и избор на подходящи добивни машини. Създадени са множество теории, посветени на процеса рязане на еднородни и нееднородни материали. Главната трудност при създаване на такава теория за нееднородни материали, каквито са скалите, идва от постоянно променящите се свойства на срязвания материал. Въпреки тази непостоянност, все пак съществуват известни закономерности, които могат да се открият. Това може да стане с провеждането на голям брой експерименти и чрез методите на статистиката да се търсят средните стойности и възможните отклонения на изследваните величини. Експериментално е установено, че при врязване на резеца в скалата, в мястото на контакта, материалът се натрошава и образува клин от уплътнен ситнеж (Фиг.9.2). С придвижването на резеца нараства и този клин от уплътнен материал. Нараства и реакцията на скалата по оста 2 и в нея възникват еластични деформации. При достигане на критични напрежения (при Z_{max}) тялото се разрушава във вид на неправилна стружка. При това натрупаната енергия от еластични деформации се изразходва и силата Z бързо спада до

минималната си стойност Z_{min}. По-нататък при придвижването на резеца процесите в общи линии се повтарят и последователно се срязват следващите стружки.



Фиг.9.2. Схема на рязане

При рязането на масива върху резеца действат реакционни сили и по трите взаимно перпендикулярни оси X, Y и Z. Силата Z е най-голяма и е насочена по тангентата на траекторията на рязане. Силата V е сила, предизвикана от подаването на машината. Насочена е по нормалата на траекторията на рязане. Силата Z е странична сила, насочена по бинормалата на траекторията на рязане. Силите X и Y са по-малки. Те предизвикват силите на триене μX и μY, действащи в противна посока на силата Z. Определят се от коефициента на триене μ и нормалния натиск върху резеца по дадените оси X и Y. Най-голямо влияние върху разходваната енергия за рязане оказва силата Z. Силите по X и Y също оказват влияние върху разходваната енергия и главно върху к.п.д. на процеса рязане. Стремежът е тези сили да бъдат минимални.

На фиг.9.2 е показан механизмът на отделяне на стружката и изменението на силата Z заснета но експериментален път. От записаната осцилограма могат да бъдат изведени следните параметри:

1. Средна сила на рязане $Z_{ср}$. Определя се от израза:

$$Z_{CP} = \frac{A}{l}, N, \tag{9.1}$$

където: A е изразходваната работа за срязваме на стружката, J;

- l - дължина на срязваната стружка, m.

Изразходваната работа за срязване на стружката е пропорционална на площта, затворена между кривата Z и абсцисната ос.

2. Коефициент на периодично претоварване K:

$$K = \frac{Z_{\max}}{Z_{CP}}, \tag{9.2}$$

където: $Z_{\max}$ е средната максимална сила, N;

- Z_{CP} - средната сила на рязане, N.

3. Честота на отделяне на стружката, n:

$$n = \frac{l_{CT.CP}}{h}, \tag{9.3}$$

където: $l_{CT.CP}$ е средната дължина на стружката, m;

- h - дълбочина на рязане, m.

4. Средно сечение на стружката S_{CP}:

$$S_{CP} = \frac{m}{\rho}, \text{m}^2, \tag{9.4}$$

където: m е масата на въглищата, отделени от резеца на разстояние l, kg;

- ρ - плътност на въглищата, kg/m^3.

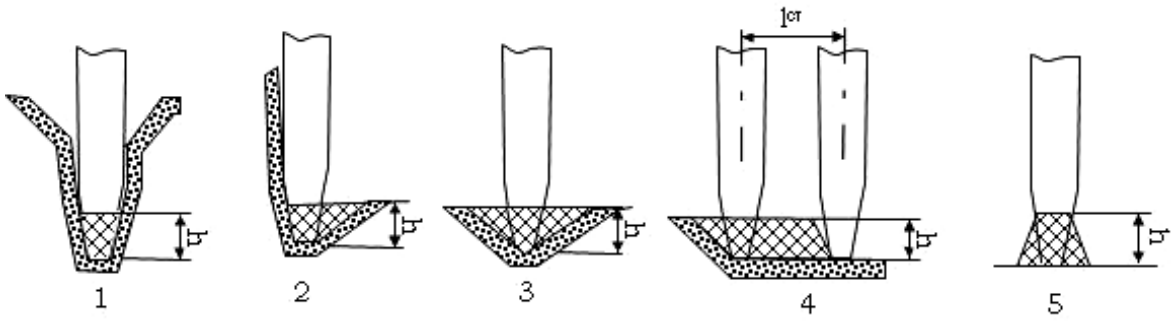
5. Условно напрежение $\sigma_{УС}$:

$$\sigma_{УС} = \frac{Z_{CP}}{S_{CP}}, Pa. \tag{9.5}$$

Върху силите на рязане и изразходваната работа за рязане влияят якостта на обработвания материал, геометрията и абсолютните размери на инструмента, големината и взаимното разположение на откритите повърхности.

В зависимост от големината и взаимното разположение на откритите повърхности съществуват следните пет случая на рязане, показани на фиг.9.3.

1. Блокирано рязане. Резецът снема стружка в предварително образуван канал с широчина равна на широчината на резеца. Двете страни на резеца са блокирани, поради което съпротивленията от триене са големи.



Фиг.9.3. Случаи на рязане

Това е най-неблагоприятният начин на рязане и по възможност трябва да се избягва.

2. Полублокирано рязане. От едната страна резецът е деблокиран. Съпротивленията от триене са по-малки, но все още режимът на рязане не е благоприятен. В този режим работят крайните зъби на изпълнителните органи.

3. Рязане от открита повърхност. От двете страни на резеца повърхностите са свободни. Този начин на рязане е приет за основен и се среща най-често.

4. Полусвободно рязане. Стружката се отделя при наличие на втора открита повърхност или при такава стъпка на рязането Iст, при която тази повърхност не оказва влияние на силите.

5. Свободно рязане. Стружката се отделя при наличие на три открити повърхности, поради което силите на рязане са най-малки, а режимът е най-

благоприятен. За постигане на такъв режим е необходимо предишните зъби да са работили преди това в по-неблагоприятен режим на блокирано или полублокирано рязане.

Една от най-важните зависимости при рязането е зависимостта между силата на рязане и дълбочината на срязваната стружка. От многобройните изследвания е установено, че зависимостта между силата на рязане Z и дълбочината на срязваната стружка h може да се определи по израза:

$$Z = a.h^m, N, \tag{9.6}$$

където: a и m са постоянни величини, зависещи от физико-механичните свойства на скалите.

Коефициентът a характеризира якостта на въглищата при рязане. За меки въглища $a = 150N/m$, за средно твърди - $a = 300N/m$ и за твърди - $a = 450N/m$.

Стойностите на m, определени по различни методики, са близки до единица, поради което, без да се допуска голяма грешка, изразът може да добие вида:

$$Z = a.h, N. \tag{9.7}$$

За да се отчете случайният характер на протичащите явления при рязането на въглища, се посочват и вероятните граници на изменение на силата Z. Изразът добива вида:

$$Z = a.(1 \pm 2, \nu.\psi)\mathrm{h}, N, \tag{9.8}$$

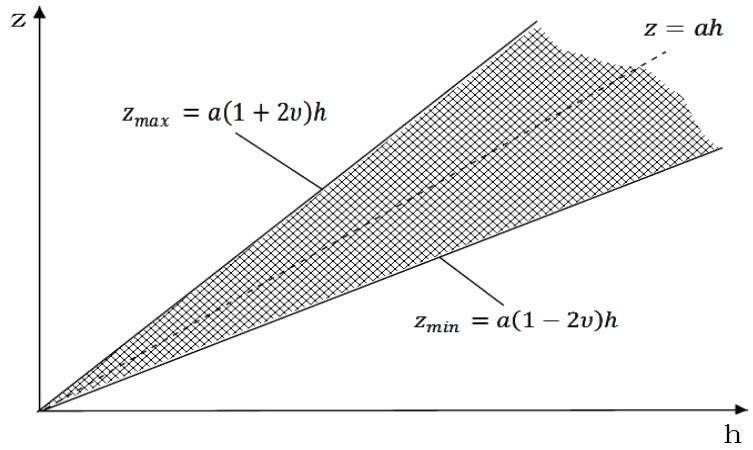
където: ν е коефициент, характеризиращ областта на изменение;

- ψ - променлива, която за всяко h приема стойности $-1 \le \psi \le 1$.

На фиг.9.4 е показана зависимостта между силата на рязане и дебелината,на стружката. При $\psi = 0$ се получава средната линия на областта, а при и $\psi = -1$ - границите на областта.

Посочените закономерности, както и резултатите от други изследвания при по-пълно изучаване на теорията на рязане на пластови полезни изкопаеми са показали, че за да се подобри ефективността на разрушаване на въглищата, е необходимо:

- да се работи с остри зъби, като се снемат стружки с по-голямо сечение;



- да се подбира рационална схема на нареждане на зъбите, за да се откриват повече повърхности за следващия зъб;

- да се предпочитат добивни машини с достатъчен резерв на мощност.

Фиг.9.4.Зависимост на силата на рязане от дебелината на стружката

10. ДОБИВНИ КОМБАЙНИ И СТРУГОВЕ

10.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ

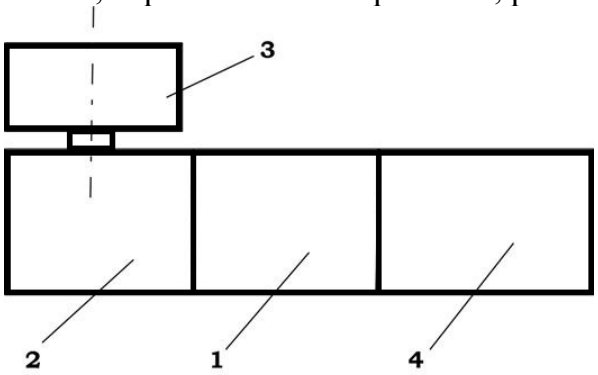
10.1.1. Общи сведения. Добивният комбайн е комбинирана машина, която едновременно отделя въглищата от пласта, раздробява ги на удобни за транспортиране късове и ги товари на фронтовия транспортьор.

Опити за създаване на добивни комбайни се правят през 1926г. Масовото им внедряване започна след Втората световна война. Най-напред комбайните са широкозахватни с широчина на захвата 1,6-2,0m. По-късно те са изместени от тяснозахватните комбайни е широчина на захвата от 0,5 до 1,0m.

Принципна схема на тяснозахватен комбайн е показана на фиг.10.1. Комбайнът се състои от двигател 1, редуктор на режещата част 2, изпълнителен орган 3 и подаваща част 4. Някои комбайни са комплектувани по друг начин. Двигателите могат да бъдат два и повече. Изпълнителните органи в повечето случаи са два разположени в двата края на комбайна, а редукторите на подаващите и режещите части са подредени по друг начин, зависещ от механизма за придвижване на машината по фронта. При производство на добивни комбайни повечето фирми използват модулният принцип на компановка, който позволява от стандартни модули да се създават комбайни за различни условия на работа, с различна инсталирана мощност, височина на захвата и габарити.

10.1.2.Класификация. Добивните комбайни се класифицират според:

- широчината на захвата - на широкозахватни и тяснозахватни;
- приложението им - за тънки, средно мощни и мощни пластове;
- наклона на пласта - за хоризонтални, наклонени и стръмни пластове;
- вида на изпълнителния орган - подкопни, пробивни и откъртващи;
- задвижването – електрическо, пневматично и комбинирано;
- подаването - въжени, верижни и зъбно-рейкови, релсови.



Фиг.10.1 Схема на добивен комбайн

10.2. ЗАДВИЖВАНЕ НА ДОБИВНИТЕ КОМБАЙНИ

Независимо от вида на задвижването към него се поставят следните по-важни изисквания: двигателите да са с минимални габарити, да са здрави, да имат необходимата мощност и висок к.п.д., да понасят претоварвания и да се пускат под товар, да са взривобезопасни и сигурни.

Взривобезопасността се осъществява чрез специално изпълнение на електрическите съоръжения, при което възникналият в тях взрив не може да се предаде на околната среда. Цялото тяло на двигателя трябва да се изработи така, че да издържа хидростатично налягане не по-малко от 0,8MPa. Всички допиращи се повърхнини на двигателя и пусковата му апаратура трябва да са добре обработени и след съединяването им хлабината по цялата площ да не е повече от 0,5mm**.** Забранено е боядисването и поставянето на уплътнителни подложки по тези повърхнини. Те трябва да се пазят от механически повреди, надрасквания и др. Най-малката широчина на допиращите се повърхнини трябва да е 15mm при вътрешен обем от 0,5 до 2dm^3 и 25mm при по-голям вътрешен обем. При спазване на тези изисквания запаленият газ във врзивозащитаваната камера при излизане навън контактува с описаните повърхности и се охлажда под температурата на запалване на метана, поради което не може да запали рудничната атмосфера.

Двигателите на минните комбайни работят в специфични условия с често пускане под товар, реверсиране и голямо претоварване. За избягване на претоварването е желателно пускането да става на празен ход. Това означава, че винаги преди изключване на двигателя трябва да се изключи подаващата част на машината, а тя да работи на място. При включване най-напред трябва да се включи изпълнителният орган, а след това подаването.

Задвижването може да бъде електрическо, пневматично или комбинирано.

Електрическо задвижване. В съвременните добивни комбайни най-често се използва електрическо задвижване. Двигателите са специални асинхронни двигатели с накъсо съединен ротор и дълбоки канали или двойно кафезна намотка, които осигуряват голям пусков момент. Изолацията на двигателите е с повишена влаго, топло и масло-устойчивост. Захранващото напрежение е от 380 до 1140V с инсталирана мощност от 60 до 600кW. Двигателите могат да бъдат с вътрешна вентилация, с външно обдухване и с водно охлаждане. В съвременните комбайни приложение намират главно двигателите с водно охлаждане, тъй като те осигуряват по-добро съотношение между часовата и продължителната мощност. При едни и същи размери, ако се приеме за 100%, мощността на необдухваемия двигател, двигателят с външно обдухване може да има мощност 180%, а с водно охлаждане - 300-350%.

Водното охлаждане може да бъде по отворена и по затворена система. Отворената система е по-ефективна. Водата се взема от рудничния тръбопровод и през канали преминава през корпуса на електродвигателя, охлажда го и се подава за оросяване на забоя.

Двигателят се захранва чрез гъвкав шест жилен кабел с негоряща изолация. За да се увеличи здравината на кабела между жилата се поставя гумена сърцевина. Кабелът се свързва с машината чрез щепселна муфа, механично блокирана с ръчката за управление и капака на контролера. Механичната блокировка не позволява измъкване на муфата или отваряне на капака при включен двигател. При по-старите конструкции комбайни кабелът се влачи по долнището като има опасност от неговото повреждане. В съвременните комбайни се използват специални кабелопоставачи, които при движение на комбайна разстилат кабела в специален канал покрай транспортьора или го

прибират на специална макара.

Пневматично задвижване. Използва се за комбайните, работещи в рудници свръхкатегория по газ.

За задвижване се използват бутални, ламелни и зъбни пневматични двигатели. Буталните двигатели понасят по-големи претоварвания, но имат по-сложна конструкция, поради което се използват рядко. Ламелните двигатели са прости по конструкция, но не могат да поемат претоварвания. Зъбните двигатели развиват достатъчна мощност, понасят претоварвания, имат проста конструкция и са сигурни при работа. Поради сравнително добрите си качества те най-често се използват за задвижване на добивните комбайни.

Комбинирано. През последните години все по-широко приложение намира комбинираното задвижване на добивните комбайни - електро-хидравличното. Предимствата на това задвижване са показани в предишните глави на настоящият учебник.

10.3. ИЗПЪЛНИТЕЛНИ ОРГАНИ НА ДОБИВНИТЕ КОМБАЙНИ

10.3.1.Изисквания към изпълнителните органи. Изпълнителният орган на добивните комбайни е предназначен да извършва главната операция при добива на въглища - отделянето им от масива и натоварването им върху фронтовия транспортьор. Главните изисквания към тях са:

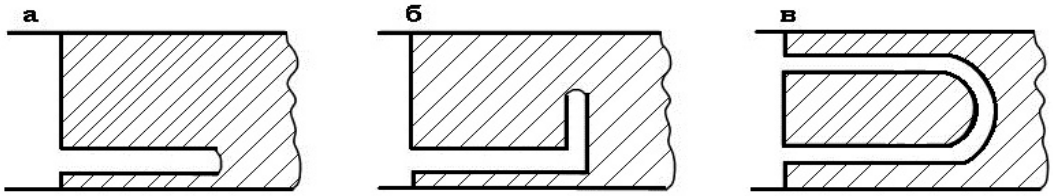
- да осигуряват максимална производителност на комбайна при минимална енергопоглъщаемост;
- да се приспособяват към променливата мощност на пласта;
- да осигуряват натоварваме на откъртения материал;
- да не създават големи динамични натоварвания на машината, да имат голяма сигурност и проста конструкция;
- да са удобни за експлоатация и поддържане, лесно да се подменят износените инструменти, да не се губи време за операциите в края на фронта, за монтажни и други операции;
- да не предизвикват голямо прахообразуване;
- да оформят правилно забоя без използване на ръчна работа;
- да имат висок к.п.д.

10.3.2. Класификация. Изпълнителните органи се класифицират според:

- начина на изземване на въглищата - фронтови и флангови;
- начина на разрушаване - режещи и откъртващи:
- конструктивното си изпълнение - подкопни, пробивно-откъртващи и откъртващи.

Подкопен изпълнителен орган. Изпълнителният орган може да бъде верижен, дисков и щангов. Използва се най-често при подкопните машини за добив на въглища и скалнооблицовъчни материали и при широкозахватните комбайни. Най-често се използва верижният изпълнителен орган. Подкопните изпълнителни органи са характерни с голямото раздробяване на материала, голямата енергопоглъщаемост $(1,4 \div 3,2 kWh/t)$ и ниският к.п.д. $(0,3 \div 0,4)$. Това се дължи на големите загуби от триене между изпълнителния орган и материала и между изпълнителния орган и направляващата рама. От друга страна той

осигурява по-спокойно натоварване на двигателя и редуктора поради големия брой едновременно работещи зъби.

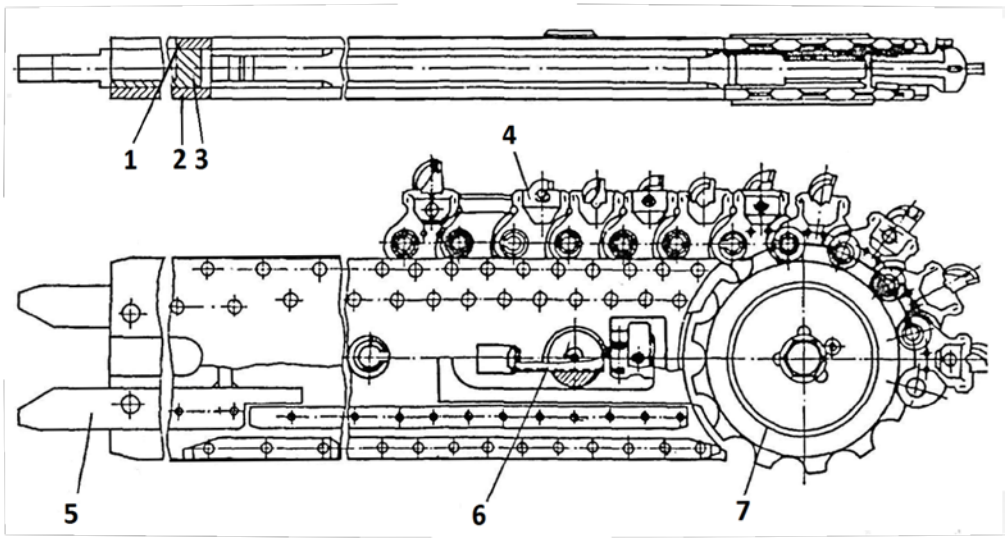


Фиг.10.2. Видове подкопи

Верижният изпълнителен орган се състои от направляваща рама и режеща верига.

Формата на направляващата рама определя вида на подкопа - плосък, отбивен и пръстеновиден (Фиг. 10.2 а,б,в).

На фиг.10.3 е показана плоска подкопна ръка за подкопна машина. Тя се състои от горна 1 и долна плоча 2, две греди 3, свързани така, че между тях да се образува легло за режещата верига 4.



Фиг.10.3. Плоска подкопна ръка

Ръката се свързва с подкопната машина чрез седло 5. Режещата верига се опъва чрез натегателно устройство 6 (винт и гайка). В края на ръката се намира направляващото верижно колело 7.

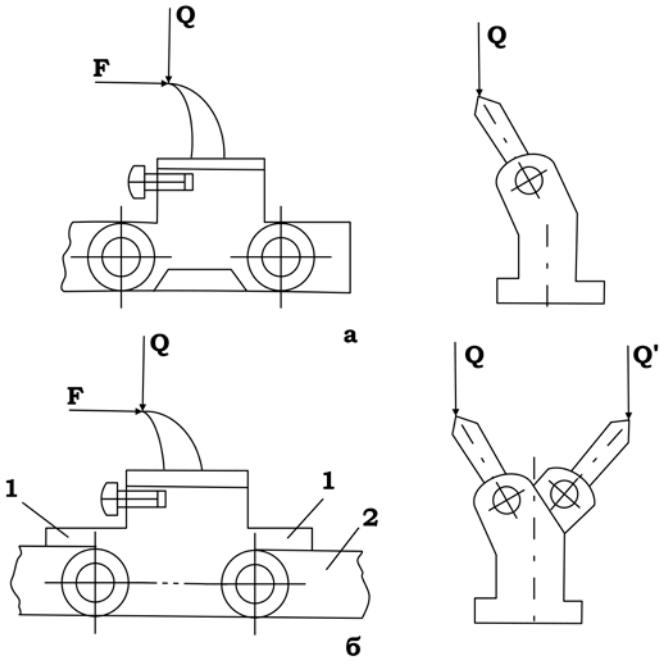
Режещите вериги се състоят от зъбоносачи, в които са закрепени зъбите и съединителни планки.

Видове режещи вериги.

- според броя на планките веригите биват: едно, дву и безпланкови;
- според броя на шарнирйте: - едношарнирни и двушарнирни. Двушарнирните могат да се огъват в две взаимно перпендикулярни равнини, използват се при огънати подкопни ръце, те са по-сложни, тежки и несигурни.
- според начина на поемане на натоварването: - уравновесени и неуравновесени. Уравновесените вериги поемат напречните и надлъжни сили при рязане. В този случай веригата се движи по-правилно по направляващата рама без голямо изкривяване и с по-малко съпротивление от триене.

На фиг.10.4 са показани два вида режещи вериги - неуравновесена (б) и уравновесена (в). При движение на веригата по направляващата рама под действие на теглителната сила P_O режещият зъб изпитва съпротивлението на пласта чрез силите F и Q. Силата Q действа на зъба вследствие забиването му в пласта при постъпателното движение на машината. Силата F се предизвиква от съпротивлението при рязане на пласта, т.е. от движението на самата верига. Двете сили действат във взаимноперпендикулярни равнини като се стремят ла завъртят зъбоносача в двете равнини. По този начин неуравновесената верига работи в по-неблагоприятен режим.

При уравновесената верига този недостатък е отстранен по следния начин. Уравновесяването на силата Q се извършва чрез закрепване на зъбоносача на два зъба, разположени с еднакъв наклон спрямо вертикалната ос. Надлъжното уравновесяване на силата F се постига, като на зъбоносачите се поставят специалните издатини 1, които плътно прилягат към съединителните планки 2. Тези издатъци не позволяват на веригата да се огъва. За да може да се направи подкоп с достатъчна широчина при минимален разход на енергия, режещите зъби се нареждат под различен наклон. Всеки режещ зъб се движи по собствена траектория, която представлява линия на рязането.

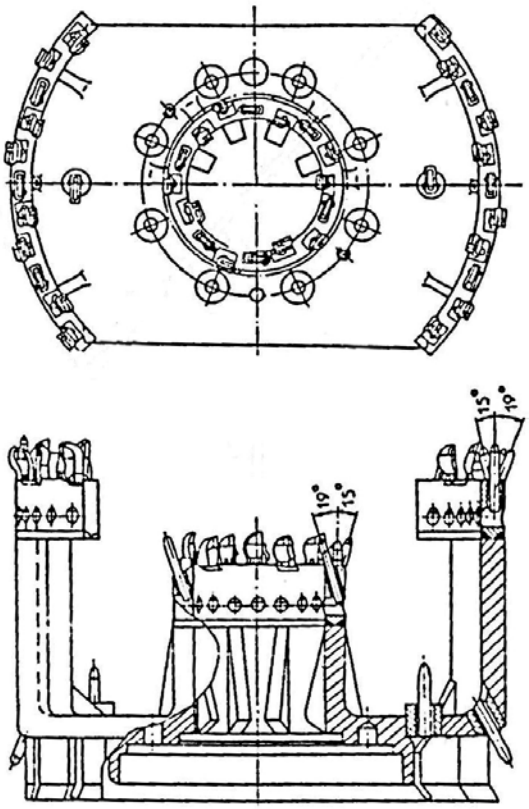


Фиг.10.4.Режещи вериги на подкопните ръце

Пробивно-откъртващ изпълнителен орган. Пробивно-откъртващ изпълнителен орган е показан на фиг.10.5. Короната изрязва ядка от въглищата, като образува дълбок и тесен подкоп. Изрязаната ядка въглища се разрушава от резците, разположени вътре в короната. За получаване на необходимия захват се разполагат няколко корони на един ред. При мощност на пласта над 0,8m се поставят корони в два и повече реда.

Тези изпълнителни органи по-малко раздробяват въглищата, работят с по-малко прахообразуване и по-малка енергопотлъщаемост $(0,2 \div 0,5 kWh/t)$ по-висок к.п.д. $(0,45 \div 0,5)$, компактност, простота на конструкцията и възможност за работа в по-здрави въглища.

Към недостатъците се отнасят по-сложното управление на машината, тъй като се работи челно, необходимостта от допълнителни устройства за оформяне на забоя, сложната подмяна на зъбите и невъзможността за самоврязване в краищата на фронта.



Откъртващ изпълнителен орган.
Изпълнителният орган може да бъде барабанен, шнеков, коронков и стругов. Откъртването на въглищата става от повърхността на забоя, поради което имат най-малка енергопоглъшаемост и най-висок к.п.д.. Конструкцията им е проста. Допускат регулиране по мощността на пласта и широчината на захвата. Имат по-голяма сигурност и срок на служба. Наред с това натоварването на двигателя е по-неравномерно поради малкия брой едновременно работещи зъби. Освен това при работа се образува голямо количество прах.

Фиг.10.5. Пробивно-окъртващ изпълнителен орган

Шнеков изпълнителен орган. В съвременните тяснозахватни комбайни най-голямо приложение намират шнековите изпълнителни органи. Те са с широчина на захвата 500, 630, 800 и 1000mm. Най-често се използват органи със захват 630mm. Захват 500mm се използва само при много здрави въглища.

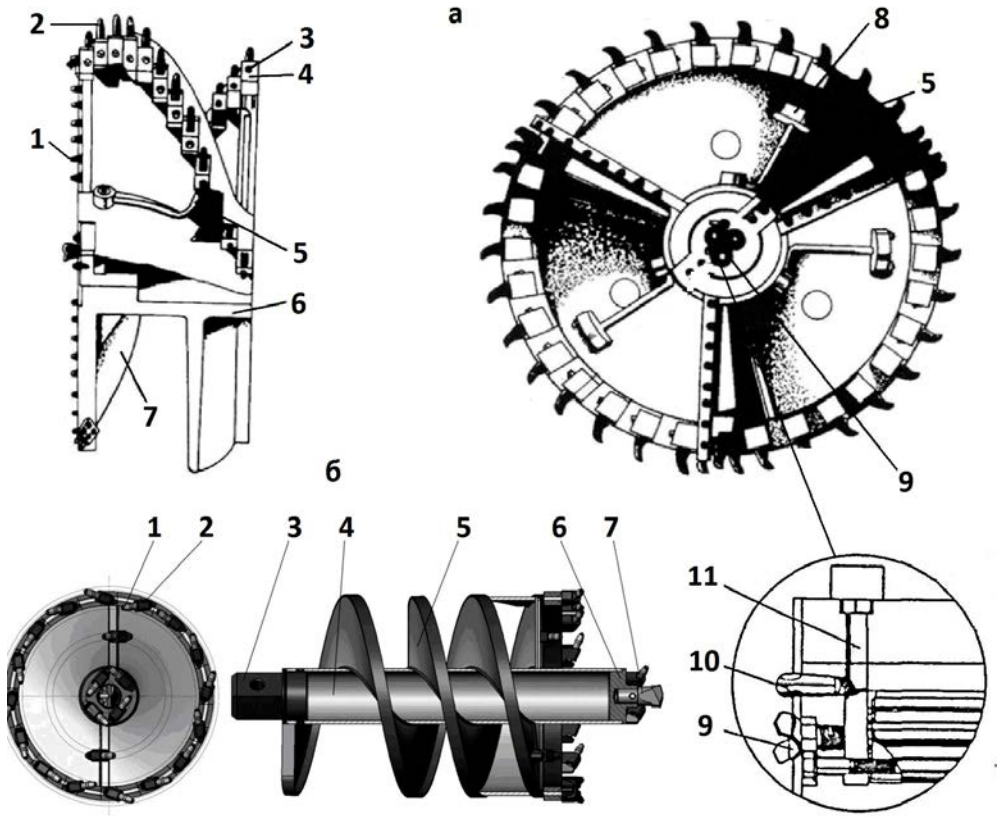
Шнековият изпълнителен орган наред с откъртването на материала осигурява и неговото натоварване върху фронтовия транспортьор. Освен това той сам се врязва в масива чрез челно разположените си зъби, без да е необходимо подготвянето на ниша. Относителната енергопоглъщаемост на шнековите изпълнителни органи е $\left(0,35 \div 0,8 kWh/t\right)$.

Според конструкцията си шнековите изпълнителни органи биват: едно, дву и триходови; с лята или заварена конструкция; с радиални или тангенциални зъби и с лява или дясна спирала.

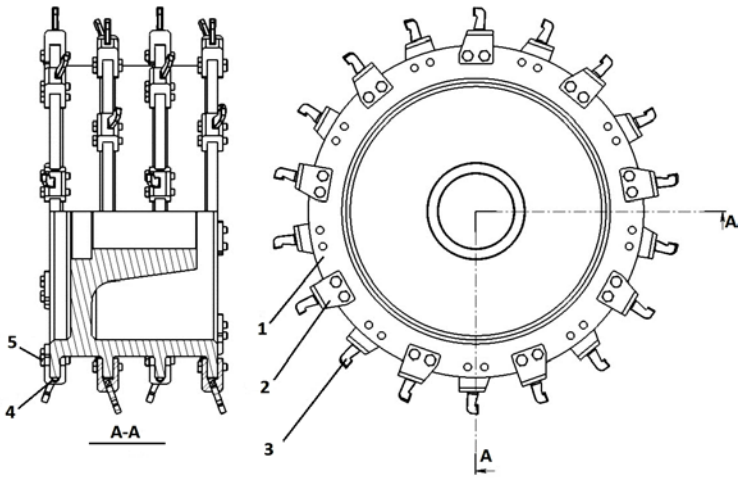
На фиг.10.6а е показан шнеков изпълнителен орган на комбайна КШ-1КГ. Шнекът е триходов - лята конструкция. Състои се от главина 6 с три шнека 7, по периферията на който на зъбоносачи 4 чрез болтове 3 са закрепени режещите зъби 2. В челната част на шнека са монтирани зъби 1, забурник 9 и страничен зъб на забурника 10, използвани при самоврязване на изпълнителния орган в пласта. Към изпълнителния орган се подава вода за намаляване на прахообразуването. Водата постъпва по оста на шнека по канал 11, а след това чрез тръби 5 се подава към разпръскващите дюзи 8. Шнековете са свързани с редукторите чрез шлицова връзка 12.

Шнековете биват с лява и дясна спирала. Посоката на спиралата зависи от забоя, в който се работи и от посоката на въртене на шнековете. Например при комбайна КШ-1КГ двата шнека се въртят противоположно и левият шнек има ляво направление на спиралата, а десният - дясно. При премонтаж на комбайна

на обратен фронт шнековете променят местата си. Шнековете се изработват с различни диаметри - от 0,7 до 2,5m. Режещите зъби се подреждат в определен ред. Начинът на подреждане на зъбите е показана на фигура 10.6а. Зъбите от крайните две линии на рязане откъм страната на забоя са разположени под ъгъл 45°, а останалите са перпендикулярни на оста на шнека.



Фиг.10.6. Шнеков и пробивношнеков изпълнителен орган



Фиг.10.7. Барабанен изпълнителен орган

На фиг.10.6б е показан пробивно- шнеков изпълнителен орган, състоящ се от вал 4, на който е монтиран шнекът 5 със зъби 1 монтирани в зъбоносачите 2. От единия край на вала е с цапфата 3, а от другия зубарника 6 с корона 7.

Барабанен изпълнителен орган. На фиг.10.7 е показан барабанен работен орган на добивен комбайн.

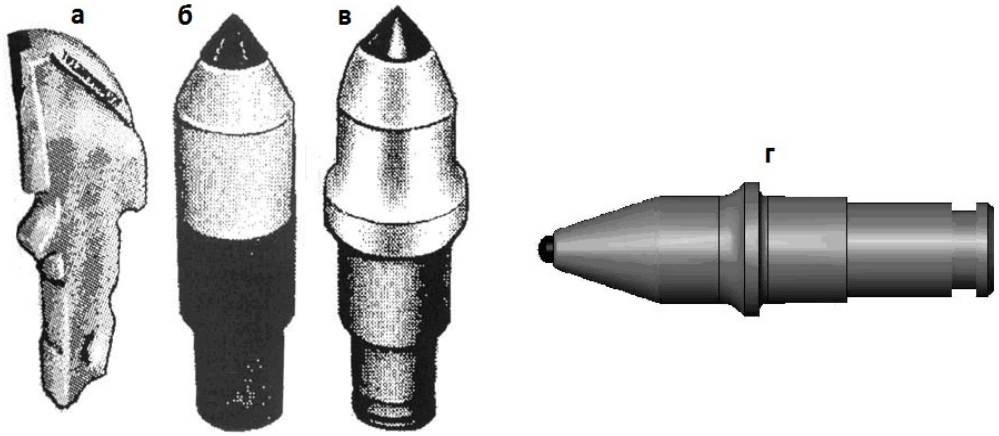
Той се състои от следните елементи. На барабанът 1 чрез фиксиращите

болтове 4 и 5 са монтирани зъбоносачите 2 със радиални зъби 3.

Режещи зъби. Най-често работният инструмент на добивните комбайни се изпълнява във формата на резци. Резецът (Фиг.10.8) се състои от глава, армирана с пластинки от металокерамична сплав ВК-6 и ВК-8 и опашка, служеща за закрепване към зъбоносача. На главата на зъба се предава специална форма, осигуряваща най-голяма производителност при най-малка загуба на енергия и най-голяма издръжливост. Зъбите се изработват от легирани стомани.

Режещите зъби биват два вида - радиални (Фиг. 10.7б,а) и тангенциални (Фиг. 10.8 б,в,г).

При радиалните зъби реакцията на забоя е насочена перпендикулярно на оста на зъба, което е неблагоприятно. Зъбът трябва да е достатъчно масивен, за да поеме по-големият момент създаван от реакцията на забоя. Закрепва се към зъбоносача чрез болтове или безболтово. Безболтовото съединение се извършва чрез самозатягане на опашката, която има клинова или конусна форма. Радиалните зъби се износват по-бързо и трябва често да се заточват. При работа с износени зъби нарастват силите на рязане, повишава се енергопоглъщаемостта на рязането и се влошават условията за работа.



Фиг.10.8. Режещи зъби

Тангенциалните зъби се разполагат така, че реакцията на забоя почти да съвпада с оста на зъба. По този начин се намалява огъващият момент и се намалява възможността за счупване на зъба. Свързването на тангенциалните зъби е безболтово (байонетно), което позволява на зъба при работа да се самозавърта около оста си и по този начин да се самозаточва. При работа често се случва зъбът да не се върти и да се износи едностранно.

За определяне на енергопоглъщаемостта при работа с радиални и тангенциални зъби са правени множество изследвания. Установено е, че най-голямо влияние върху енергопоглъщаемостта оказва не вида на зъба, а неговите размери. Така например според изследванията, направени от фирмата производител "IKOF" в рудник "Оброчище", при тангенциални зъби специфичният разход на енергия за m^3 добита манганова руда е $1,43 kWh/m^3$, при радиални зъби със същите размери - $1,407 kWh/m^3$, а при по-малки размери - $1,01 kWh/m^3$ Подобни са и резултатите, получени при изследване от колектив на МГУ.

10.4. ЗАДВИЖВАНЕ НА ИЗПЪЛНИТЕЛНИЯ ОРГАН

Задвижването на изпълнителния орган се осъществява чрез зъбни механични предавки, оформени в съответни редуктори. Редукторите могат да бъдат няколко - един или два основни, свързани непосредствено със задвижващия двигател (двигатели) и подвижни редуктори, предаващи движението към всеки изпълнителен орган. Подвижните редуктори посредством хидравлични цилиндри могат да заемат различно положение и по този начин изпълнителните органи на комбайна да се нагаждат към мощността на пласта. Различните редукторите за задвижване на изпълнителния орган са разгледани по-късно.

Изборът на кинематична схема зависи от броя и вида на изпълнителните органи, броя на задвижващите двигатели, мощността и габаритите на комбайна.

За задвижване на изпълнителния орган се изразходва до 95% от инсталираната мощност на комбайна. Това поставя и съответните изисквания към редукторите на режещата част. По-важни от тях са:

- да имат висок к.п.д.;
- да осигуряват предаване на движението, както към изпълнителния орган, така и към спомагателните механизми;
- да имат малки размери, висока механична якост и сигурност в работа;
- да осигуряват удобно обслужване и ремонт;
- в кинематичната верига да има предпазно звено;
- да се изключва режещата част;
- да позволяват изместване на изпълнителния орган по височина.

10.5. ПОДАВАЩИ МЕХАНИЗМИ НА ДОБИВНИТЕ КОМБАЙНИ

Изисквания към подаващите механизми. Подаващите механизми служат за преместване на комбайна по дължината на фронта при добиване на полезно изкопаемо и при маневрени операции. Към подаващите механизми се поставят следните по-важни изисквания:

- да осигуряват необходимата теглителна сила;
- да осигуряват възможност за регулиране на скоростта на подаване в широки граници от 0 до 10m/min;
- да имат предпазно звено в кинематичната верига, което да ограничава теглителната сила и натоварването на двигателя;
- да има голяма сигурност, да бъде безопасен, компактен и удобен за експлоатация и ремонти голям к.п.д.;
- да осигурява работа в наклонени пластове, да има предпазно или стопорно устройство, осигуряващо задържане на машината при спиране или повреда на теглителния орган;
- да позволява работа на комбайна на място без подаване;
- органите за управление на комбайна да са съсредоточени на едно място, удобно за обслужване.

Подаващите механизми могат да бъдат:

- в зависимост от конструкцията на машината - монтирани на самата

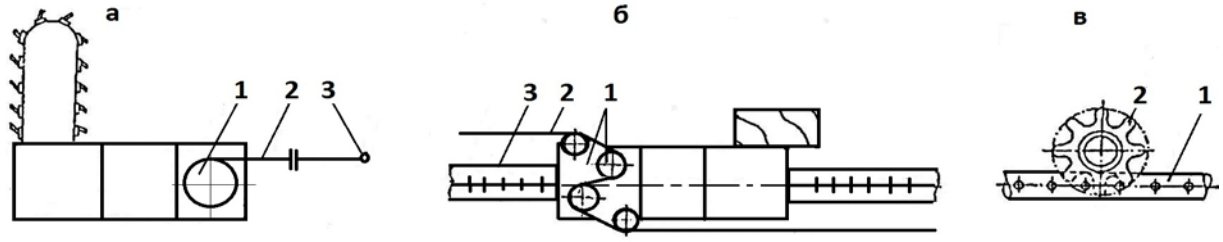
машина или изнесени извън нея;

- в зависимост от вида на подаващия механизъм - въжен, верижен и зъбно-рейков;

- в зависимост от начина на регулиране на работната скорост на подаване – с механична или хидравлична предавка; с ръчно или автоматично регулиране.

10.5.1. Подаващи механизми, монтирани на самата машина.

Използват се най-често. Биват въжени, верижни и зъбно-рейкови.



Фиг.10.9. Подаващи механизми на добивни комбайни

Въжен подаващ механизъм. Използва се при подкопните машини и широкозахватните комбайни. (Фиг.10.9а). Машината се влачи по долнището на пласта, теглена от въже 2, свързано в единия си край за стойка 3, закрепена в горнището и долнището на пласта на разстояние 30-40m пред машината, а в другия за барабана на теглителната лебедка на машината.

Верижен подаващ механизъм (Фиг. 10.9б). Подаващият механизъм завършва със задвижващи верижни колела 1, зацепени с корабна верига 2. Веригата е опъната по дължината на фронта, като двата й края са закрепени неподвижно към последните секции на фронтовия транспортьор 3. Комбайнът се придвижва в необходимата посока при въртене на задвижващите верижни колела 1.

Въженият и верижният подаващ механизъм по-рядко се използват поради неудобствата, които създават опънатото въже или верига по дължината на фронта. Те пречат на обслужващия персонал. Освен това поради голямата сила на опън скъсването им предизвиква сериозни аварии и опасност за живота на работниците.

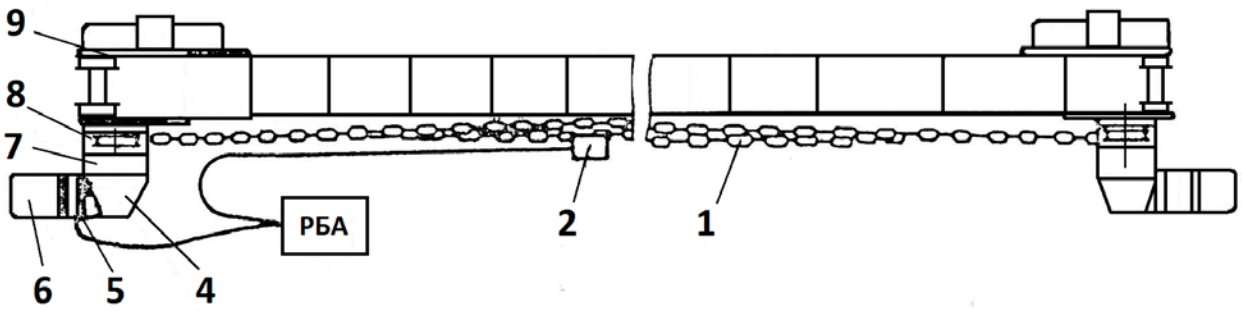
Зъбно-рейков (цевъчен) подаващ механизъм (Фиг. 10.9в). При зъбно-рейковия механизъм зъбните гребени 1 се монтират на борта на верижния транспортьор, по който се движи машината. Редукторът на подаващата част завършва със зъбно колело 2, зацепено със зъбния гребен 1. При въртене на зъбното колело 2 машината се премества по дължината на фронта.

Зъбно-рейковият механизъм за подаване е разработен от фирмата "IKOFF" и е известен като айкотракт. Чрез него се повишава безопасността на труда. Дава възможност за използване на повече от един комбайн на фронта, намаляват се престоите за спомагателни операции. Този механизъм изисква по-точен монтаж на секциите на верижния транспортьор. Повечето съвременни комбайни са съоръжени с такъв механизъм за подаване.

10.5.2.Подаващи механизми, изнесени извън машината (Фиг. 10.10).

Използват се в тънки пластове (0,5-0,8m), когато достъпът до комбайна във фронта е затруднен. Механизмът за подаване е изнесен в двете подготвителни изработки в краищата на фронта и е монтиран до задвижващата глава на

фронтовия транспортьор.



Фиг.10.10. Подаващ механизъм, изнесен извън машината

Състои се от два задвижващи блока, разположени в двата края на фронтовия транспортьор, с електродвигател 6, електромагнитен съединител 5, редуктори 4 и 7 и задвижващо верижно колело 8. Комбайнът се движи чрез вертикално затворена корабна верига 1. Веригата е зацепена за задвижващите верижни колела 8, а краищата й са закрепени за двата края на комбайна. При движение на комбайна наляво теглещ е левият задвижващ механизъм, а десният само опъва свободният клон на веригата. При смяна на посоката двете задвижвания сменят своите функции.

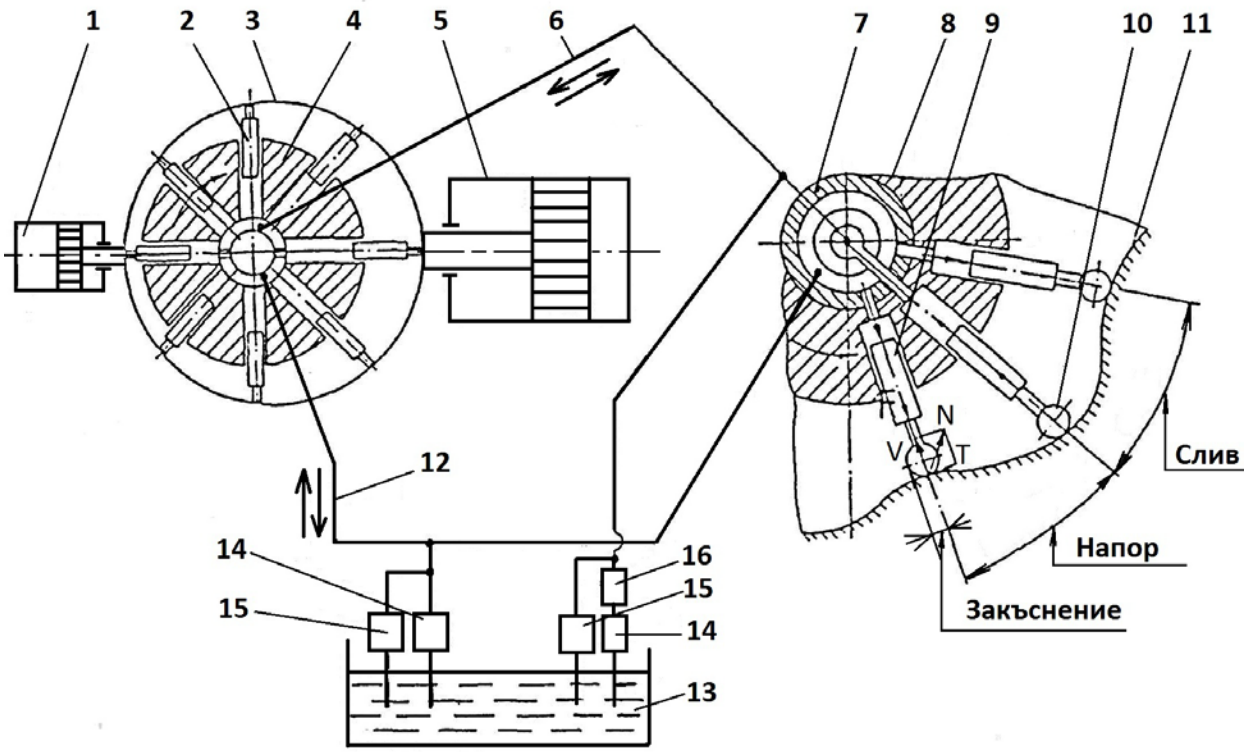
Комбайнът 2 се управлява дистанционно чрез релейния блок за автоматика 3 (РБА). Предимствата на изнесеното подаване са намалената дължина на комбайна, опростената му конструкция, по-удобното обслужване и използване на двигателите на комбайна само за задвижване на режещата част.

Механичен подаващ механизъм. Използва се в по-старите конструкции подкопни машини и широкозахватни комбайни. Въртящият момент от двигателя се предава на задвижващия барабан 1 (Фиг.10.9а) чрез редуктор, състоящ се от няколко зъбни предавки, съединител и механизъм за регулиране скоростта на подаване на комбайна. Чрез съединителя могат да се задават работен или маневрен ход на машината, а чрез регулиращия механизъм - да се регулира работната скорост. Регулиращият механизъм може да бъде храпов, пулсиращ и др. Главният недостатък на тези подаващи механизми е движението на машината на отделни пулсации. Това предизвиква нарастване на динамичните натоварвания в задвижващия механизъм.

Хидравличен подаващ механизъм. Намира приложение във всички съвременни добивни комбайни. Едва ли има съвременен комбайн без такъв подаващ механизъм.

В хидравличния подаващ механизъм се използва предавка хидравлична помпа -хидравличен двигател - механичен редуктор.

Принципното устройство и действието на хидравличния подаващ механизъм е показано на фиг.10.11. Помпата и двигателят са радиално-бутални. Помпата се състои от статор 3, ротор 4 с бутала 2. Роторът е разположен ексцентрично спрямо статора. На фигурата е показано положението с максимален положителен ексцентрицитет, т.е. статорът е в крайно дясно положение спрямо ротора. Ексцентрицитетът може да се регулира чрез левия 1 и десния 5 хидравлични цилиндри.



Фиг.10.11. Принципна схема на хидравличен продаващ механизъм

Десният хидравличен цилиндър е с по-голяма активна площ. Регулирането се извършва в широки граници - от максималния положителен ексцентрицитет - през нулевия ексцентрицитет - до максималния отрицателен ексцентрицитет (статорът е в крайно ляво положение).

Хидравличната система е снабдена с обратни клапани 14 и предпазни клапани 15. Обратните клапани служат за задържане на маслото в хидравличната система, а предпазните - да я предпазят от претоварване.

Роторът на помпата се привежда във въртеливо движение от двигателя на комбайна. При въртене на ротора 4 в показаната на фигурата посока под действие на налягането на подхранващата помпа 16, монтирана на същия вал, буталата 2 в засмукващия участък (в горната половина на схемата) се изтласкват към статора. Освободилият се обем се запълва с масло, постъпващо от резервоара 13, обратния клапан 15, подхранващата помпа 16 и смукателния тръбопровод 6. След като преминат в участъка на нагнетяване (в долната половина на схемата) буталата 2 се прибират в ротора, при което налягането на засмуканото масло бързо се повишава и по нагнетателния тръбопровод 12 се подава към хидравличния двигател.

Двигателят се състои от ротор 8 с бутала 9, завършващи с ролкови блокове 10, статор 11 и разпределителна втулка 7. Статорът има правилна форма с девет издатини и падини. По такъв начин при едно завъртане на ротора буталата извършват девет работни хода, което позволява двигателят да има голям въртящ момент и при малка честота на въртене. Маслото с високо налягане се подава зад буталата 9 и се отвежда от тях в определена последователност. Това става чрез разпределителната втулка 7. Вследствие на налягането на маслото зад буталата възниква сила F, която в точката на контакта на ролките със статора създава

реакция N, насочена по нормалата към профила на статора. Силата N се разлага на вертикална V и тангенциална съставна T. Тангенциалната сила T завърта ротора в посока, обратна на часовниковата стрелка. Камерите зад буталото се свързват с напорния и сливния тръбопровод така, че всички бутала, които се намират в участъка от най-близката до най-отдалечената точка на статора, да са свързани с напорния, а останалия със сливния тръбопровод. Така се постига сумиране на голям брой тангенциални сили от различните бутала. За да не застане буталото в неутрално положение (когато то се намира срещу върха на издатината), свързването му с напорния тръбопровод се извършва с малко закъснение, показано на схемата.

При свързване на задбуталната камера с отвеждащия тръбопровод отработеното масло се изтласква от буталото при неговото прибиране в ротора. По отвеждащия тръбопровод 6 маслото отново се подава към смукателната камера на помпата и цикълът се повтаря.

Регулирането на скоростта на движение на комбайна се извършва чрез изменение на ексцентрицитета на помпата. Помпата ще работи с максимална производителност, а от тук и комбайнът ще се движи с максимална скорост при максимален ексцентрицитет на статора спрямо ротора. Така че показаното положение на фигурата съответства на движение на комбайна с максимална скорост в едната посока. При намаляване на ексцентрицитета намалява количеството на засмуканото и подавано към двигателя масло, а от тук намалява и скоростта на движение на комбайна. При липса на ексцентрицитет помпата работи на празен ход, т.е. няма да се засмуква и подава масло към двигателя и комбайнът няма да се движи. При смяна на посоката на ексцентрицитета и запазване посоката на въртене на двигателя помпата се реверсира - долната половина става смукателна, а горната нагнетателна. Двата тръбопровода 6 и 12 сменят ролите си (показано е с прекъсната линия). Променя се и посоката на тангенциалната сила, поради което хидравличният двигател започва да се върти в обратна посока. По този начин посоката на движение на комбайна се променя, без да се налага реверсиране на електродвигателя.

Устройството на хидравличния двигател се вижда от частичния разрез на фигура 10.11. Вижда се профилът на статорната повърхност, устройството на ротора 4, буталата 5 с ролковите блокове, а отчасти разпределителната втулка и лагеруването на двигателя и двустепенната зъбна предавка за задвижване на верижните колела 7 на верижния механизъм за подаване.

Автоматично регулиране на скоростта на подаване. Чрез автоматизиране на управлението на комбайна се цели осигуряване на максимална производителност за сметка на пълното натоварване на електродвигателя, намаляване на динамичните натоварвания на машината, намаляване на разхода на енергия, минимално натрошаване на въглищата и прахообразуване, минимален относителен разход на зъби, сигурна защита на двигателя от претоварване, освобождаване на машиниста от непрекъснат контрол на работата на машината и от ръчно регулиране.

Автоматичното регулиране може да се постигне по една от следните три схеми:

- поддържа се постоянна мощността на двигателя и на скоростта на рязане,

а се променя скоростта на подаване;

- поддържа се постоянна мощността на двигателя, като се променят скоростите на подаване и рязане;

- поддържа се постоянна мощността на двигателя при постоянно съотношение между скоростите на рязане и подаване.

Най-лесно се осъществява автоматизиране по първата схема. Тази схема е най-несъвършена, тъй като не се подбира оптимален режим на работа на изпълнителния орган, не се осигурява оптимално съотношение между дебелината и широчината на стружката, нараства енергопоглъщаемостта, раздробяването на въглищата и прахообразуването. Най-често се използват последните две схеми за автоматизиране.

10.7. ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА ДОБИВНИТЕ КОМБАЙНИ

10.7.1. Комплектуване на машината. Всяка машина, доставена от завода, трябва да бъде комплектована с необходимите резервни части, специализирани инструменти, приспособления и техническа документация.

10.7.2. Преглед и изпробване на повърхността. Машините се доставят в рудника разглобени на самостоятелни възли. Преди спускане в рудника машината трябва да се сглоби, да се намажат всички възли и да се провери изправността на електрическата и на механичната част. Специално внимание трябва да се обърне на качеството на контактните съединения в силовата верига и във веригата за управление, на работата на хидравличната система, на мазането и действието на ръчките за управление. Всички тези проверки се правят с включване на комбайна на празен ход.

10.7.3. Спускане в рудника и монтаж във фронта. Спускането на машината в рудника се извършва след разглобяването ѝ на минимален брой възли според възможността на подемната уредба или на другите транспортни средства. Най-често комбайните се спускат на следните части: изпълнителен орган, редуктор на режещата част, електродвигател и редуктор на подаващата част.

10.7.4. Подготовка на фронта. Фронтът се подготвя в зависимост от неговото състояние, типа на комбайна, схемата на работа, вида на транспортьора и крепежа. Подготовката на фронта включва изправяне на линията на забоя, монтиране на забойния транспортьор, крепежа и добивната машина, оборудване на пункта за претоварване, монтиране на оросителната система, електрозахранване, осветление, телефонна свръзка и др.

10.7.5. Основни правила за безопасна работа. Съвременните комбайни представляват високопроизводителни машини със сложно устройство, които изискват определени технически знания. Поради това до работа с комбайна се допускат само лица, преминали специална подготовка и получили права за управление.

За осигуряване на високопроизводителна работа е необходимо правилно да се избере типът на комбайна според условията в рудника, да се извърши настройка на отделните елементи, да се избере широчината на захвата, схемата на нареждане на зъбите и скоростта на рязане и подаване.

Основните правила за техническа експлоатация са следните:

1. Правилно и своевременно да се мажат всички възли и да се подлагат на профилактичен преглед и ремонт.

2. Да се следи състоянието на работния инструмент, като своевременно се заменят износените зъби.

3. Да се следи за правилната работа на механизма за подаване.

4. При работа в режим на ръчно управление да се следи за натоварването на двигателя по неговия звук и да не се допуска прегряване.

5. Да се следи за изправността на взривообезопасяването, електрозахранването, целостта на кабела, затягането на всички шпилки и гайки.

6. При спиране най-напред се изключва подаването, а след това електродвигателя на комбайна. Пускането да става в обратен ред.

7. Изпълнителният орган да се движи в границите на пласта.

8. Да се работи в оптимален режим с максимално възможна скорост на подаване и рационално съотношение между дълбочината и широчината на стружката.

9. Да се контролира съдържанието на метан във фронта. При съдържание, по-голямо от 1%, работата се прекратява.

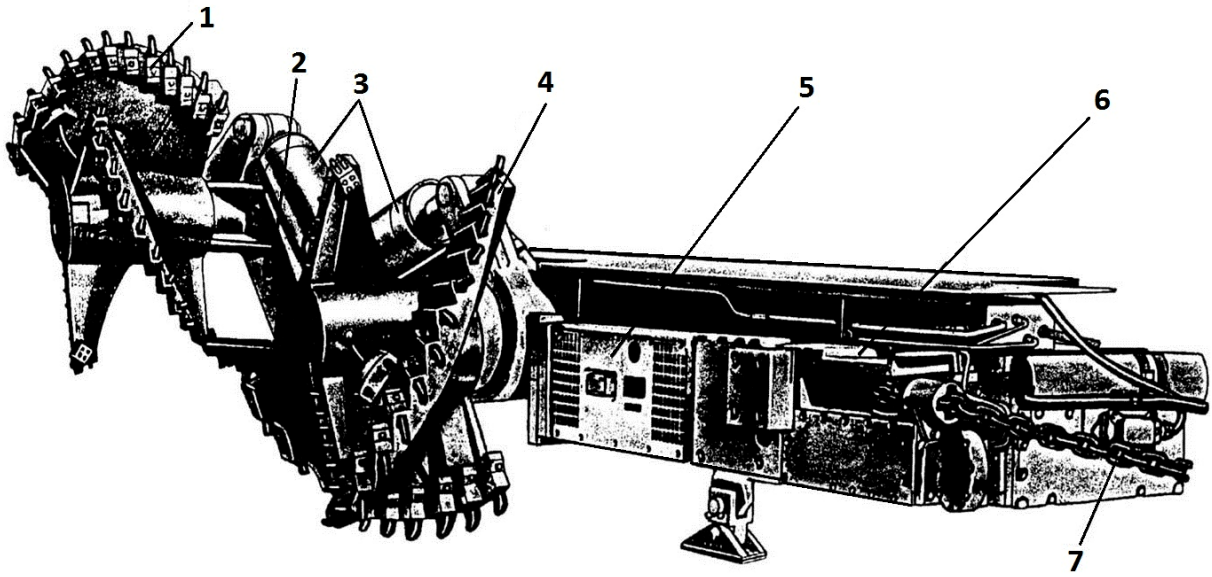
10. Заземяването да се поддържа винаги изправно. Забранява се извършване на ремонт на електрооборудване, намиращо се под напрежение.

11. Не се допуска присъствие на хора в близост до изпълнителния орган.

10.8. КОНСТРУКЦИИ НА ДОБИВНИ КОМБАЙНИ

В съвременните добивни комбайни най-голямо приложение са намерили шнековите изпълнителни органи. Те имат сравнително малка енергопоглъщаемост, голяма производителност, възможност за врязване в масива от въглища и самонатоварване на откъртения материал.

На фиг.10.12 е показан комбайн с два лети триходови шнека с еднакъв диаметър тип КШ-1КГ произведен в Русия.



Фиг.10.12. Комбайн КШ-1КГ

Той се състои от ляв 1 и десен 4 шнек, редуктор на изпълнителният орган 2, хидравлични цилиндри 3 за регулиране на положението на шнековете, електродвигател 5, механизъм за подаване 6, теглителна верига 7 и четири опори 8 за направление на верижния транспортьор.

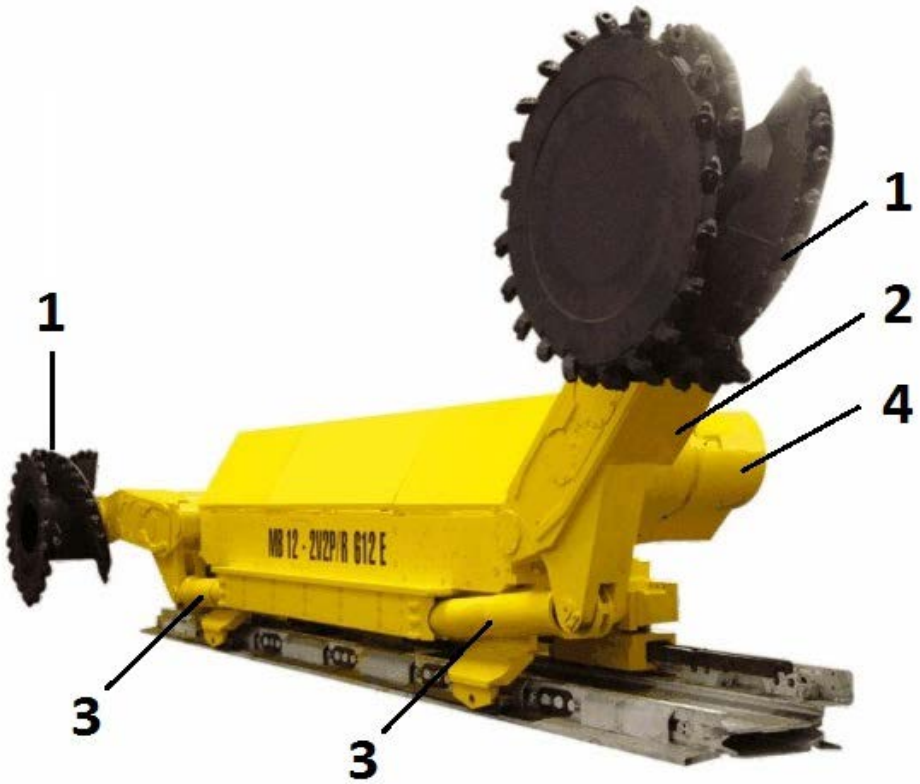
Изземването на въглища може да става по едностранна схема (при движение на комбайна само в една посока) или двустранно. Машината се движи върху рама на верижния транспортьор, като се опира и захваща за него чрез четири опори.

На фиг.10.13 е показан съвременен комбайн МВ 2 на фирма “JOY” – САЩ. Комбайнът е предназначен за добив на въглища от хоризонтални и леко наклонени пластове с мощност от 1,5 до 3,1m и съпротивление на рязане на въглищата до 0,4MPa.

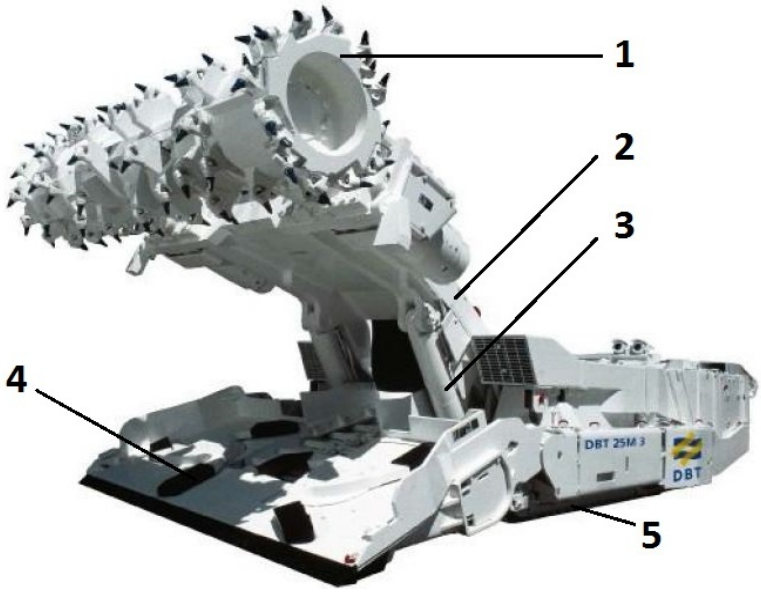
Комбайнът се състои от два еднакви по диаметър шнекове 1, симетрично разположени от двете страни на комбайна на шарнирно закрепените въртящи се ръце 2, завъртани около от хидравличните цилиндри 3. Двигателите 4 задвижващи изпълнителните органи са монтирани в корпуса на ръцете и са напречно разположени спрямо корпуса на комбайна.

На фиг.10.14 е показан добивен комбайн тип “Continius Mainer LA M30” на фирма “JOY” – САЩ. Комбайнът се е наложил за добив на въглища при камерна и камерно-стълбова система за разработване на въглищни пластове с мощност от 1 до 3,1m. Производителността на тази машина достига до 500 000t/год.

Изпълнителният орган 1 на комбайна е барабанно-шнеков, разположен върху ръката 2, която се задвижва от хидравличните цилиндри 3. Машината включва и товарачна част с непрекъснато действие с лапи 4 и е с верижен ходов механизъм 5.



Фиг.10.13. Комбайн МВ-2



Фиг.10.14. Добивен комбайн “Continuous Mainer LA M30”

10.9. ВЪГЛИЩНИ СТРУГОВЕ, ТРИОНИ И ТАРАНИ

10.9.1. Общи сведения. Една от перспективните насоки за комплексно механизиране и автоматизиране на работата на добивния забой във въглищните рудници е използването на стругове. Добиването със струг се извършва чрез снемане на стружка при движение на изпълнителния орган по дължината на фронта.

Струговите уредби се използват най-ефективно при работа във въглищни пластове със средноустойчиво горнище и долнище, при спокойно залягане и средна твърдост на въглищата. Струговете могат да се използват също така и в рудодобивната промишленост за добив на меки руди.

Струговете могат да се използват с индивидуален крепеж и в състава на комплекс и агрегат. Най-ефективно е да се използват при дължина на фронта 180-260m при индивидуален крепеж и 60-100m - при комплекс. Дължината на стълба трябва да бъде не по-малка от 1000m, а дебелината на стружката от 30 до 200mm.

10.9.2. Принципна схема. Принципна схема на механизиран фронт със стругово изземване и индивидуален крепеж е показана на фиг.10.15а.

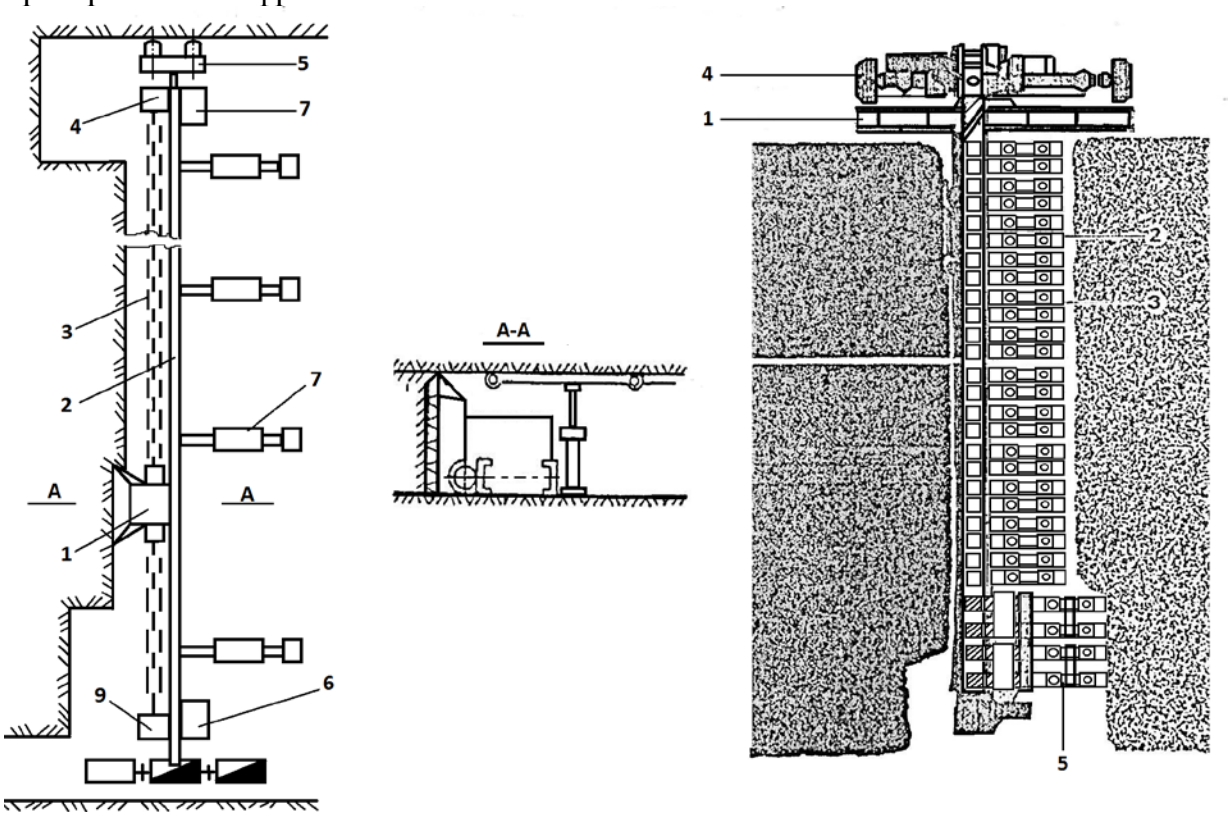
Стругът 1 се движи от теглителната верига 3, направлявана от фронтовия транспортьор 2. Стругът се задвижва от задвижващи глави 4 и 9, а транспортьорът - чрез 6 и 7. Транспортьорът се укрепва към горнището чрез устройство 5, а се премества към фронта чрез хидравлични крикове 7. В момента на преместване на транспортьора стругът трябва да се намира в горния или долния край на фронта срещу предварително изкопаната ниша.

Управлението на струга се извършва от машинист и помощник-машинист. Работните им места са до задвижването в двата края на фронта. Промяната на посоката на движение на струга се извършва автоматично в двата края на фронта чрез крайни ограничители. Две двойки работници изкопават двете ниши в краищата на фронта чрез пробивно-взривни работи, с къртачни чукове или с кирки. Останалите работници от бригадата са разпределени на двойки през 20-

25m.

Задължението им е да почистват изсипаните въглища от транспортьора, да откъртват останалите горни и долни пачки от забоя ако не са се самообрушили. След изместване на транспортьора на пълния ход на криковете опорите им се демонтират и се укрепват на ново място напред към фронта.

При преместване на транспортьора напред също така се премества и индивидуалният крепеж и оградителните стойки, които отделят обрушеното пространство от фронта.



Фиг.10.15. Схема с индивидуален и с механизиран крепеж

10.9.3. Предимства на въглищните стругове. При определени минно-геоложки условия струговият добив има редица предимства пред комбайновия:

- облекчава се обслужването и технологията на добива, тъй като по фронта се движи само изпълнителният орган, а задвижването се намира в краищата на фронта;
- подобрява се техническата безопасност;
- по-малко се надробяват въглищата;
- във фронта всеки работник обслужва определен участък, поради което отпада необходимостта от движение на работниците по цялата дължина на фронта, което е особено важно за тънки пластове;
- намалява се енергопоглъщаемостта на процеса откъртваме, тъй като се работи от открита повърхност и в челото на фронта; относителната енергопоглъщаемост е 0,25 - 0,35 kWh/t;
- позволява да се механизира изземването на тънки пластове, които не се обхващат от добивните комбайни;
- създават се предпоставки за преминаване към добив без постоянно

присъствие на хора в забоя при високи технико-икономически резултати.

10.9.4. Класификация. Струговете се класифицират според:

1.Ъгъла на западане -до 20°; от 20° до 45° и над 45°.

2.Мощността на пласта - 0,4-0,8; 0,8-1,5 и 1,5-2.5 m;

3.Твърдостта на въглищата - за меки, средно твърди и твърди въглища;

4.Начина на действие - статични и динамични.

Статичните стругове имат непрекъснат контакт с въглищата и ги откъртват под действие на теглителния орган.

Динамичните стругове се използват за работа в твърди въглища. Те биват ударни и вибрационни.

Ударните стругове разрушават масива с помощта на режещ инструмент, по опашката на който периодично се нанасят удари.

Вибрационните стругове са с режещ инструмент, който извършва колебателно движение с по-голяма честота от ударните. Вибрационните стругове могат да са с вибрация на целия корпус (резонансни) и с вибрация само на изпълнителния орган.

5. Характера на движение на изпълнителния орган:

- едностранни - добивът се извършва при движение на струга в една посока, а обратният ход е празен;

- двустранни -добивът се извършва при движение на струга в двете посоки;

- кръгови - теглителната верига е затворена и изпълнителният орган се движи в една посока без спиране, единият клон на веригата работи в долнището, а другият - в горнището на пласта. .

6. Вида на задвижването - електрически , пневматични и комбинирани.

7. Скоростта на движение - бавноходни (до 20 m/mm) и бързоходни.

8. Начина на добиване и транспортиране на въглищата - въглищен струг, скреперо-струг, въглищна пила и таран.

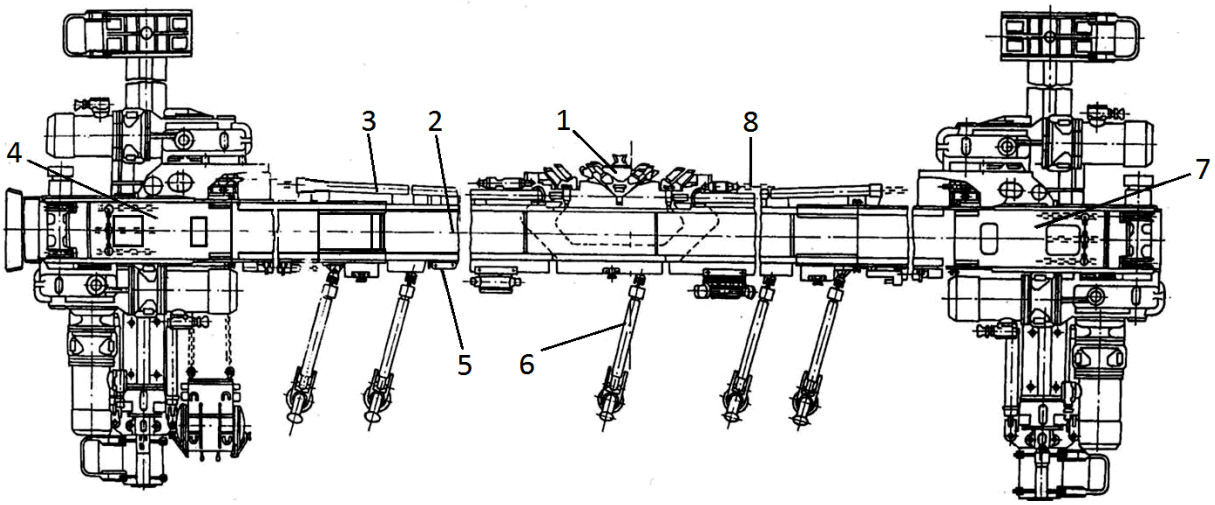
9. Теглителния орган - въжени и верижни.

10.9.5. Конструкция на стругова уредба. Общият вида на стругова уредба е показан на фиг.10.16. Състои се от струг 1, триверижен транспортьор 2, направляващи тръби 3, верига 7, хидравлични крикове 6, крайни изключватели на хода 5, долна 4 и горна 8 задвижваща глава.

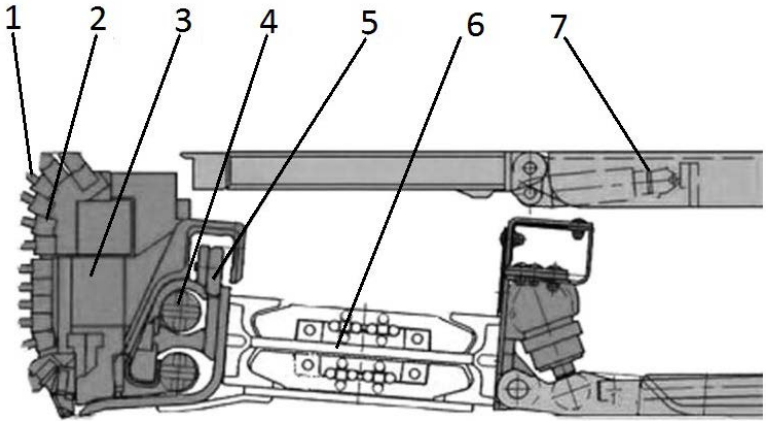
Кинематичната схема на струговата уредба е показана на фиг.10.17. Двигателят 1 чрез турбосъединител 2 предава въртеливото движение на предавките 3 до 8 и на верижното колело 9, което на свой ред задвижва вертикално затворената верига 10 със струга 11. По същия начин се привежда в движение и второто задвижване 13. При работа в тежки условия мощността на задвижването може да се увеличи чрез присъединяване на още един двигател 14 с турбосъединител 15 и зъбна предавка 16-17.

Транспортьорът на струговата уредба също има две задвижващи глави 18 и 19 с еднакви на описаните кинематични схеми. И тук за увеличаване на мощността може да се монтират още по един двигател, включен чрез турбосъединител.

На фиг.10.18 е показан изпълнителният орган на стругова уредба, който се състои от съставна глава 3, на която са монтирани зъбоносачите 2 със зъби 1.

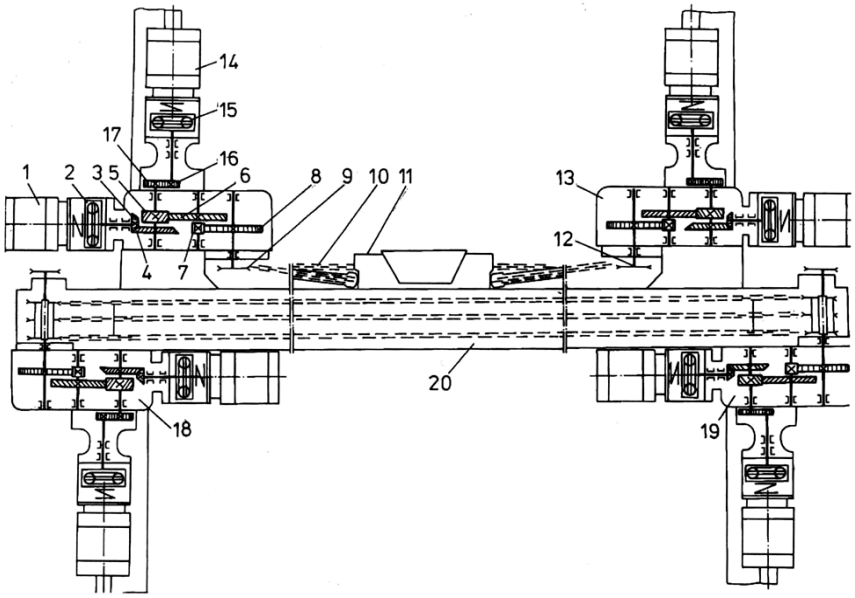


Фиг.10.16. Общ вид на стругова уредба



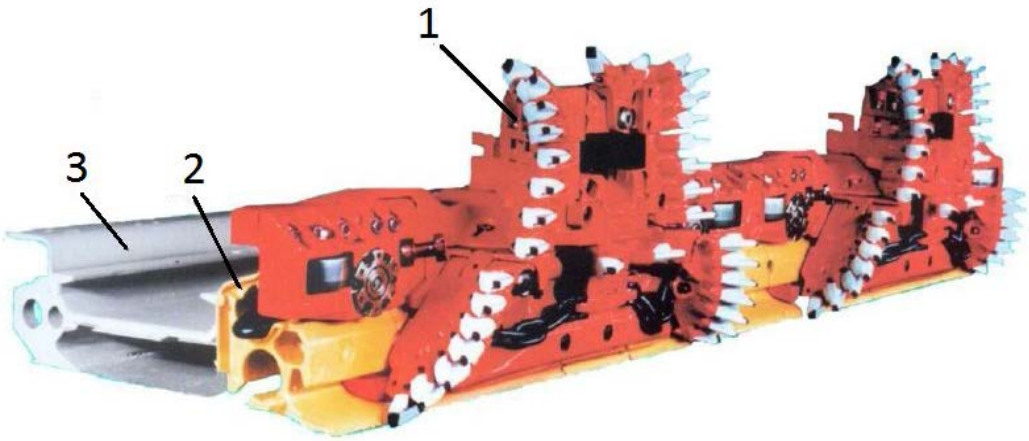
Фиг.10.17. Изпълнителен орган на въглищен струг

Стругът се задвижва от верига 4, движеща се през направляващите елементи 5. Материалът се натоварва на транспортьор 6, покрит от крепеж 7.



Фиг.10.18. Кинематична схема на стругова уредба

На фиг.10.19 е показан струг KHS 2 на фирмата "Harbch & Braun".



Фиг.10.19. Струг KHS 2
1 – изпълнителен орган; 2 – направляващи; 3 – транспортьор

10.9.6. Задвижване на въглищните стругове. Задвижването на струга може да бъде електрическо, пневматично (за рудниците свърхкатегория по газ) и комбинирано (електро-хидравлично).

Електрическото задвижване е показано на фиг.10.17. Състои се от еднотипни асинхронни двигатели с накъсо съединен ротор, всеки с редуктор и турбосъединител за облекчаване на пускането.

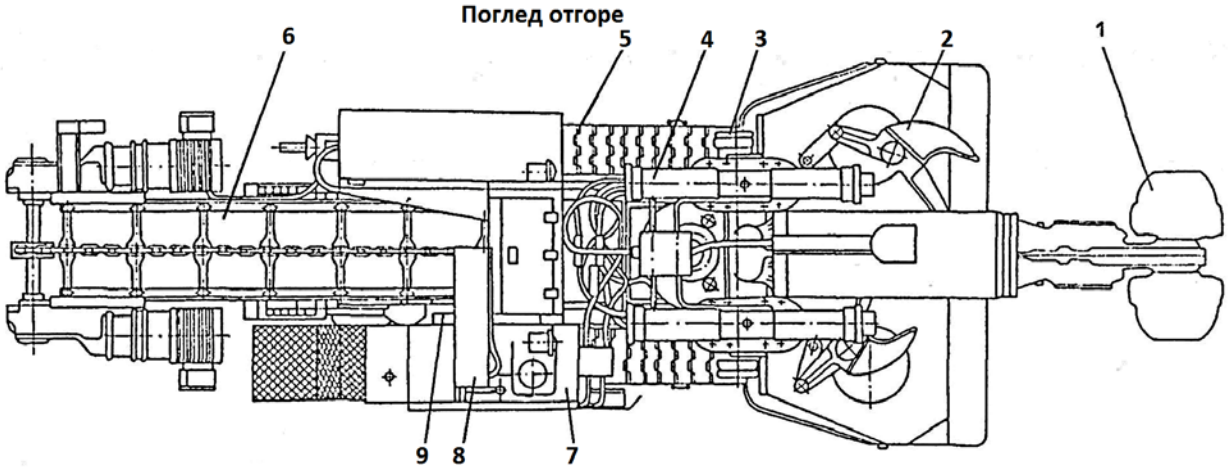
Електрохидравличното задвижване се състои от асинхронен електродвигател с накъсо съединен ротор, куплиран с регулируема хидравлична помпа и двигател. Това задвижване осигурява безстепенно регулиране на скоростта на подаване, защита от претоварване и намаляване на динамичното натоварване на машината. Задвижването може да бъде с обща хидравлична система за задвижване на хидравличните двигатели на струга и транспортьора - разполагат се по една в двата края на фронта и с отделни хидросистеми на струга и транспортьора.

11. ГАЛЕРИЙНИ КОМБАЙНИ

11.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ, КЛАСИФИКАЦИЯ И ОСНОВНИ МЕХАНИЗМИ НА ГАЛЕРИЙНИТЕ КОМБАЙНИ.

11.1.1.Общи сведения. Прокарването на подготвителните изработки може да става с извършване на пробивно-взривни работи, с използване на галерийни комбайни и комплекси.

Използването на галерийните комбайни позволява да се съвместят по време основните най-тежки и трудопоглъщащи операции, което води до повишаване на скоростта на прокарване на изработките, намаляване на разходите за подготвителните работи, облекчаване и обезопасяване на труда на работниците. Освен това при комбайнов начин на прокарване на изработките масивът остава здрав, поради което се намаляват разходите по закрепването, а напречното сечение на изработките е правилно и с постоянни размери.



Фиг.11.1. Галериен комбайн "Alpin Miner" F-6

На фиг.11.1 е показан общият вид на австрийския галериен комбайн "Alpin Miner" F-6, построен по Унгарски лиценз. Комбайнът се състои от изпълнителен орган 1, товарачен орган 2, механизъм за подаване 3 и 4, ходов механизъм 5, претоварачен транспортьор 6, хидравлична станция 7, електрически 8 и хидравличен пулт за управление 9.

Изпълнителният орган е коронков със сдвоена корона, който посредством стрелата и механизма за подаване може да заема различно положение в забоя. Товарачното устройство е със загребни лапи и претоварачен, транспортьор. Ходовият механизъм е гъсеничен. Изземването на забоя се извършва чрез внедряване на короната в масива на дълбочината на захвата и преместването й в двете равнини. Последователността на изземване се определя от конкретните условия, от необходимостта за селективно изземване, от сечението, от минималния брой на превключванията, от осигуряването на открита повърхност и др.

11.1.2. Класификация. Галерийните комбайни се класифицират според:

- областта на приложение - за прокарване на подготвителни изработки; за прокарване на капитални подготвителни изработки и за нарезни работи;
- якостта на разрушавания масив: до $f = 4$; $f = 4 \div 8$ и $f = 8 \div 16$;

- сечението на прокарваните изработки: от 5 -15m^2; 15-30m^2 и над 30m^2;
- начина на обработване на забоя от изпълнителния орган - с избирателно (циклично) действие и непрекъснато (пробивно) действие с едновременно обработване на цялото сечение на забоя.

Галерийните комбайни с избирателно действие на изпълнителния орган се използват главно при прокарване на изработки по скали и въглища с якост до $f = 8$ при необходимост от изменение на размерите и формата на изработката и при разделно изземване.

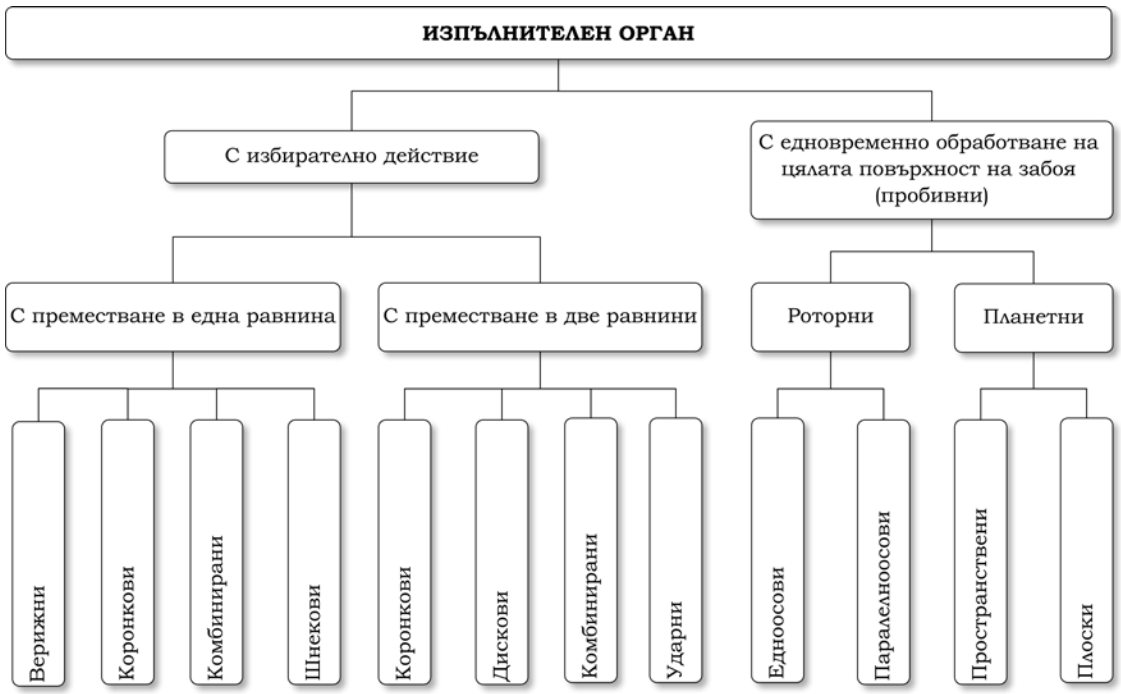
Галерийните комбайни с непрекъснато действие се използват при прокарване на кръгли или аркообразни изработки с постоянно сечение в скали с якост до $f = 16$.

Освен по изброените по горе признаци галерийните комбайни могат да се класифицират още според инсталираната мощност, габарити, начин на натоварване на откъртения материал, начина на придвижване, задвижването и др.

11.1.3. Основни механизми на галерийните комбайни

Галерийните комбайни се състоят от следните основни възли:
- изпълнителен орган;
- товарачен орган;
- механизъм за подаване:
- ходов механизъм;
- задвижване:
- система за управление:
- система за прахоулавяне.

1. Изпълнителен орган. Съществува голямо разнообразие на изпълнителните органи. Те се класифицират според начина на действие и в зависимост от конструктивните им особености. Класификацията им е дадена на фиг.11.2.



Фиг.11.2. Класификация на изпълнителните органи на галерийните комбайни

При комбайните с избирателно действие сечението на изработката се определя от размерите на изпълнителните органи или от амплитудата им на движение, а често и от двете.

При комбайните с едновременно обработване на цялата повърхност, сечението се определя само от размерите на изпълнителния орган. При някои комбайни за придаване на определена форма на изработката (например трапецовидна или аркообразна) се използват допълнителни органи.

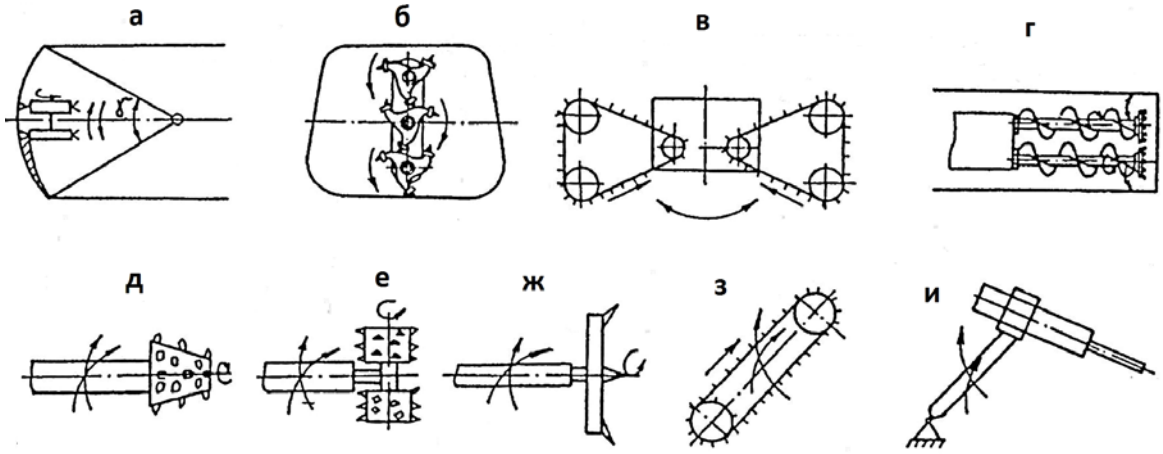
Изпълнителни органи с избирателно действие (Фиг. 11.3).

Те биват с преместване в една или две равнини

При преместване в една равнина:

1.Верижни (Фиг.11.3а). Изпълнителният орган се състои от две плоски подкопни ръце с режещи вериги, които се колебаят около вертикалната ос. Ръцете са разположени успоредно, а наклонът им определя наклона на страничните стени на трапецовидната изработка. Използват се за работа по въглища и слаби скали. Характеризират се с висока енергопоглъщаемост и нисък к.п.д.

2. Коронкови (Фиг.11.3б). Състоят се от няколко коронки с резци, разположени една под друга. Коронките се привеждат във въртеливо движение, а освен това заедно се колебаят около вертикалната ос.



Фиг.11.3. Изпълнителни органи на комбайни с избирателно действие

3. Комбинирани (Фиг.11.3в). Състоят се от две ръце, преместващи се срещуположно. Всяка ръка има по две режещи корони и режеща верига.

4. Шнекови (Фиг.11.3г). Състоят се от два шнека с режещи зъби и забурваща корона отпред. Забурването се извършва при подаване на комбайна, а изземването - при странично подаване на шнековете.

При преместване в две равнини:

1. Коронкови на които изпълнителният орган се изпълнява по две схеми.

а) С една корона (Фиг.11.3д). Короната се закрепва за стрела. Стрелата получава колебателно движение в хоризонталната и във вертикалната равнина, а короната -въртеливо движение. Короната е конструкция на Русия и се произвежда по лиценз от редица страни.

б) С двойна корона (Фиг.11.3е). Короната е двойна с цилиндрична или полусферична форма. Разположена е от двете страни на стрелата. Короната е

унгарска конструкция и се произвежда по лиценз от много страни. Двойната корона създава по-добри условия за работа на комбайна. Реакционните сили при рязане са по-уравновесени, поради което комбайнът може да бъде по-лека конструкция и да не се отдръпва от забоя.

Галерийните комбайни с коронков изпълнителен орган са най-разпространени. При работа короната се врязва в забоя и след това последователно се обработва цялата повърхност на забоя. С този орган може да се постигне всякаква форма на забоя и е удобен за селективно изземване.

2. Дискови (Фиг.11.3ж). Изпълнителният орган представлява диск с режещи зъби. Дискът се врязва в масива, след което стрелата се подава последователно в двете равнини.

3. Комбинирани (Фиг.11.3з). Състоят се от плоски подкопни ръце с режещи вериги и корони. Освен движението на режещите вериги и короните изпълнителният орган се завърта в хоризонтална и вертикална равнина.

4. Ударни (Фиг.11.3и). Изпълнителният орган е ударна машина - бутобой, монтиран на стрелата на комбайна. Материалът се отделя чрез откъртване. Използва се при средно твърди и твърди скали.

Комбайните с избирателно действие се използват при по-слаби скали и въглища до $f = 8$. Причината за това е конструктивната особеност на изпълнителния орган. Обикновено едновременно работят малък брой зъби, поради което не могат да имат голяма енерговъоръженост.

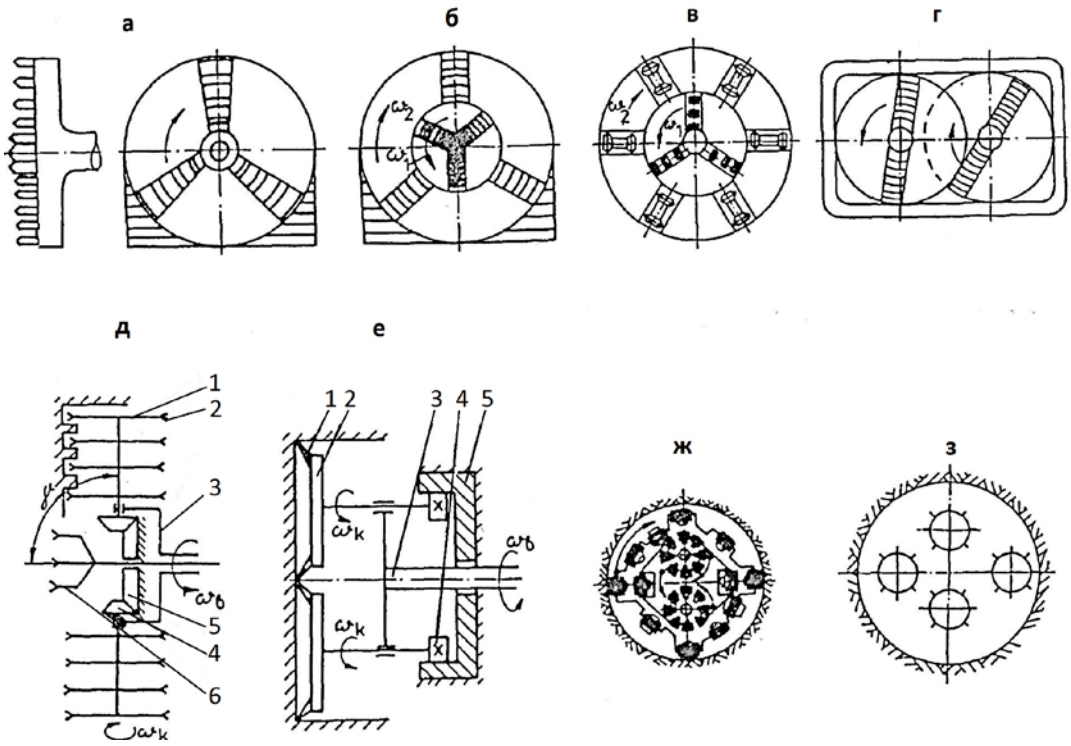
Изпълнителен орган с едновременно обработване на цялата повърхност на забоя (пробивен изпълнителен орган) - Фиг.11.4.

Този изпълнителен орган се използва в по-разнообразни условия - от меки до твърди скали с якост до $f = 16$. Характерно за тях е, че имат по-голяма енерговъоръженост, която за някои комбайни достига до 1000kW и повече.

Комбайните се състоят от една или няколко планшайби, въртящи се в равнина, успоредна на забоя и едновременно разрушаващи цялото сечение чрез режещи и откъртващи елементи. При това оста на въртене на планшайбата не се измества спрямо корпуса на комбайна. При работа във въглища и скали с якост до $f = 8$ се използват резци в комбинация с откъртващи ролки или клинове. Резците прорязват концентрични канали, а откъртващият елемент разрушава останалите между тях целици (Фиг.11.4 а, б, г, д, е). При скали с якост $f = 8 \div 16$ режещият орган представлява армирани ролки, свободно въртящи се на своите оси (Фиг.11.4 в, ж).

Пробивните изпълнителни органи биват роторни и планетни. Роторните изпълнителни органи представляват планшайба, която може да бъде плоска, конусна или сферична. Планшайбата се върти около своята ос, която не променя положението си. Планшайбата може да бъде изработена като цяла масивна конструкция или да бъде съставена от отделни лъчи, върху които са закрепени режещите и откъртващите инструменти. Роторните изпълнителни органи могат да бъдат едноосови и паралелноосови.

Едноосовите биват с една планшайба (Фиг.11.4а) и с две плаишайби (Фиг.11.4б, в). Планшайбата се състои от три лъча и централен забурник, върху които са монтирани режещите инструменти. За оформяне на аркообразно сечение на изработката в долния край отстрани се монтират две фрези.



Фиг.11.4. Изпълнителни органи на комбайни с пробивно действие

При една планшайба се получава голям реактивен момент, който се стреми да завърти комбайна в посока, противоположна на въртенето на инструмента. Освен това поради голямата разлика между периферната скорост на резците е неравномерно и тяхното износване. Най-бързо се износват резците, разположени по периферията на планшайбата. Тези недостатъци се избягват при две съосни планшайби, които се въртят с различни скорости. Инструментът, показан на фиг.11.4б, е с режещи зъби, а на фиг.11.4в - с ролкови длета. Първият се използва за скали с $f = 0 \div 8$, а вторият за $f = 8 \div 16$.

Паралелноосови (Фиг.11.4г). Използват се за работа по въглища и меки скали $f = 0 \div 8$. Планшайбите са разположени на отделни успоредни оси. Въртят се противоположно, поради което машините са уравновесени. Планшайбите могат да бъдат от 2 до 10. Формата на изработката е овална. Материалът в горнището и долнището се изземва чрез режеща верига, която оформя контура на изработката.

Планетни. Изпълнителният орган се върти около своята ос, а заедно с това извършва и планетно движение около оста на изработката. Биват пространствени и плоски.

Пространствени (Фиг.11.4д). Изпълнителният орган се състои от корона 1 и резци 2, водило 3, планетно колело 4, неподвижно колело 5 и централен зубарник 6. Въртеливото движение от водилото 3 се предава на планетните колела и короните, които се въртят около неподвижното колело 5. По този начин короните участват в две движения - около своята ос и преносно около оста на водилото. В зависимост от големината на ъгъла γ между оста на водилото и оста на короната изпълнителният орган може да бъде плосък (при $\gamma \geq 90^0$) сферичен и пръстеновиден.

Плосък (Фиг.10.4е). Изпълнителният орган се състои от същите елементи (означени са със същите позиции). Ъгълът между оста на водилото и короната е $\gamma = 0^0$.

На фиг.11.4ж е показан също плосък изпълнителен орган за работа в твърди скали. Инструментът се състои от външна и вътрешна планшайба с ролков инструмент. Двете планшайби се въртят в противоположна посока около централната ос, а двете корони на вътрешните планшайби и около своите оси.

На фиг.11.4з е показан схематично изпълнителният орган на комбайна FF-300 на фирмата "Atlas Copco". Предназначен е за прокарване на изработки с диаметър 3m в твърди скали. Изпълнителният орган се състои от четири корони със закрепени върху тях ролки. Короните се въртят около оста си , а заедно с това и около оста на изработката. Короните са наклонени към челото на забоя, което спомага за по-рационално разрушаване на скалите не само чрез челно рязане, а и чрез странично рязане и откъртване. Комбайнът работи с намален с 25-30% разход на енергия.

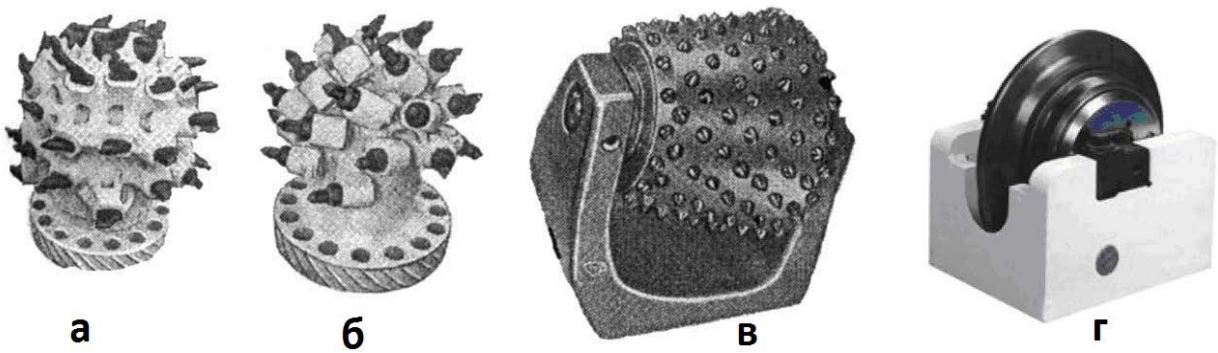
През последните десетилетия тези комбайни намират все по-широко приложение за пробиване в твърди скали с диаметър на отвора над 10m. С такъв тип комбайни е прокаран тунелът под Ламанш, в Япония за връзка между островите, за метрото в София и др.

2. Инструменти за галерийни комбайни.

За галерийните комбайни се използват два вида режещи инструменти - резци и ролки.

Резци. Използват се в скали с по-малка якост и абразивност. Резците се закрепват в специални легла чрез болтове, шплентове или безболтово. Нареждането им върху изпълнителния орган се прави така, че да се осигури по-благоприятна схема на работа от открита повърхност. Както при добивните комбайни и тук се използват радиални и тангенциални зъби. На фиг.11.5а,б са показани коронкови изпълнителни органи с радиални и тангенциални зъби. Трябва да се предпочитат тангенциалните зъби.

Ролки. Ролката се монтира върху корпус на лагерна опора (Фиг.11.5в,г). При ролковия инструмент скалата се разрушава чрез срязване, смачкване и откъртване при претъркулването й по повърхността на забоя. При работа ролката преодолява съпротивление от триене при търкаляне вместо триене при плъзгане (на резците).



Фиг.11.5. Режещи инструменти на галерийни комбайни

Това намалява загубите от триене и спомага за увеличаване на износоустойчивостта на ролките. Използват се за скали с якост $f = 6 \div 16$ и по-голяма абразивност, главно при комбайните с непрекъснато (пробивно) действие.

Ролковият инструмент бива дисков и зъбчат.

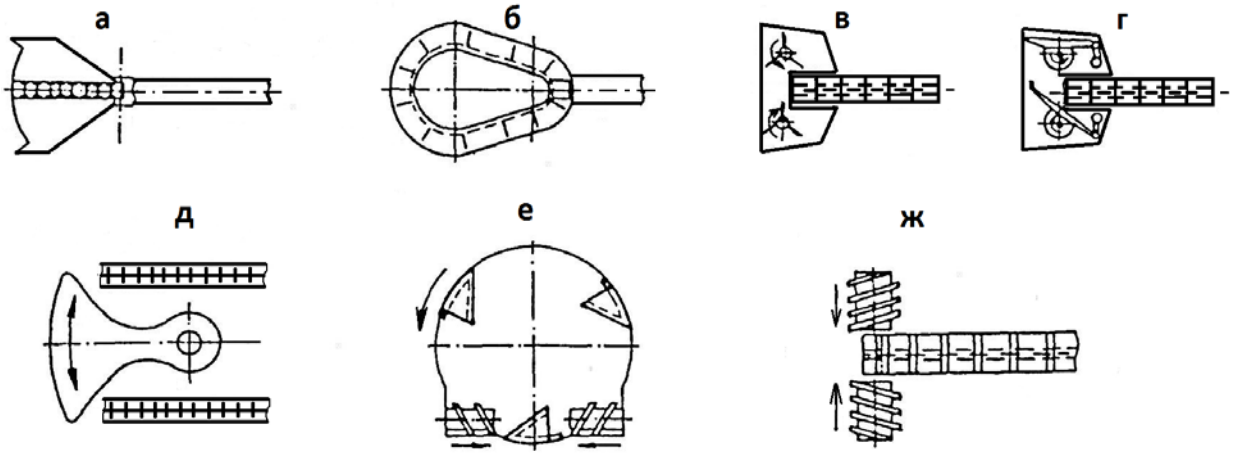
По-често се използват дисковите инструменти (Фиг.10.5г). При тях режещата част е непрекъсната. Дискът може да бъде челен, когато работи перпендикулярно на забоя и тангенциален, когато е разположен под ъгъл към забоя. При тангенциално разположение на ролките материалът се разрушава чрез рязане и откъртване, поради което енергопоглъщаемостта и с около 20-30 % по-малка.

При зъбчатите ролки (Фиг.10.5в) режещата част е оформена във вид на зъби.

При средно твърди и твърди скали ролките се армират с цилиндрични щифтове от металокерамична сплав. За много абразивни скали, въпреки голямата им цена. могат да се използват ролки, армирани с диаманти.

3. Товарачни устройства. За натоварване на материала, разрушен от изпълнителния орган се използват следните товарачни устройства:

Греблови. Могат да бъдат с постъпателно движение на греблата при вертикално затворена верига (Фиг.11.6а); с хоризонтално затворена верига (Фиг.11.6 б); с въртеливо движение на греблата (Фиг.11.6 в); със загребващи лапи (Фиг.11.6 г) и с колебателно движение на греблото (Фиг.11.6 д). Първият товарачен орган има малък фронт на товарене, затова за да се натовари материалът по цялата широчина на изработката, транспортьорът трябва да се колебае. При хоризонтално затворената верига на звената й са закрепени конзолни гребла. Загребваният от веригата материал се предава на претоварващ транспортьор. Гребловият товарачен орган с въртеливо движение има висок к.п.д. и по-проста конструкция. Най-често се използват товарачни устройства със загребващи лапи.



Фиг.11.6. Товарачни органи на галерийните комбайни

Кофови (Фиг.11.6е). Използват се при комбайните с едновременно обработване на цялото сечение на забоя. Зъбите се закрепват на лъчите или на планшайбите на работните органи и се въртят заедно с тях. В долно положение кофите загребват материала, а в горно го изсипват върху претоварващо

устройство. Кофовият товарачен орган има висок к.п.д.. При работа в лепкави и овлажнени скали е затруднено разтоварването на материала.

Шнекови (Фиг.11.6ж). Те загребват материала от краищата на изработката и го подават на претоварващия транспортьор. Често товарачният орган е обединен с изпълнителния орган, който изземва материала в долните два края на изработката за привеждане на кръговото сечение в аркообразно.

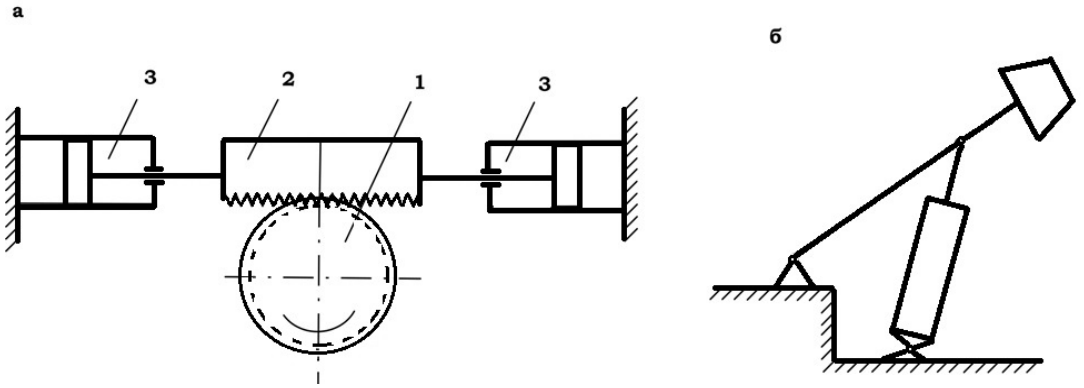
3. Механизъм за подаване. Механизмът за подаване осигурява напречно преместване на изпълнителния орган в една или две равнини. Такъв механизъм имат само комбайните с избирателно действие. Обикновено механизмът се задвижва чрез хидравлични цилиндри. В зависимост от конструкцията биват зъбно-рейков и лостов.

Зъбно-рейков (Фиг.11.7а). Механизмът се състои от зъбно колело 1 и зъбен гребен 2, свързан с един или два задвижващи хидравлични цилиндъра 3. Стрелата на комбайна е закрепена към зъбното колело. В зависимост от това кой от цилиндрите е включен, се осигурява преместване на стрелата в съответната посока. Такъв механизъм се използва при унгарския комбайн F-6.

Лостов (Фиг.11.7б). Стрелата се премества чрез хидравличен цилиндър. Такъв механизъм се използва при руските комбайни от групата ПК-3 ПК-9 и редица други.

5. Ходов механизъм. Ходовият механизъм на галерийните комбайни може да бъде гъсеничен и крачещ.

Гъсеничен ходов механизъм. Осигурява голяма маневреност на комбайна, а също така позволява преминаването на по-големи разстояния.



Фиг.11.7. Механизъм за подаване

Броят на гъсениците може да бъде 2, 3 или 4. Третата и четвъртата гъсеница се разполагат отгоре и се движат по горнището. Предназначението им е да дават възможност за увеличаване на силата на подаване и за поемане на реактивния момент, без да се увеличава теглото на комбайна, а също така да се работи в изработки с по-голям наклон.

Задвижването на ходовия механизъм може да се осъществи от един двигател за всички гъсеници (4ПУ) или индивидуално (F-6). За предпочитане е индивидуалното задвижване, тъй като се опростява конструкцията.

Гъсеничният холов механизъм е сложен по конструкция и утежнява комбайна. Той трябва да се съобразява с допустимото натоварване върху почвата.

Крачещ ходов механизъм. Използва се за придвижване на комбайна и за

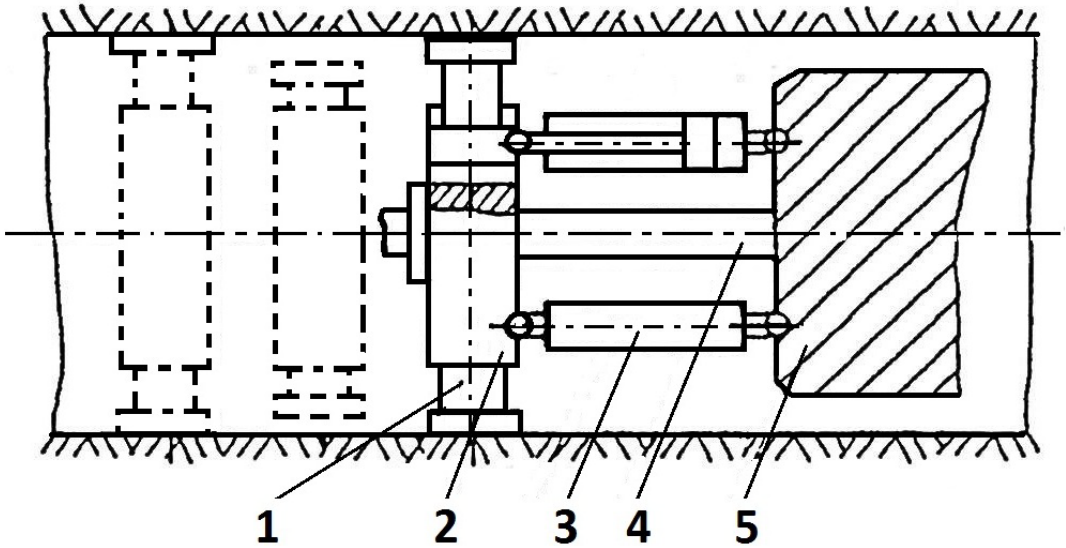
създаване на необходимата осова сила към забоя.

Придвижването на машината се извършва чрез четири или повече хидравлични цилиндри (Фиг.11.8). Двата разпъващи хидравлични крика 1 са закрепени в гредата 2. Те служат за запъваме на комбайна към стените на изработката. Могат да бъдат разположени вертикално, хоризонтално или под наклон. Другите два хидравлични крика 3 са подаващи.

Те са свързани с гредата 2 и с корпуса на машината 5. Задвижването на изпълнителния орган се предава чрез вал 4, който преминава през отвора на гредата 2.

При работа комбайнът се запъва в изработката с крикове 1, а подаването към забоя (вляво) се извършва чрез крикове 3, След изчерпване на хода на криковете 3 системата се реверсира - разпъващите крикове 1 се прибират, а подаващите 3 преместват опората наляво, където тя отново се укрепва в стените на изработката и цикълът се повтаря.

Крачещият ходов механизъм е с по-проста конструкция, по-лек е и създава по-голяма напорна сила, която превишава няколко пъти масата на комбайна. Това е особено важно за комбайните работещи в твърди скали и при изземване на цялото сечение на забоя. При напукани и неустойчиви скали работят по-трудно, тъй като не могат да се разпънат добре в изработката.



Фиг.11.8. Крачещ ходов механизъм

6.Задвижване. При галерийните комбайни се използва многодвигателно задвижване. Чрез отделни двигатели се задвижват изпълнителният орган, товарачното и транспортното устройство, ходовият механизъм, вентилаторът, водната и маслената помпа.

Използва се електрическо, пневматично и електрохидравлично задвижване

При електрическото задвижване се използват асинхронни двигатели с накъсо съединен ротор. Пневматичното задвижване се използва в рудници свръхкатегория по газ.

Все по-широко приложение намира електрохидравличното задвижване. То позволява да се намалят масата и размерите на задвижването 2-2,5 пъти, да се намали с 20-30% необходимата мощност, да се намалят динамичните

натоварвания и да се осъществи автоматично регулиране на режима на работа на комбайна.

7. Система за управление. Управлението на галерийните комбайни се извършва от два пулта - електрически и хидравличен, разположени в задната част на комбайна или изнесени извън него. Чрез електрическия пулт се управляват електрическите съоръжения, а чрез електрохидравличния - хидравликата на комбайна.

Управлението на машината може да се извършва ръчно и автоматично. За предпочитане е автоматичното управление, съчетано с апаратура за задаване и поддържане на оптимален режим на работа при максимално натоварване на двигателите.

Системите за управление са преминали през следните етапи на развитие:

- ръчно управление;
- дистанционно управление по кабел, радио или др.;
- програмно движение на изпълнителния орган;
- автоматично регулиране и оптимизиране на режима на работа по натоварването на двигателите:
- автоматично движение на комбайна по направление.

Последната система на управление чрез лазерен лъч е приложена при комбайна EVR-230 на “Aikof”. Лазерният лъч от излъчвател се насочва към екран, върху който са очертани контурите на прокарваната изработка. Екранът е монтиран на комбайна. Ако изпълнителният орган излиза извън очертанията на контура, автоматично се дава сигнал за корекция.

В тази област през последните години са постигнати изключителни резултати. Като пример може да се даде прокарването на тунелите под Ламанш. Те се прокарват от английския и френския бряг. Комбайните се направляват чрез спътник. При срещата разминаването е само 1,5cm.

8. Система за прахоулавяне. При работа на галерийните комбайни запрашеността достига до 2000-3000mg/m^3, което е многократно на с.х.н., вредно е за миньорите и създава допълнителни опасности в рудниците, опасни по газ и прах.

Запрашеността зависи от физико-механичните свойства на скалите, от начина на разрушаване и товарене и от средствата за прахоулавяне.

Използват се следните системи за прахоулавяне:

- Оросяване. Използва се чиста вода, която чрез тръбопровод и разпръскващи дюзи се довежда до режещите инструменти. По този начин се осигурява и охлаждане на задвижващите двигатели и режещия инструмент.

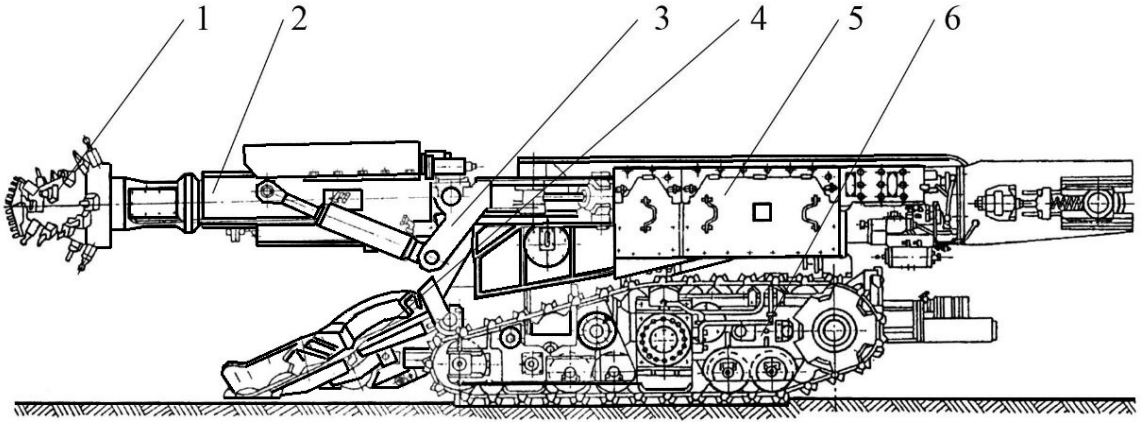
- Изсмукване на праха. Системата за изсмукване на праха може да бъде стационарна и автономна. Стационарната се монтира на комбайна. Автономната се състои от вентилатор, прахоуловител, помпа за омокряне на праха и вентилационни тръби. Тя е независима от комбайна.

При автономната система вентилационните тръби са прикрепени към тавана на изработката. Комбайнът е свободен, а производителността на вентилатора е по-голяма. Прахът се засмуква по вентилационната тръба. При достигане на работното колело на вентилатора прахът се омокря с вода и се. отделя като шлам.

- Комбинирана система. Едновременно се прилага оросяване и изсмукване на праха. Съгласно правилниците за техническа експлоатация и безопасност се забранява работата на галерийните комбайни без изправна система за борба е праха.

11.3. КОНСТРУКЦИИ ГАЛЕРИЙНИ КОМБАЙНИ С ИЗБИРАТЕЛНО ДЕЙСТВИЕ.

На фиг.11.9 е показан руския галериен комбайн 4ПУ. Предназначен е за прокарване на подготвителни хоризонтални и наклонени (до 10°) изработки със сечение 4-8,2m^3 по въглища и смесени забои при якост на скалите до $f = 4$.



Фиг.11.9. Галериен комбайн 4ПУ

Комбайнът се състои от коронков изпълнителен орган с една корона 1, подемно и въртящо устройство за преместване на изпълнителния орган във вертикалната и хоризонталната равнина, верижен претоварващ транспортьор 4 със загребващи лапи, монтирани над приемна плоча, гъсеничен ходов механизъм 6, комплект електрическо и хидравлично оборудване, оросителна и прахоулавяща система.

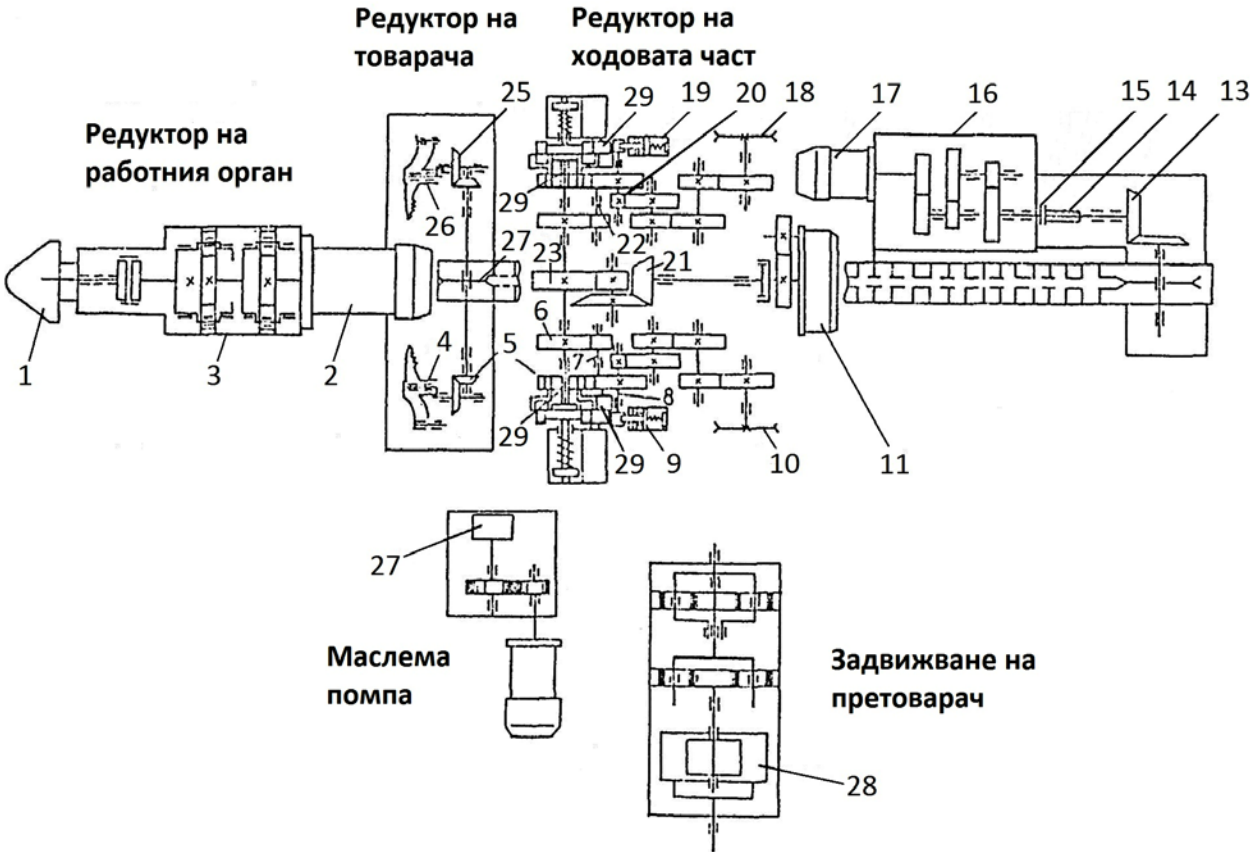
Изпълнителният орган представлява корпус 5, стрела 2 с монтирана на края режеща корона. Режещите зъби са разположени по винтова линия, което създава своеобразен конусен шпек, осигуряващ, по-лесно забиване в масива. Преместването на стрелата във вертикалната равнина се извършва чрез двата хидравлични цилиндъра - част от механизъма за позициониране 3, а в хоризонтална - със също такъв механизъм, разположен хоризонтално (не е показан на фигурата). Изпълнителният орган е снабден с телескопно устройство на короната, което се използва при внедряването й в забоя при застопорен ходов механизъм. Това прави комбайна по-маневрен и по-удобен за управление.

Кинематичната схема на комбайна е показана на фиг.11.10.

Короната 1 се задвижва чрез електродвигател 3 и двустепенен планетен редуктор 2.

Веригата на претоварващия транспортьор се задвижва чрез електродвигател 17, тристепенен редуктор 16, съединител 14 и 15, конусна предавка 13 и задвижващо верижно колело 12. Загребващите лапи на товарачното устройство се задвижват от веригата на транспортьора чрез водимото верижно колело 24, конусните предавки 5 и 25 и ексцентриковите валове 4 и 26, на които са

закрепени загребващите лапи.



Фиг.11.10. Кинематична схема на комбайн 4ПУ

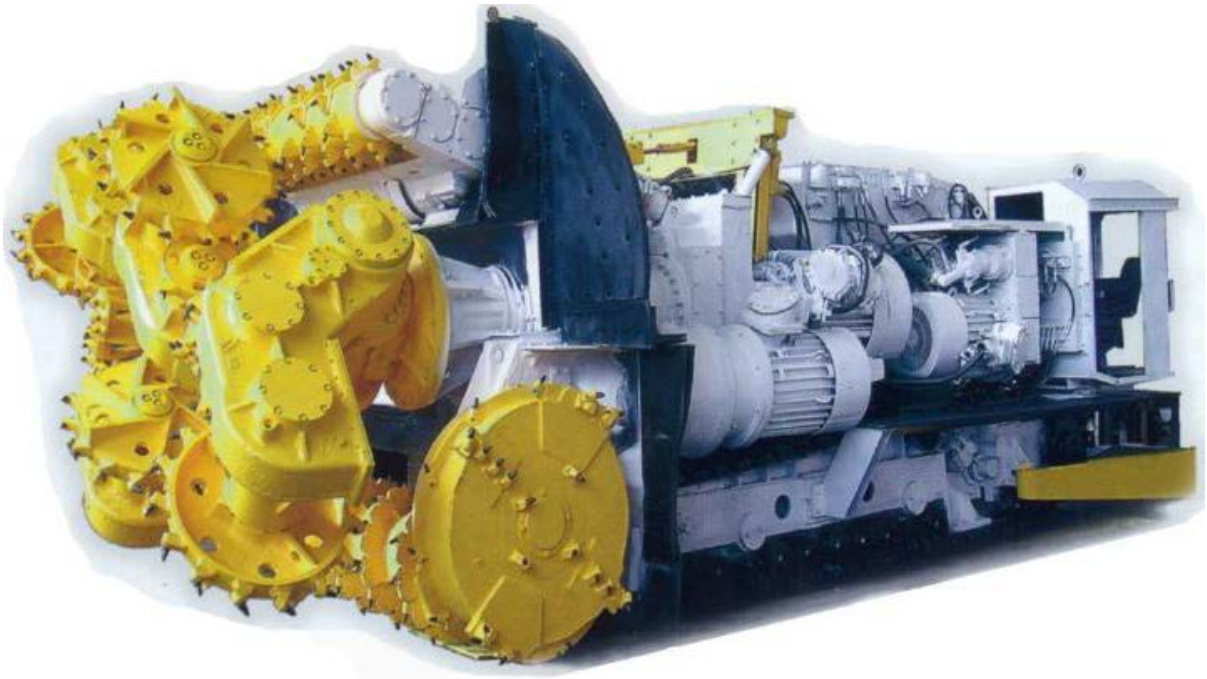
Гъсеничният ходов механизъм и маслената помпа 27 се задвижват от електродвигател 11. Движението до задвижващите верижни колела 10 и 18 на ходовия механизъм се извършва чрез предавки 21 и 23, вал 6, триещи съединители или валове 7 и 22 и триещи съединители 29, а след това чрез четири двойки цилиндрични зъбни колела. Наличието на триещи съединители за всяка гъсеница позволява завиване на машината. На валове 8 и 20 са монтирани храпови зъбни колела за застопоряване на гъсеничните вериги, което се постига автоматично под действие на пружинните автостопори 9 и 19. Включването на триещите съединители може да стане само след освобождаване на автостопорите. Опиването на гъсеничната верига се извършва ръчно чрез винтова предавка и конусни зъбни колела.

Галерийният комбайн работи съвместно с лентов претоварач. Той е отделно от комбайна съоръжение. Задвижва се от барабан с вграден в него електродвигател 28. Въртящият момент се предава от електродвигателя към барабана чрез две планети предавки. Водещото зъбно колело на роторната предавка е застопорено, поради което въртенето към барабана се предава от зъбния му венец. Зъбната маслена помпа 27 се използва за захранване на хидравличната система на комбайна.

На фиг.11.11 е показан руския комбайн КПУ с изпълнителен орган двойна напречно – осево разположена корона с полусферична форма.

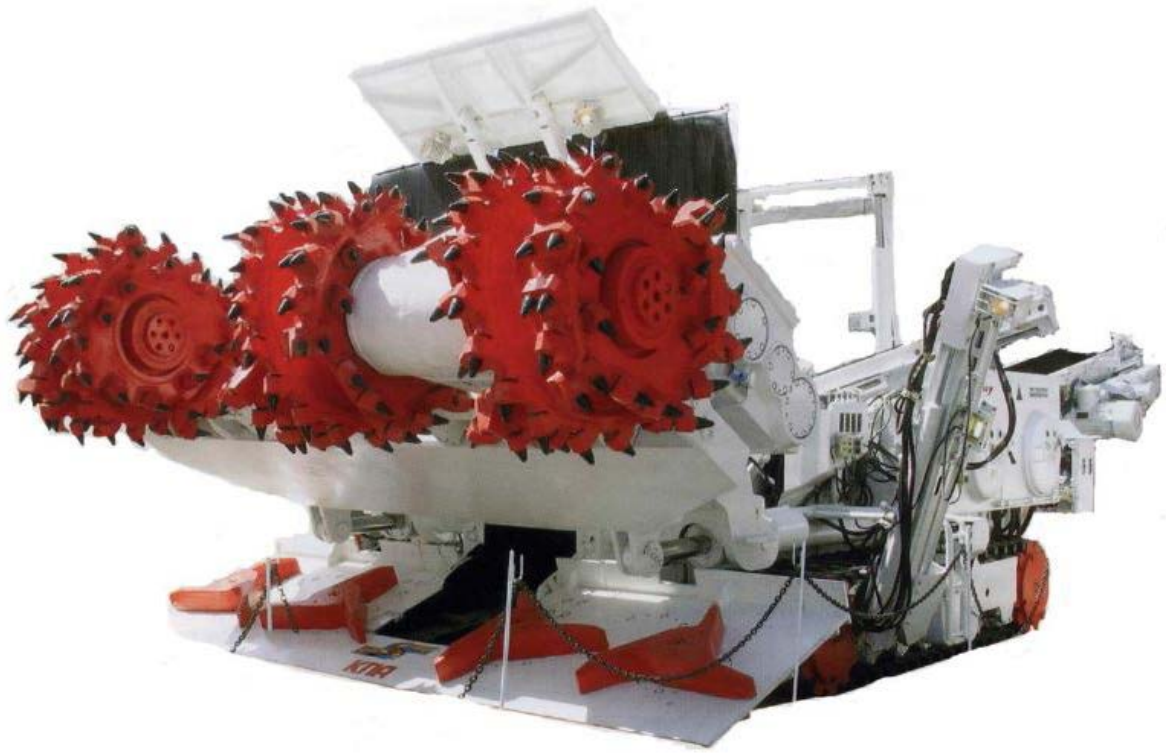
Фиг.11.11. Комбайн КПУ

На фиг.11.12 е показан руски комбайн „Урал- 20Р” с планетарен изпълнителен орган.



Фиг. 11.12. Комбайн „Урал- 20Р”

На фиг.11.13 е показан комбайн КПА с шнеков изпълнителен орган.



Фиг.11.13. Комбайн КПА

На фиг.11.14. е показан комбайн „SM 130V” използван в строителството за оформяне на тунели.

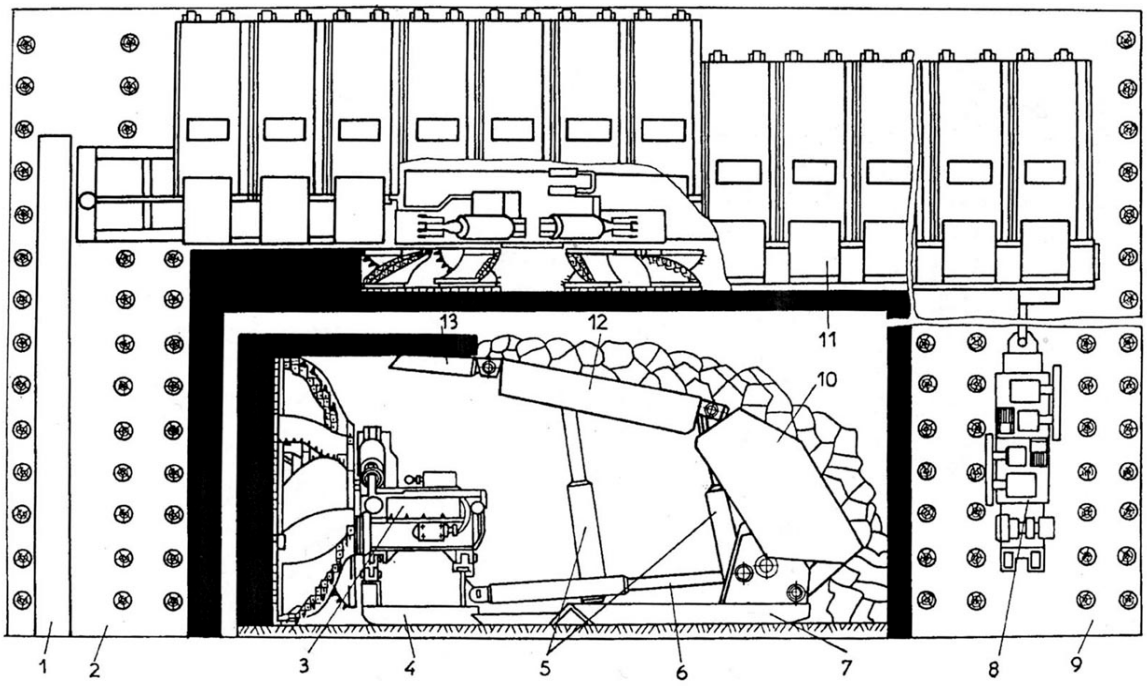
Фиг.11.14. Комбайн „SM 130V”

12. МЕХАНИЗИРАНИ ДОБИВНИ КОМПЛЕКСИ И АГРЕГАТИ

12.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ НА ДОБИВНИ КОМПЛЕКСИ И АГРЕГАТИ

12.1.1.Общи сведения. Важна предпоставка за по-нататъшен прогрес в минната промишленост е комплексното механизиране на добивните работи. Решаването на тази задача е станало възможно след създаването на високопроизводителни тяснозахватни комбайни, огъващи се транспортьори и механизирани хидравлични крепежи, конто могат да работят съвместно като комплекс или агрегат.

При използване на комплексите и агрегатите се постигат максимална интензификация и концентрация на минните работи, ритмичност и поточност на производството, повишаване безопасността на труда и неговата ефективност.



Фиг.12.1. Схема на механизиран комплекс

Схема на механизиран комплекс е показана на фиг.12.1. Комплексът се състои от добивен комбайн 3, фронтов транспортьор 4, секции на механизирания крепеж 11, хидравлична и електрическа станция 8. Фронтът се подготвя за изземване с прокарването на две подготвителни изработки - извозна 2 и вентилационна 9. В извозната изработка се монтират транспортните съоръжения 1 за транспортиране - на добитите въглища, а във вентилационната - хидравличната и електрическата станции, които захранват механизираният хидравличен крепеж и електросъоръженията на комплекса.

Комплексът се монтира по дължината на фронта, като секциите на механизирания крепеж се разполагат една до друга. В образуваната по този начин работна камера се монтират комбайнът и фронтовият транспортьор. Изземването на въглищата се извършва при движение на комбайна по дължината на фронта - в едната или двете посоки. При движението си комбайнът се

направлява от рамата на фронтовия транспортьор. Откъртените от масива въглища се натоварват върху фронтовия транспортьор, който от своя страна ги доставя до събирателната извозна изработка в края на фронта. След преминаване на комбайна иззетото пространство се закрепва, като се преместват съответните секции на механизирания крепеж. След изземване на въглищата по цялата дължина на фронта транспортьорът заедно с комбайна се преместват към линията на фронта. Така комплексът е подготвен за изземване на следващия слой от пласта.

Механизираният крепеж служи за закрепване на фронта. Състои се от козирка 13, поддържаща част 12, ограждаща част 10, основа на секцията 7, хидравлични стойки 5 и хидравличен крик 6. Хидравличните стойки служат за създаване на необходимата разпъваща сила на крепежа и за поемане на минния натиск, а хидравличният крик - за преместване на крепежа и на комбайна с транспортьора.

Под въгледобивен комплекс се разбират взаимосвързани в едно съоръжение добивна машина, фронтов транспортьор и механизиран крепеж. Комплексът извършва всички операции на фронта по добива, натоварването и транспортирането на въглищата, както и операциите по закрепване на горнището. Отделните машини и съоръжения, които механизират различните операции, не са толкова строго конструктивно обвързани. В зависимост от условията на работа в рудника комплексът допуска замяна на някои от тях.

Под въгледобивен агрегат се разбират взаимно свързани в едно съоръжение добивна машина, фронтов транспортьор и механизиран крепеж. При въгледобивния комплекс има съчетание между отделни машини с взаимосвързани параметри, докато тук става въпрос за едно конструктивно и кинематично свързано съоръжение.

Прилагането на агрегатния добив представлява по-висш етап в комплексната механизация на подземния въгледобив, който осигурява непрекъснатост, поточност и пълно механизиране и автоматизиране на добива без постоянно присъствие на хора.

При агрегатния добив се предвижда автоматично извършване на следните операции за управление и контрол:

- автоматично управление на движението на агрегата в границите на пласта;
- автоматично регулиране на скоростта на движение и подаване към забоя при максимално натоварване на двигателите;
- автоматично поддържане праволинейността на агрегата, чрез подаване на различно налягане към хидравличните крикове;
- автоматично преместване на секциите на крепежа;
- изключване на агрегата при повишаване на съдържанието на метан;
- контрол за състоянието на хидравличната система;
- предпазване на теглителната верига и веригата на транспортьора от скъсване при възникване на върхови натоварвания:
- механизиране и автоматизиране на спомагателните работа - механично закрепване на кръстовете, механично преместване на помпата, магнитната и оросителната станции, механизиране на монтажните и демонтажни работи и др.

Средствата за управление на агрегата и системата за телеметричен контрол

се разполагат извън добивния забой. Присъствието на хора в добивния забой е необходимо само за извършване на ремонтни работи. Характерът на труда при използване на агрегатите се изменя. Той се свежда до контрол и настройка на отделните системи и механизми. Квалификацията на обслужващия персонал трябва да бъде много висока.

12.1.2. Класификация. Въгледобивите комплекси и агрегати могат да се класифицират според:

- мощността на пласта: за маломощни, средно мощни и мощни пластове;
- наклона на пласта: за хоризонтални, наклонени и стръмни пластове;
- типа на добивната машина: стругов и комбайнов тип;
- типа на крепежа: агрегатен и комплектен; поддържащ, ограждащ, поддържащо-ограждащ и ограждащо-поддържащ.

12.2. МЕХАНИЗИРАН КРЕПЕЖ

12.2.1. Изисквания. Към крепежа се поставят следните най-важни изисквания:

- да бъде здрав, устойчив и сигурен;
- да осигурява достатъчно пространство за извършване на производствените процеси (добив, ремонт, проветряване и др.);
- да бъде евтин, с опростена конструкция и експлоатация.

12.2.2.Видове механизиран крепеж

1.Индивидуален. Състои се от отделни елементи, които се монтират ръчно и независимо един от друг. Крепежът може да бъде дървен, метален или хидравличен, а в зависимост от предназначението си забоен и оградителен.

Забойинят крепеж се монтира непорсредствено до забоя и служи за закрепване на призабойното пространство.

Оградителиият крепеж се монтира на границата между забойното и обрушеното пространство.

2.Комплектен. Заема междинно място между индивидуалния и механизирания крепеж. Състои се от отделни комплекти забои и оградителен крепеж.

3.Механизиран. Механизираният крепеж представлява самопредвижващ се крепеж, предимно хидравличен, който механизира процесите по закрепване и управление на горнището и местенето на забойния транспортьор и защитава работното пространство от проникване на обрушени скали в него. Използва се при механизираните комплекси и агрегати.

Механизираният крепеж се състои от:

- секции на крепежа;
- помпена станция;
- хидрокомуникации;
- разпределителна и контролно-регулираща апаратура.

В зависимост от начина на взаимодействие със страничните скали и поддържането на добивния фронт механизираните крепежи биват:

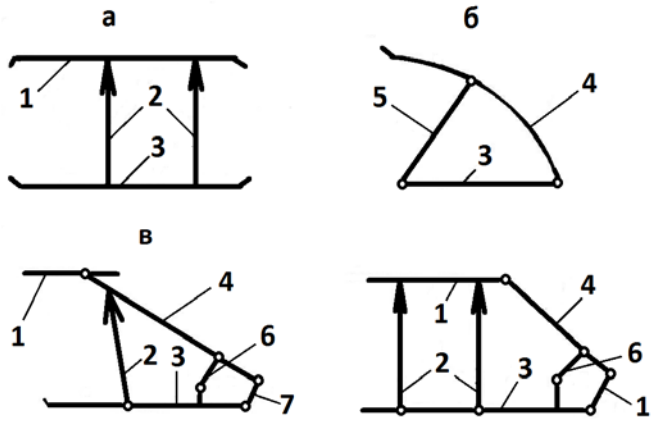
1. Поддържащи (Фиг. 12.2а).
2. Ограждащи (Фиг. 12.2б).

3. Ограждащо-поддържащи (Фиг. 12.2в).

4. Поддържащо-ограждащи (Фиг. 12.2г).

Основните елементи на показаните на фигурата крепежи са: 1 - поддържаща част; 2 - хидравлични поддържащи стойки; 3 - основа; 4 - ограждаща част: 5 - греда; 6 - вътрешна траверса: 7 - външна траверса.

Основният признак, според който крепежите се класифицират на ограждащо-поддържащ и поддържащо-ограждащ тип е съотношението на проекциите на поддържащата и ограждащата част върху основата. Освен това при ограждащо-поддържащите крепежи, хидравличните стойки са свързани с ограждащата част, а при поддържащо-ограждащпте - с поддържащата част.



Крепежите трябва да могат да се приспособяват към изменящата се мощност и хипсометрия на пласта, а стъпката на преместването им да отговаря на широчината на захвата на добивната машина.

Фиг.12.2. Видове механизирани крепежи

За по-лесно приспособяване към хипсометрията на долнището крепежите се изработват на отделни секции, шарнирно свързани помежду си и с транспортьора. Широчината на секциите се изменя от 0,8 до 1,0m.

Към различната мощност на пласта крепежът се приспособява чрез разпъване на хидравличната стойка. При това челната част на крепежа не трябва да се отдалечава от фронта, а да се премества успоредно на него. Това се постига чрез четиризвенния механизъм, намиращ се в задната част на крепежната секция и образуван от вътрешната и външна траверса, част от основата и част от ограждащата част (Фиг. 12.2в,г). Така при промяна на височината на крепежа се променя формата на четиризвенния механизъм, като при повдигане се сплесква, а при сваляне, поляга и се разширява, а челната му част горе остава до челото на забоя и го поддържа стабилно.

12.2.3.Класификация на механизираните крепежи по структорно-кинематични схеми (Фиг. 12.3)

При класификацията за основен признак се приемат конструктивните схеми на отделните възли.

1. Според броя и разположението на хидравличните стойки биват:

- с 1, 2 или 3 реда стойки по дължината на секцията;
- с 1 или 2 реда стойки по дължината на фронта;
- успоредни помежду си и перпендикулярни към основата или наклонени към фронта;
- V-образно или Х-образно разположени.

2. Според конструкцията на основата: с твърда (Фиг.12.3 а, д, е, ж, з, и, к, л,

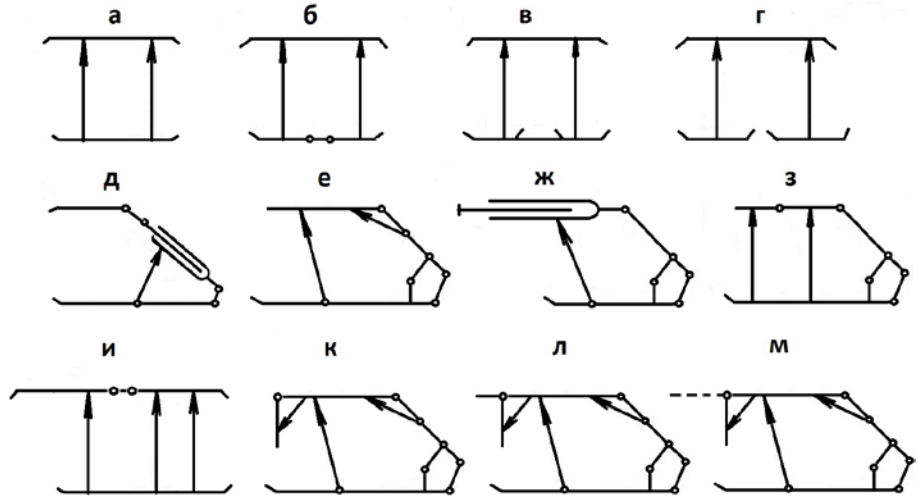
м); с твърдо-шарнирна (Фиг.12.3б); с твърдо-еластична (Фиг.12.3в) и с опорни плочи под всяка стойка (Фиг.11.3г).

3. Според конструкцията на ограждащата част: с твърда (Фиг. 12.3 е, ж, з, к, л, м); с телескопна с хидравлично или механично задвижване (Фиг.12.3д).

4.Според конструкцията на поддържащия елемент: твърда (Фиг.12.3 а, б, в, г, д, е); телескопна (Фиг. 12.3ж); твърдо-шарнирна (Фиг. 12.3з); твърдо двушарнирна (Фиг. 12.3и);

5. Според допълнителните устройства: със зачелващ щит (Фиг. 12.3к); с допълнителна козирка (Фиг.12.3л); с допълнителна телескопна козирка (Фиг.12.3м).

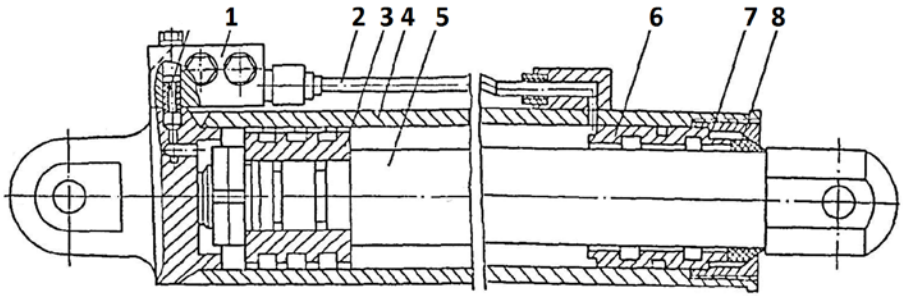
Класификацията може да продължи още твърде дълго с появата на все по-нови и разнообразни конструкции.



Фиг.12.3. Видове механизирани крепежи според структорно-кинематичните схеми

12.2.4. Основни възли. Освен металната конструкция, която ще бъде разгледана в следващата точка, към секцията на механизирания комплекс се отнасят: поддържащите стойки; криковете за преместване на секциите и транспортьора; спомагателните хидравлични цилиндри (хидропатрони) за поддържане на козирката на прикритието и др.; апаратурата за управление и разпределение на потока, хидрокомуникациите.

Хидравлични стойки (Фиг.12.4). Хидравличните стойки създават необходимата разпъваща сила на крепежната секция. Те могат да бъдат с едностранно и с двустранно действие; с хидравлично и с хидравлично и винтово раздвижване.

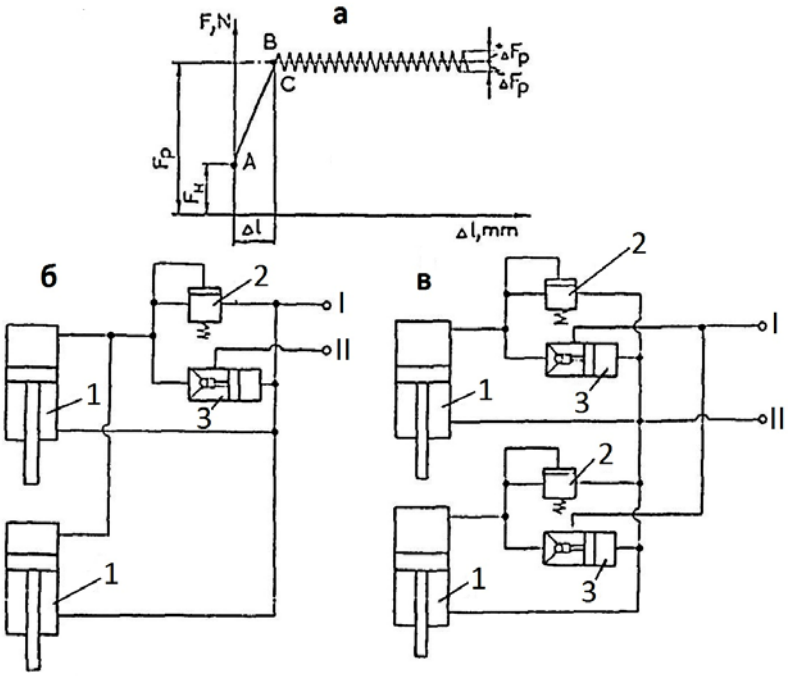


Фиг.12.4. Хидравлична стойка

Стойката представлява хидравличен цилиндър, който се състои от цилиндър 5, бутало 4, бутален прът 6, втулка 7, гайка 8, уплътнител 9, и клапанен блок 2, свързан чрез нипел 1 и тръбичка 3 съответно с буталната и с прътовата камера на цилиндъра. Хидравличният клапанен блок служи за осигуряване на постоянно съпротивление, за защита и дистанционно управление на стойката.

Стойката се задейства при подаване на работна течност в буталната камера.

От момента на контакта на секцията с горнището налягането в буталната камера на стойката расте до достигане на налягането, при което е настроена да работи маслената станция. При това налягане стойката може да създаде сила F_H (началната сила), Фиг. 12.5а. Подаване на работна течност към буталната камера вече не може да се осъществи. От тук нататък под действие на минния натиск (от т. А) налягането в стойката расте до достигане на максималната работна сила F_P. Големината на тази сила се определя от настройката на предпазния клапан 2 (Фиг. 12.5 б, в). В участъка А-В стойката работи с нарастващо съпротивление, а буталният прът се прибира на разстояние Д1. В точка В се задейства предпазният клапан и стойката започва да работи в режим на постоянно работно съпротивление, т.е. става податлива. Работното съпротивление се колебае около номиналното с отклонение $\pm\Delta P_P$, зависещо от характеристиката и хистерезиса на пружината на предпазния клапан.



Фиг.12.5. Характеристика и схеми на включване на хидравлични стойки

Схемите на включване на поддържащите стойки към захранващата магистрала са показани на фиг.12.5 б, в. Те могат да бъдат:

- стойките са снабдени с общ разтоварващ и предпазен клапан за цялата секция (Фиг.12.5б);
- всяка стойка има изолирана хидравлична система с индивидуални разтоварващи и предпазни клапани (Фиг.12.5а).

Първата схема е по-сигурна, но изисква по-голям брой клапанни блокове. На фигурата с I и II са показани връзките на стойките 1 на секциите и клапанния блок със захранващата магистрала. Клапанният блок се състои от предпазен клапан 2 и обратно-разтоварващ клапан 3.

Възможни са следните случаи на свързване на с магистралата:

- връзката I е свързана е напорната, а II със сливната магистрала, при което се извършва разпъване на секцията;

- връзката I е свързана със сливната, а II с напорната магистрала, при което секцията се спуска;

- връзките I и II са свързани със сливната магистрала, при което буталната камера на стойките се заключва и под действие на минния натиск налягането в тях расте до достигане на F_P и до сработване на предпазния клапан, който свързва буталната камера с отвеждащия тръбопровод - това е работното положение.

Хидравлични крикове. Служат за преместване на крепежните секции и транспортьора. Те имат устройство, подобно на хидравличните стойки, но са разположени хоризонтално. Винаги са с двойно действие. В секцията могат да се използват един или няколко хидравлични крика.

Хидропатрони. Използват се за поддържане на козирката, прикритието между секциите и др. Хидропатронът представлява хидравличен цилиндър с по-малка дължина и диаметър. Устроен е подобно на хидравличните стойки.

Хидроразпределители. Разпределят работната течност, постъпваща от помпената станция към силовите елементи на крепежа.

Клапанни блокове. В клапанните блокове се монтират два вида клапани - предпазни и обратно-разтоварващи. Предпазните клапани служат за предпазване на основните елементи на крепежа от претоварване. Те свързват работната камера на хидравличните цилиндри със сливната магистрала при достигане на налягането до максимално допустимото. Чрез обратно-разтоварващия клапан се постига разпъване, прибиране и заключване на работната камера на силовите цилиндри.

Помпена станция. Предназначена е за захранване с работна течност на хидравличните елементи на механизираните комплекси и агрегати. Помпената станция може да работи с емулсия или масло. Основните изисквания към работните течности са следните: да не горят, да имат противокорозийни свойства, които се запазват и при по-продължителна работа, да имат защитни (консервиращи) свойства, които да защитават елементите от корозия, да са стабилни и химически устойчиви в продължение на 6-7 хиляди работни часа при температура от 5 до 60° С, да са инертни спрямо уплътнителите от гума и пластмаса, да притежават мажеща способност. Работните течности не трябва да са токсични, не трябва да ферментират. Вижда се, че изискванията към работната течност са твърде големи. У нас се използват три вида емулсии - с основен състав вода и добавка съответно 1,5; 3-5 и 5-10%.

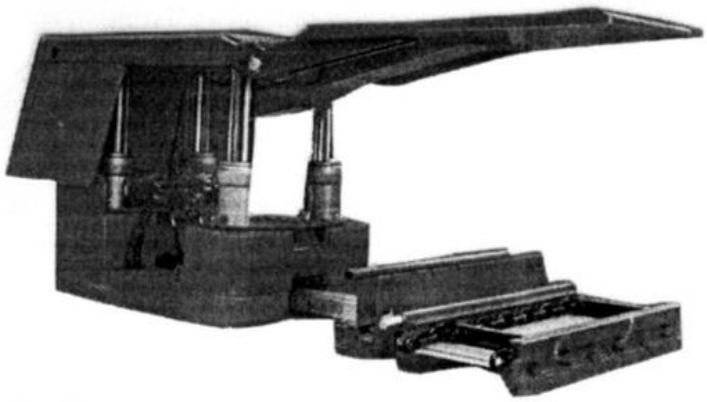
12.3. КОНСТРУКЦИИ ДОБИВНИ КОМПЛЕКСИ

12.3.1. Поддържащи комплекси. Секциите на поддържащите комплекси имат само поддържаща част. Те осигуряват поддържането на горнището и защитават работното пространство от проникване на обрушени скали чрез по-прости и леки съоръжения като мрежи, плочи и прикрития. Принципното им устройство и начинът на работа се виждат от структорно-кинематичнпте схеми, показани на фиг.12.3а,б,в,г,и. Те са с твърда поддържаща част и основа (Фиг.

12.3а), с шарнирна основа (Фиг.12.3б), с еластична основа (Фиг.12.3в), с индивидуална основа под всяка стойка (Фиг.12.3г) и с шарнирна поддържаща част (Фиг.12.3и).

На фиг.12.6 е показана конструкцията на поддържащ крепеж на немската фирма "Кльокнер Фероматик". Поддържащата част се състои от две шарнирно свързани части.

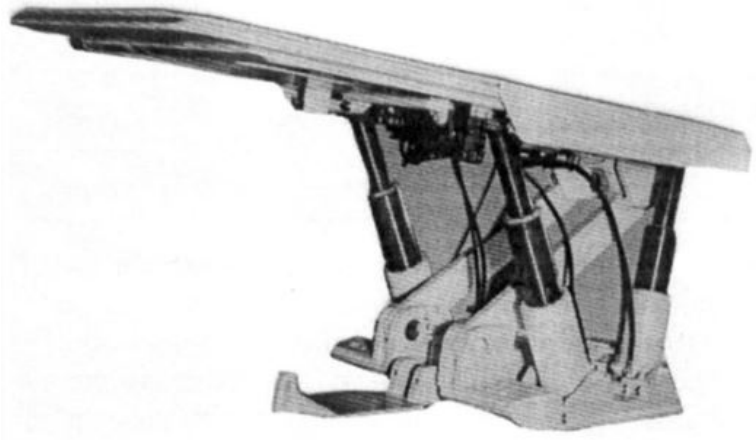
Към основната част са свързани четирите поддържащи стойки. Предната поддържаща част е доста дълга. Под нея се разполага фронтовият транспортьор и добивният комбайн. Основата е разположена само под поддържащите стойки и не е с достатъчно голяма площ. Това прави крепежа непригоден за работа в пластове със слабо долнище. Също така разпределението на товара върху основата не е равномерно. Верижният транспортьор и основата на секцията са свързани с хидравличен крик, чрез който става придвижването им. Секцията се състои от излети и заварени елементи, които образуват затворени или отворени кутии с нужната коравина.



Фиг.12.6. Поддържащ крепеж на „Кльокнер - Форматик“

На фиг.12.7 е показана конструкцията на поддържащия крепеж на фирмата "Klekner Bekorit". Секциите са с три телескопни поддържащи стойки с двойна раздвиженост, разположени V-образно на два реда - две отпред и една отзад.

Поддържащата част се състои от здрава основна плоча, заваръчна конструкция, върху която е монтирана горна подвижна част, която чрез хидравлични цилиндри може да се придвижва напред и назад. У-образното разположение на поддържащите стойки измества техните горни опорни точки и по този начин намалява дължината на конзолите на поддържащата част и увеличава тяхната носеща способност.



Фиг.12.7. Поддържащ крепеж на "Klekner Bekorit"

Основата се състои от отлети и заваръчни елементи. Между основата и поддържащата част са монтирани шарнирно в двата си края две стоманени

греди, които предават нужната стабилност на секцията. Към основата е монтиран и един хидравличен крик, свързан с рамата на фронтовия транспортьор.

12.3.2. Поддържащо-ограждащи комплекси. У нас се използват руските комплекси 2МКЭ и 1МКМ, комплексите на немската фирма "Klekner Bekorit" и на английската, фирма "Dauty".

Комплекс 2МКЭ (Фиг.12.8). Комплексът е предназначен за механизиране на добивните работи при пластове с мощност от 1,6 до 2,2m при ъгъл на западане до 15°. Дължината на фронта може да бъде 60, 80 и 100m.

В състава на комплекса (Фиг.12.8а) влизат механизиран крепеж 3, теснозахватен комбайн 2 - тип КШ-1КГ или 1ГШ-68, верижен транспортьор 1 с кабелопоставач, хидро и електрооборудване 4.

Механизираният крепеж се състои от отделни секции, свързани чрез хидравлични крикове със секциите на фронтовия транспортьор. Секцията на крепежа (Фиг.12.8б) се състои от основа 1, ограждаща част 4, горна 3 и долна 2 траверси, поддържаща част 5, козирка 6, задна 9 и предна 8 хидравлични стойки, два хидропатрона 7 за поддържане на козирката, два хидравлични крика за преместване 11, хидравлични разпределители и хидрокомуникации 10.

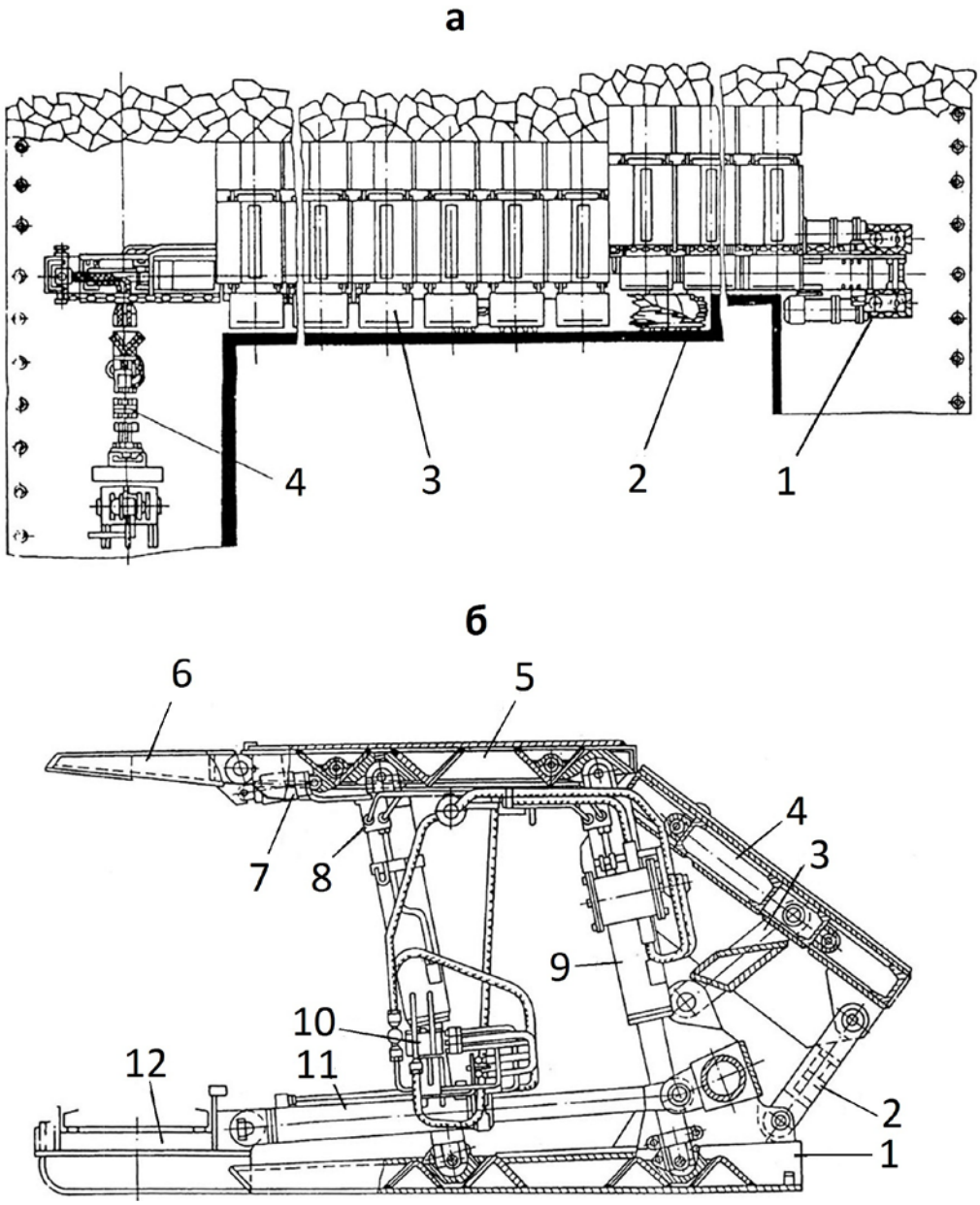
Основата на секцията служи за предаване на минния натиск върху долнището. В задната й част са заварени конзоли, към които чрез оси са закрепени горната и долната траверси. Двете конзоли са свързани с греда, към която са закрепени буталните пръти на двата хидравлични крика за преместване на транспортьора и секцията. Към основата са заварени две пети опори, към които се закрепват предната и задната хидравлична стойка.

Двете траверси са изпълнени във вид на греди. Те служат за свързване и предаване на минния натиск от ограждащата част към основата, както и за предаване на двигателната сила от криковете към ограждащата част при преместване на секцията и транспортьора.

Ограждащата част защитава призабойното пространство от проникване на разрушени скали от горнището и поема минния натиск откъм страната на обрушеното пространство. Ограждащата част е заваръчна конструкция от две надлъжни носещи греди и листова стомана. От едната страна на ограждащата част има листова защитна плоча, а от другата -подвижен борд. Страничната плоча прикрива междусекционното пространство при преместване на секциите. Подвижният борд чрез пружини се притиска към страничната плоча на съседната секция, като прикрива хлабините между секциите. При необходимост (напр. монтаж и др.) подвижният борд може да се прибере или да се фиксира в зададеното положение чрез странични винтове. В двата края ограждащата част завършва с уши за свързване с траверсите и поддържащата част.

Поддържащата част също е заваръчна конструкция, състояща се от две греди и горнище от листова стомана.

В двата края гредите завършват с уши за свързване с козирката и с ограждащата част. За свързване на стойките с поддържащата част са заварени две пети, имащи вътрешна сферична повърхност. В предната част са заварени надлъжно ъглови опори за свързване с хидропатрона.



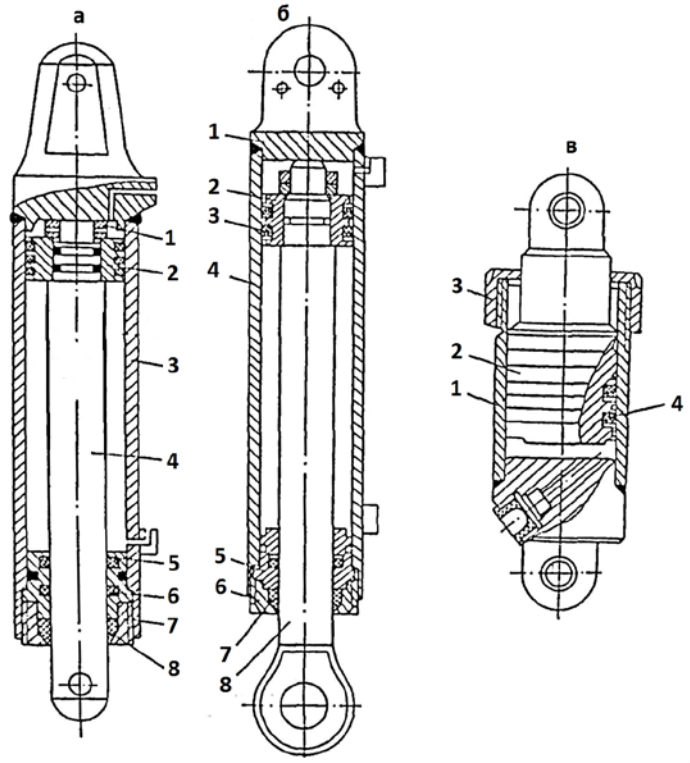
Фиг.12.8. Поддържащо-ограждащ комплекс 2МКЭ

За прикриване на хлабините между съседните секции служи подвижен борд. При нужда той също може да се фиксира със стопорни винтове. Козирката поддържа горнището непосредствено до фронта. Тя се притиска към горнището чрез два хидропатрона. Буталните камери на хидропатроните 7 са свързани с тръбопровода чрез хидравличен ключ заедно с буталната камера на предната стойка. Податливостта на козирката се осигурява от.предпазния клапан на предната стоика.

Налягането на горнището се предава на основата чрез хидравличните стойки 8 и 9 с двустранно действие. Хидравличната стойка е свързана с основата чрез буталните пръти, а с горнището чрез цилиндрите. Към всяка стойка чрез болтове е присъединен клапанен блок, състоящ се от предпазен и обратно-разтоварващ клапан. Клапанният блок служи за разпъване на стойката и заключването й. При нарастване на налягането в буталната камера над 25MPa

сработва предпазният клапан и част от работната течност от буталната камера изтича през сливния тръбопровод. Клапанният блок управлява съседната секция. Това е направено по съображения за безопасност - при местене на секцията обслужващият персонал да се намира под съседната секция.

Секцията на крепежа и транспортьора 12 се преместват чрез два хидравлични крика 11 с двустранно действие. Цилиндърът на крика е закрепен към секцията на транспортьора, а буталният прът - към задната част на основата. Секцията се премества при подаване на работна течност в прътовата камера на крика, а транспортьорът - при подаване на работна течност в буталната камера. Управлението на секцията се извършва чрез хидравличният разпределител 10.



На фиг.12.9 са показани хидравличните цилиндри, използвани при комплекса 2МКЭ. Стойката (Фиг.12.9а) се състои от цилиндър 3, бутало 2, бутален прът 4, втулка 5, гайки 1 и 7, чистач 8 и маншетно уплътнение 6.

Хидравличният крик (Фиг.12.9б) се състои от цилиндър 4 с опора 1, бутало 2, бутален прът 8, втулка 2, гайка 6, чистач 7 и уплътнител 3.

Хидропатронът (Фиг.12.9в) се състои от цилиндър 1, бутало 2, гайка 3 и уплътнител 4.

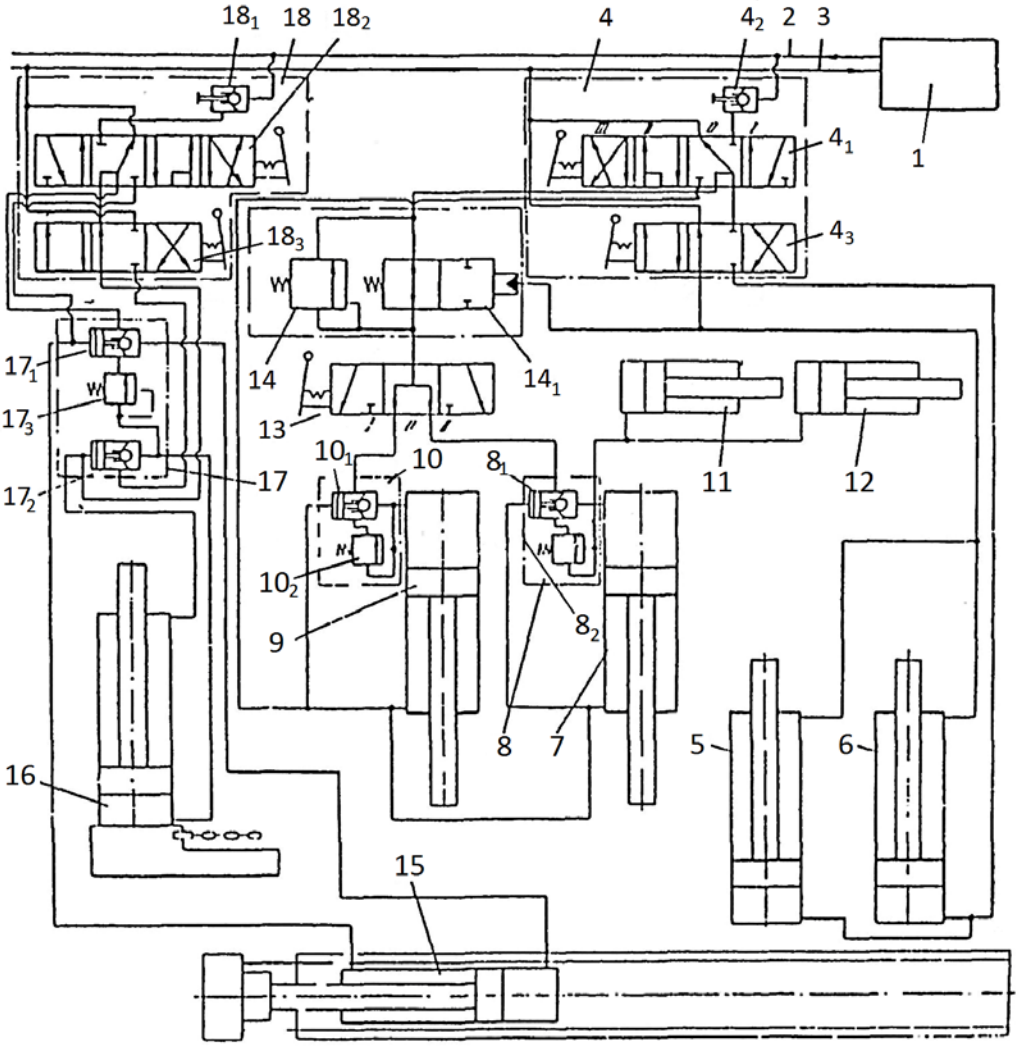
Фиг.12.9. Хидравлични цилиндри на механизиран крепеж

Хидравличната схема на механизирания комплекс 2МКЗ е показана на фиг.12.10. Основните елементи на хидравличната схема са: помпена станция 1, напорна 2 и сливна хидравлична магистрала 3, към всяка секция на крепежа хидравличен разпределител 4, състоящ се от разпределител 4_1 с обратен клапан 4_2 и разпределител 4_3, хидравлични крикове за придвижване 5 и 6, предна хидравлична стойка 7 с клапанен блок 10, състоящ се от разтоварващ 10_1 и предпазен клапан 10_2, хидравлични крикове с едностранно действие (хидропатрони) 11 и 12 за притискане на козирката към горнището, разпределител 13 за превключване на хидравличните стойки на секцията за разделна или съвместна работа, подпорен клапан 14 с плунжер 14_1 за придвижване на секцията е активен подпор до 0,5 МРа.

За опъване на теглителната верига на комбайна е предвиден хидравличен крик 15 и хидравлична стойка 16 с клапанен блок 17, състоящ се от разтоварващи клапани 17_1 и 17_2 и предпазен клапан 17з, а също така разпределител 18 за управление на стойките и криковете, състоящ се от обратен

клапан 18_1 и разпределители 18_2 и 18_3. Придвижването на секцията може да се извърши с подпор или без подпор на горнището.

При съвместно управление на двете хидравлични стойки разтоварването на секцията, нейното придвижване и разпъване, а също така придвижването на транспортьора се извършва по следния начин:



Фиг.12.10. Хидравлична схема на комплекс 2МКЭ

При разтоварване и придвижване на секцията с активен подпор ръчно се отваря обратният клапан 4_2 разпределител 4_1 се поставя в положение III, а разпределител 4_3 - в положение II. Работната течност от помпената станция 1 по напорната магистрала 2 постъпва в обратния клапан 4_2, разпределител 4_3 (разпределител 13 се намира в неутрално положение) и по-нататък в пръстовите камери на стойките 7 и 9. Едновременно течността под налягане постъпва към плунжера 14_1, който със затварящия си елемент затваря директния изход на течността към отвеждащата магистрала от буталните камери на стойките 7 и 9. Потокът на течността се насочва към подпорния клапан 14. Изтласканата от буталните камери на стойките 7 и 9 течност през разтоварващите клапани 8_1 и 10_1 постъпва чрез подпорния клапан 14 и разпределител 4_1 в сливната магистрала 3. Пропускането на работната течност от буталните камери на

стойките чрез подпорния клапан осигурява постоянен остатъчен активен подпор в хидравличните стойки през време на прибирането им и преместване на секцията. Това се отразява благоприятно при закрепването на горнището.

Работната течност също така постъпва от напорната магистрала 2 чрез обратния клапан 4_2, разпределители 4_1 и 4_3 в прътовите камери на хидравличните крикове 5 и 6. Буталните им камери са свързани със сливната магистрала 3. Секцията на крепежа се премества с активен подпор.

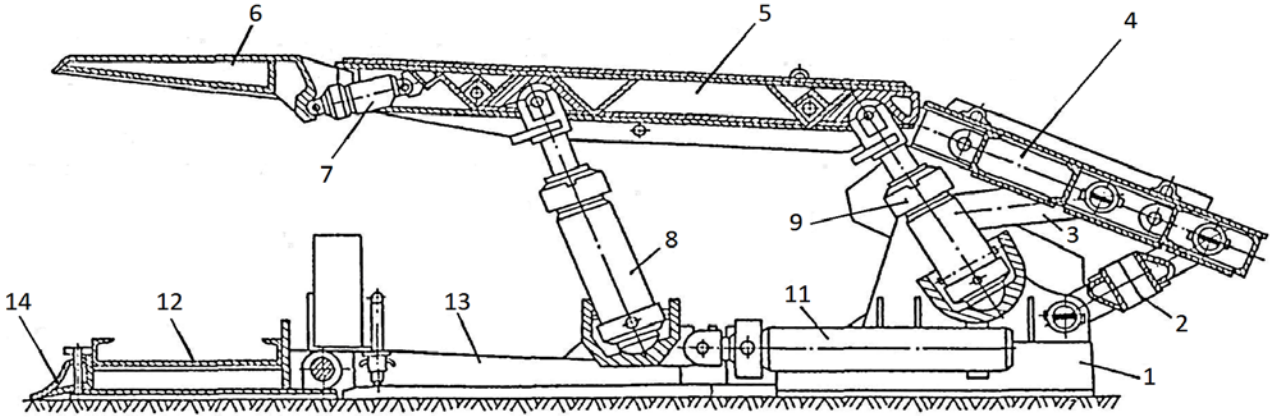
При разпъване на секцията разпределител 4_1 се поставя в положение I. Работната течност от напорната магистрала 2 чрез обратен клапан 4_2, разпределители 4_1 и 13, разтоварващите клапани 8_1 и 10_1 постъпва в буталните камери на стойките 7 и 9. От прътовите камери на стойките течността постъпва чрез разпределител 4, в сливната магистрала 3.

При придвижване на транспортьора разпределители 4_1 и 4_2 се поставят съответно в положение II и I. Работната течност от напорната магистрала 2 постъпва чрез обратен клапан 4_2, разпределители 4_1 и 4_3 в буталните камери на крикове 5 и 6: от прътовите камери на криковете течността отива в сливната магистрала 3. При придвижване на транспортьора се препоръчва да се включват едновременно една трета от общия брой крикове. Останалите крикове с двете си камери се свързват със сливната магистрала.

Разделното разтоварване на предната и на задната стойка 7 и 9 се извършва при превключване на разпределителя 13 в положение съответно II и I, при това разпределителят 4_1 се намира в положение III. Схемата на движение на работната течност при разделно разтоварване на стойките е аналогична на описаната по-горе при съвместно разтоварване.

Комплекс 1 МКМ. Предназначен е за работа в пластове с мощност 1,4-1,75m и наклон до 15°. Комплексът се състои от комбайн тип КШ-1КГ, 2К-52 или 1ГШ-68, верижен транспортьор, механизиран крепеж, електрически и хидравлични съоръжения.

Елементите на крепежната секция (Фиг.12.11) са аналогични на секцията на 2МКЭ. На фигурата те са показани със същите позиции. Различава се по това, че има един крик и един хидропатрон за поддържане на козирката. Освен това опората на задната стойка е изнесена по-назад в основата - към четиризвенния механизъм; хидравличният крик е по-къс и е свързан с транспортьора 12 чрез удължител 13. Транспортьорът откъм страната на забоя има зачистващ лемеж 14, служещ за насочване и по-лесно натоварване на материала.



Фиг.12.11. Секция на механизиран комплекс 1 МКМ

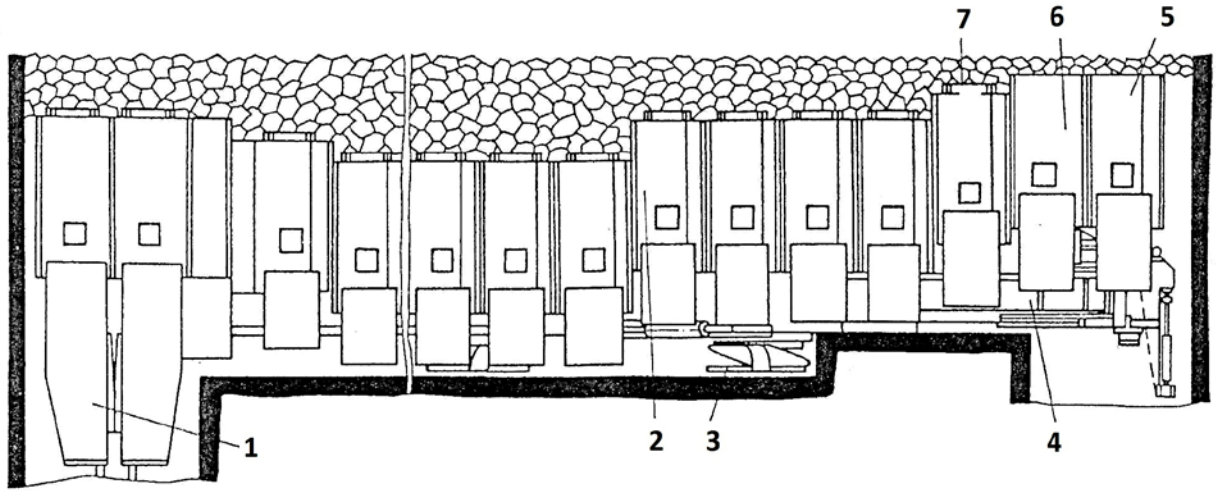
На фиг.12.12 е показана секция с товароносимост 2000kN и обхват от 1500 до 3300mm на немската фирма "Klekner Bekorit", която произвежда широка гама комплекси за разнообразни условия на работа. Пригоден е за съвместна работа с добивен комбайн. Състои се от две поддържащи стойки, хидравличен цилиндър, свързващ поддържащата и ограждащата част. Поддържащата част е снабдена с допълнителна козирка, поддържана от хидропатрон. Хидропатрон се използва и за промяна на положението на секциите на транспортьора и по този начин да се следи за промяната на наклона на пласта. Преместването на секцията и транспортьора се извършва чрез един хидравличен крик. Преместването на секцията и транспортьора със струга се извършва чрез един хидравличен крик.

Фиг.12.12. Секция на "Klekner Bekorit"

На повечето съвременни механизирани комплекси, когато комбайнът не е снабден с допълнителен шнек за натрошаване на материала над фронтовия транспортьор се монтира трошачка със собствено задвижване за натрошаване на по-големите парчета въглища, попаднали върху него и пречещи на нормалната работа на комплекса.

12.3.3. Ограждащо-поддържащи комплекси. У нас се използват комплексите 10КП, 20КП, 30КП и 2ОКП-70. Те са подобни по конструкция. Различават се по типа на използваните комбайни, транспортьор и крепеж.

Комплекси ОКП (Фиг.12.13). Използва се за изземване на хоризонтални и наклонени пластове с мощност 2-3,3 m.

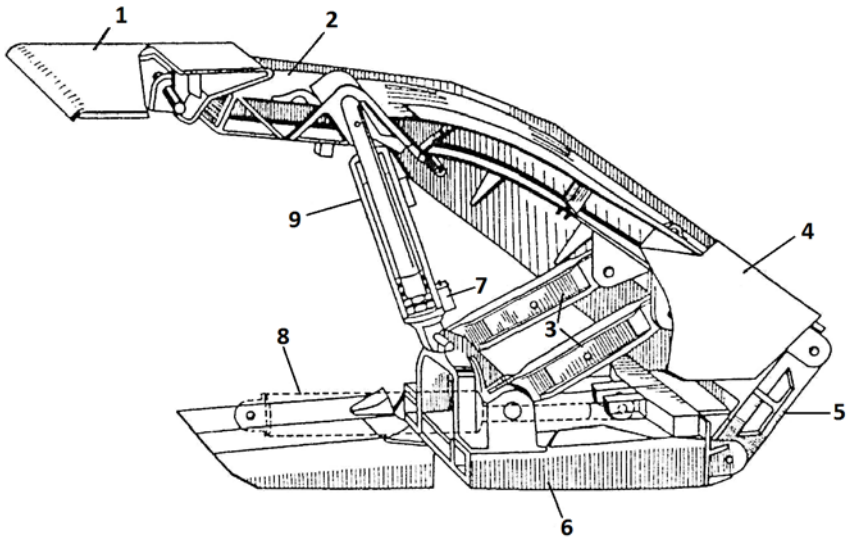


Фиг.12.13. Комплекс ОКП

Произвеждат се в четири типоразмера. В състава на комплекса влизат: кръстов крепеж 1, секции на фронтовия крепеж 2, комбайн 3, фронтов

транспортьор 4 с кабелопоставач, крайни секции 5, 6 и 7. Двете крайни секции 5 и 6 се монтират на вентилационния щрек, а 7 - на границата с фронта. Крайните секции 5 и 6 изостават от фронтовите с около 600mm. Те са свързани с хидравлични крикове с обръщателното верижно колело на фронтовия транспортьор. Секция 7 изостава от фронта с около 350mm. Конструкцията на крайните секции се различава от фронтовите с удължената си козирка.

На фиг.12.14 е показана фронтовата секция на механизиран крепеж Т-13К. Тя се състои от поддържаща козирка 1, ограждаща част 2, траверси 3 и 5, защитна плоча 4, основа 6, клапанен блок 7, крик за преместване 8 и поддържаща стойка 9.



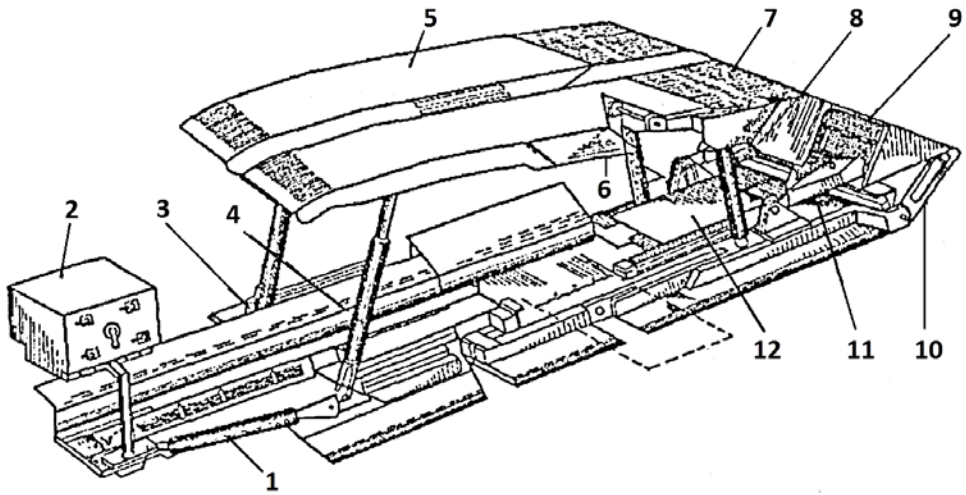
Фиг.12.14. Секция на механизиран крепеж Т-13К

Поддържащата козирка е закрепена шарнирно към ограждащата част. Тя може да се завърта на малък ъгъл и по този начин да се приспособява към неравностите на горнището. Ограждащата част е заваръчна конструкция във вид на затворена кутия, състояща се от надлъжни греди и стоманени листове. Едната страна на ограждащата част е снабдена със защитна плоча, а другата има подвижен борд за защита на работното пространство от попадане на скали от горнището.

Притискането на подвижния борд към съседните секции се извършва чрез пружини. Ограждащата част и основата са свързани с четиризвенен механизъм. Към основата са заварени две опори за закрепване на стойките и траверсите. Секциите на ЗОКП се различават с добавянето на хидропатрони за притискане на поддържащата козирка и подвижния борд.

Механизираният комплекс 2ОКП-70 се използва при ъгъл на западане до 35°. Той има по-голяма носеща способност. Увеличена е дължината на козирката. Секцията е снабдена с два хидравлични крика за преместване, с две напорни магистрали, което позволява едновременно преместване на всички секции или транспортьора без да се намалява скоростта на преместване.

12.3.4. Кръстов крепеж. В състава ма оборудването на комплексите ОКП влиза кръстов крепеж Т-6К. Предназначен е за закрепване на горнището в мястото на свързване на извозния щрек с фронта. Кръстовият крепеж се състои от две шрекови секции 1 и една крайна, монтирана на фронта.



Фиг.12.15. Кръстов крепеж

Секциите са свързани помежду си в един комплект. Върху основата на комплекта се монтира задвижването на забойния транспортьор. Двете секции на кръстовия крепеж се придвижват независимо една от друга. Конструкцията на кръстовия крепеж е показана на фиг.12.15. Състои се от крикове за преместване 1, пулт за дистанционно управление 2, две основи - предна 3 и задна 11, предни 4 и задни 8 стойки, поддържаща част 5, козирка 6, ограждаща част 7, предна 9 и задна 10 траверси на четиризвенния механизъм и крайна глава на транспортьора 12. Секцията е поддържащо- ограждащ тип. Задните стойки 8 са свързани за ограждащата част.

12.4. ГАЛЕРИЙНИ КОМПЛЕКСИ, ГАЛЕРИЙНИ ЩИТОВЕ И ТУНЕЛНИ ПРОБИВНИ МАШИНИ

12.4.1. Галерийни комплекси. При работа с галерийни комбайни се механизират само операциите по откъртване и натоварване на материала. При това скоростта на прокарване на подготвителните изработки се определя не от производителността на комбайна, а от времето за закрепване на изработката и за извършване на обменни операции на транспортните средства. При работа с галериен комбайн обикновено коефициентът на неговото използване е 0,25-0,3.

Следващ етап на развитие на механизацията при прокарване на подготвителни изработки е използването на комплекси. Комплексът позволява да се премине към непрекъсната (поточна технология, при която основните операции разрушаване, натоварване и транспортиране на материала, монтиране на временен и постоянен крепеж, доставяне на крепежа и др. се извършва едновременно.

При работа с комплекси коефициентът на използване на комбайна е до 0,8-0,9.

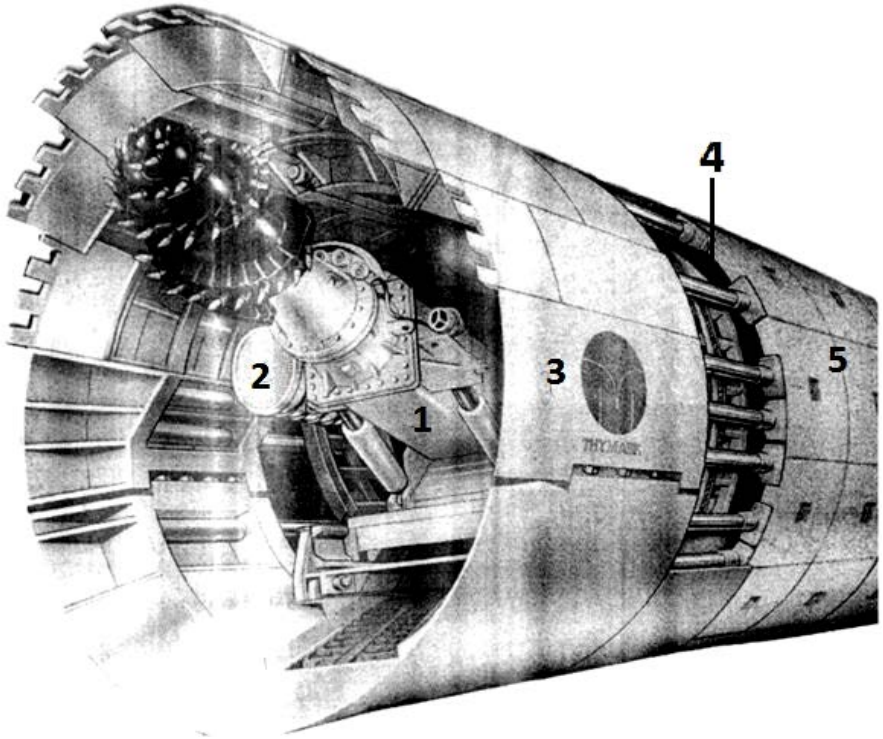
Галерийният комплекс включва комбайн, временен и постоянен крепеж, крепежопоставач и претоварач.

Конструкцията на галерийните комплекси зависи най-много от характера на скалите, в които се работи. Най-проста е конструкцията на комплексите при прокарване на изработки с анкерен крепеж. Комплексът се състои от галериен

комбайн и механизиран крепеж, състоящ се от прикритие на комбайна, поддържано от необходимия брой хидравлични стойки и пробивна машина за изграждане на анкерния крепеж. Галерийният комбайн работи под прикритието на крепежа, като едновременно с откъртването и натоварването на материала се пробиват и анкерните дупки и се монтират анкерите. Комбайнът се премества заедно със самопредвижващия се механизиран крепеж.

По-сложно е устройството и организацията на работа при прокарване на изработки със закрепване. Такъв е английският комплекс на компанията „Timark“, показан на фиг.12.16. В състава на комплекса влизат комбайн 1, прахоуловителна система 2, временен крепеж 3, хидравлични крикове 4, постоянен крепеж 5 и прикачно оборудване, състоящо се от крепежопоставач и други спомагателни съоръжения.

Комбайнът е с коронков изпълнителен орган. Подаването му към забоя се извършва чрез хидравлични крикове, монтирани във временния крепеж. Откъртеният материал се натоварва и се изнася до транспортното средство чрез пластинчат транспортьор. С напредването на изработката напредва и временният крепеж 3. Това става чрез хидравличните крикове 4, разположени по целия диаметър на комплекса. Криковете са запънати в постоянния крепеж 5. След изчерпване на хода на криковете буталните им прътове се прибират, след което с крепежопоставача се монтира следващата секция на постоянния крепеж и цикълът се повтаря. Комплексът е снабден с комбинирана система за прахоулавяне чрез изсмукване на праха и оросяване.



Фиг.12.16. Комплекс „Timark“

12.4.2. Галерийни щитове. Галерийният щит представлява подвижен метален крепеж, обикновено с цилиндрична форма. Използва се при сложни условия на прокарване на изработките – при слаби скали, подуване, плаващи пясъци, за тунели под надземни съоръжения, водни басейни, при строителство

на метро и др. При тези условия на работа се изисква непрекъснато закрепване на призабойното пространство. Щитовият начин за прокарване на минни изработки често е единствено възможният начин. При използването му скоростта на прокарване на изработките се увеличава няколко пъти и се подобрява безопасността на труда.

Галерийният щит има доста общи черти с показаният на фиг.12.16 галериен комплекс. Тук обаче става въпрос за по-сложно съоръжение, което е обвързано с всички изисквания на един комплекс и цели цялостно комплексно механизиране на всички операции. Под защитата на щита се извършват всички видове операции: разрушаване, натоварване, транспортиране на материала, поставяне на постоянен крепеж и др. спомагателни операции. Разрушаването на материала може да се извършва чрез къртачни чукове, пробивно-взривни работи, чрез товарачна машина или галериен комбайн. Щитовете се преместват напред чрез хидравлични крикове, които с подпират за постоянния крепеж.

Насоките за усъвършенстване на галерийните комбайни могат да се формулират така:

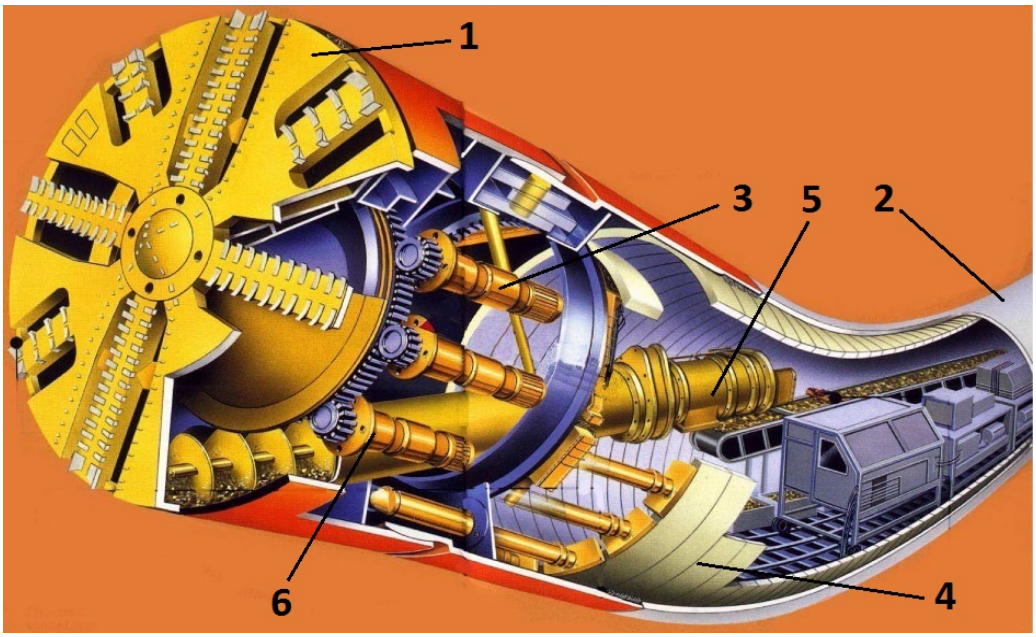
- разширяване областта на приложение на комбайните в по-твърди скали до $f = 16$;
- по-широко използване на комбайни с ударно действие и механи-хидравлични комбайни;
- усъвършенстване на конструкцията на изпълнителния орган с оглед намаляване на енергопоглъщаемостта на процеса рязане и увеличаване срока на службата;
- увеличаване енерговъоръжеността на комбайните;
- по-широко използване на унификацията при създаване на нови комбайни;
- по-широко внедряване на хидравлично задвижване;
- автоматизация на управлението и оптимизация на режима на работа;
- по-широко използване на комплекси.

12.4.3. Тунелни пробивни машини

На фиг.12.17 е показана ТПМ (тунелна пробивна машина) произведена от фирма „Herenkneht”, в провинция Баден-Германия и използвана при строителството на метрото в гр. София. Машината се състой от: въртяща се глава 1 с диаметър 9,6m, тяло 2 дълго 9m, със същия диаметър в което се намират 13 двойни хидравлични цилиндъра 3, с които се избутва машината напред по време на копане, 5 прикачени платформи по 12m, монтажна лапа за стоманобетонни изделия 4 и шнек за изкарване на изкопания материал навън. Задвижването на машината е електро-хидравлично.

Изпълнителен орган на машината е с едновременно обработване на цялата повърхност на забоя - планетен.

На първата платформа са разположени: кабина на оператора, миксер за бетонови инжекции, компресор, 3 помпи за бетон, лапа за разтоварване на стоманобетонни изделия, транспортно устройство за стоманобетонни изделия, транспортна лента за изкарване на пръста на повърхността, която минава през всичките платформи и въздухопровод.



Фиг.12.17. Тунелна пробивна машина

На фиг.12.18 е показана снимка на машината в тунелите на метрото на гр. София.

Фиг.12.18. ТБМ в гр. София

На втората платформа са разположени: 9 на брой големи хидромотори 6, които задвижват ротора, 4 по-малки хидропомпи за задвижване на цилиндрите, 10 тонен бидон с хидравлично масло, водоохладителна система и 3 бидона с химикали.

На третата платформа са разположени: електрическо табло, трансформатор, кухня, съд за бентонит и разпъваща се макара.

На четвъртата платформа са разположени: камера за стабилизиране на дишането под земята, 4 макари, от които 2 са за вода, а другите 2 за въздух и електрически мотор за задвижване на транспортната лента.

На петата платформа се намират: касетка за въздуховод и материалите за окачване на транспортната лента. Тези 5 платформи са разпределени на 3 нива (етажа) в машината.

На фиг.12.19 е показана тунелно пробивната машина с която се изработи тунелът между Швейцария и Италия под Алпите.

Фиг.12.19. Тунелно пробивна машина използвана за изработване на тунелите между Швейцария и Италия

Тази машина е предназначена за пробиване на твърди скали, което е видно от дисковете от кована стомана разположени на въртящата се глава и от начинът на подаване на главата към забоя (Две двойки хидравлични цилиндри шарнирно закрепени към червено боядисаните дъгови лапи).

Много често ТПМ се използват да пробиват тунели в слаби неустойчиви скали. При този тип ТПМ подаването на главата към забоя става от хидравлични цилиндри които се отблъскват от поставените вече бетонни пръстени, а зад въртящата се глава се намира камера пълна с бетонитова каша под налягане.

Бетонитовата каша е продукт от изкопания от машината материал, произвежда се над повърхността и представлява гъст пулп – механична смес от вода и ситни частици изкопана земна маса които се доставят обратно в ТПМ от огромни шлам помпи.

Натискът на бетонитовата каша върху нестабилните слаби скали не позволява те да колабират и предпазват машината от тях до моментът на поставяне на бетонните пръстени на тунела.

13. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ ЗА ДОБИВА НА ПОЛЕЗНИ ИЗКОПАЕМИ ПО ОТКРИТ НАЧИН

1. Общи сведения. Под открит рудник се разбира съвкупността от минните изработки, машините и оборудването изпълняващи комплекс от производствени процеси с цел добив на полезно изкопаемо по открит начин, обособени като самостоятелна производствено-икономическа единица влизаща в състава на минните предприятия.

Разработването на ново находище или на част от него обхваща няколко основни етапа на работа, които се осъществяват в следната последователност:

1. Подготовка на повърхността на рудничното поле.
2. Отводняване на находището и прегражданe на повърхностно течащите води.
3. Разкриване на находището (минно-капитални работи).
4. Откриване на находището на полезно изкопаемо чрез отделяне на откривката от полезното изкопаемо (откривни работи).
5. Добивни работи.
6. Възстановяване терените на нарушени при провеждане на минните работи и предоставянето им на селскостопанския или горски фонд.

Подготвителните работи включват изкореняването на дървета и храсти, изсушаване на влажните зони, преместването на коритата на реки и ручеи извън зоната на рудника и др. Всички тези операции се извършват последователно, а при развитие на минните работи паралелно, но в последователност, която съответства на технологията за открит добив на полезното изкопаемо.

Разкриването (минно-капиталните работи) включва прокарването на капитални траншеи, които осигуряват достъп на транспорта до находището, а също така и подготовка на първоначален фронт на откривните и добивните работи. Към минно-капиталните работи се отнасят и работите по прокарване на различни траншеи за създаване на първоначален фронт за експлоатация на находището.

Откривните работи се извършват с цел да се разкрие полезното изкопаемо посредством отделяне на покриващите и вместващите го скали. Откривните работи, изпълнявани през строителният период, се отнасят към минно-капиталните. Текущите откривни работи, които се изпълняват през периода на експлоатация за създаване на необходимия фронт за добивни работи, спадат към подготвителните.

Целта на добивните работи е да се осъществи планомерен добив на полезно изкопаемо с необходимото качество.

Едно от най-важните направления в областта на опазването на околната среда се явява рекултивацията (възстановяването) на земната повърхност, нарушена при откритото разработване на полезни изкопаеми. Съгласно нормативните документи, регламентиращи опазването и възстановяването на природната среда при открит добив, в мащабите на цялата страна от 1980г. е задължително извършването на рекултивация в рудниците и кариерите.

Съвременните методи за разработване на полезни изкопаеми по открит начин се свеждат до използването на: механични и хидромеханични средства на

минното производство.

Основни средства за механично добиване на полезните изкопаеми са багерите, сондите и средствата за транспорт на полезното изкопаемо и откривката.

Транспортните машини са предназначени за преместване на полезното изкопаемо или откривката. Полезните изкопаеми се транспортират до обогатителните фабрики, металургичните заводи, електрическите централи, брикетните фабрики или до временните складове. Откривката се премества на насипища намиращи се намират в пределите на рудника или извън него. Първите се наричат вътрешни, а вторите външни насипища.

Транспортните средства използвани при открит добив на полезни изкопаеми са железопътните подвижни състави, голямогабаритни автосамосвали или лентови транспортьори. В някои случаи преместването на откривката се извършва от откривни багери без използването на транспортни средства. В този случай се говори за безтранспортна система за разработване на полезното изкопаемо.

Разтоварването на откривката върху насипището се извършва от мобилни машини и съоръжения, които се преместват в процеса на разработването на находището.

2.Условия на залягане на находищата от полезни изкопаеми разработвани по открит начин.

По открит начин се разработват находища с различна форма и начин на залягане в разнообразни природни условия.

В зависимост от положението на залежа спрямо земната повърхност находищата биват: повърхностни, намиращи се на повърхността или покрити с наноси с малка мощност, дълбоко залегнали, разположени на значителна дълбочина под повърхността, планински тип, разположени върху възвишения и склонове на планини, планинско дълбочинни, частично разположени на склонове на планини.

Според ъгълът на залягане спрямо хоризонта находищата от полезни изкопаеми биват: полегати до $10 \div 15^o$, наклонени - $10 \div 30^o$ и стръмни над 30^o.

В зависимост от мощността залежите от полезни изкопаеми биват: с малка дебелина до $2 \div 5m$, с малка мощност - $6 \div 20m$, със средна мощност - $20 \div 40m$, с голяма мощност над $40m$.

Според строежа на залежа се различават няколко типа:

1. Прости залежи. Имат еднороден строеж без съществени прослойки и включения, което дава възможност за общо изземване на полезното изкопаемо.

2. Сложни залежи. Те съдържат наред с кондиционното полезно изкопаемо прослойки или включения на скали и некондиционни сортове полезни изкопаеми с ясно изразени контакти. Разработват се селективно.

3. Разсредоточени залежи. Имат много сложен строеж, характерен с липса на закономерност в разпределение на различните геоложки разновидности и ясно изразени контакти. За разработването на такива находища се прилагат специални методи и се провеждат допълнителни геологопроучвателни работи.

Начинът на залягане на находищата определят избора на технология за добив на полезното изкопаемо и вида на добивната и транспортна техника в

открития рудник.

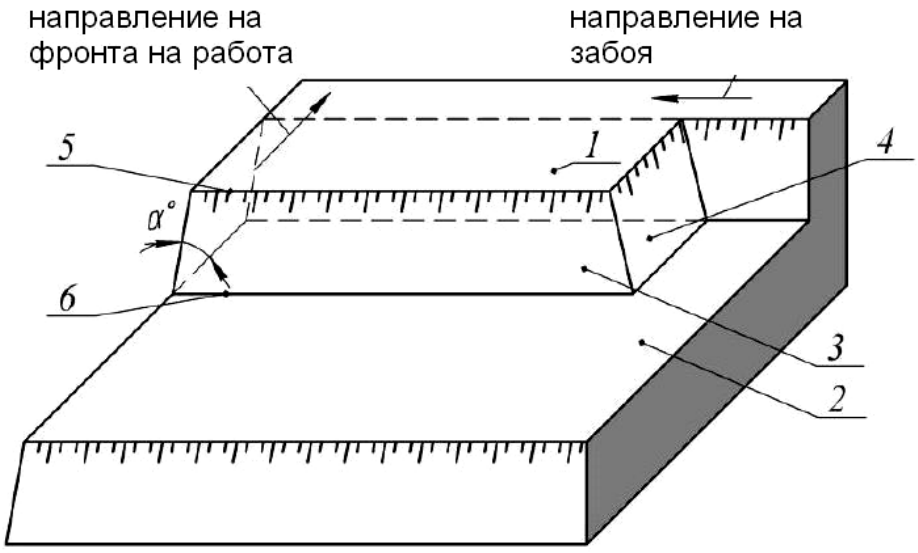
3. Основни елементи на откритите минни работи.

За разработване на едно находище по открит начин, мощността на полезното изкопаемо и вместващите скали се разделят във вертикално направление на хоризонтални и наклонени слоеве, които се изземват с изпреварване на горните спрямо долните. В резултат на това рудникът приема стъпаловидна форма (Фиг.13.1).

Фиг.13.1. Елементи на откритията рудник

Стъпалото при открити минни работи (Фиг.13.2), представлява част от мощността от полезното изкопаемо или откривката, разработван със самостоятелни средства за изземване и транспорт.

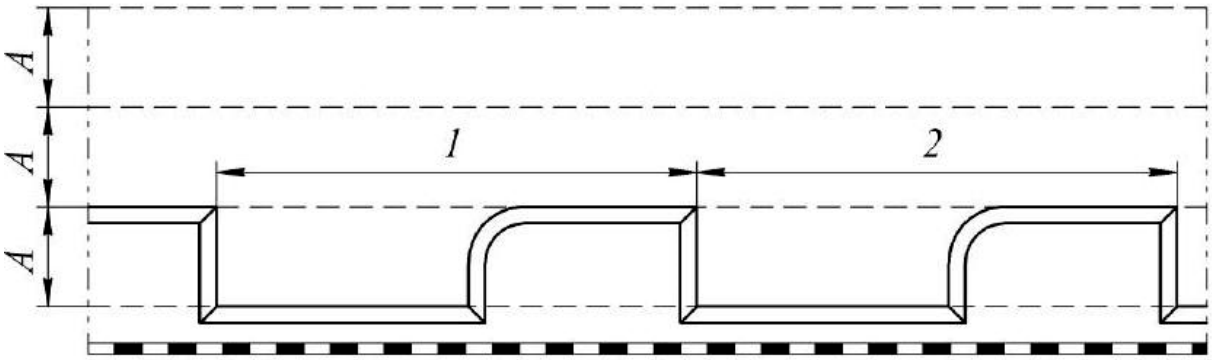
Част от стъпалото по неговата височина, която се разработва със самостоятелни технически средства но използва транспорт общ за цялото стъпало се нарича подстъпало. Хоризонталните площадки ограничаващи стъпалото по височина се наричат долна и горна площадка на стъпалото.



Фиг.13.2. Елементи на стъпалото

1 – горна площадка; 2 – долна площадка; 3 – откос; 4 – забой;
5 – горен ръб на откоса; 6 – долен ръб на откоса; α - ъгъл на откоса.

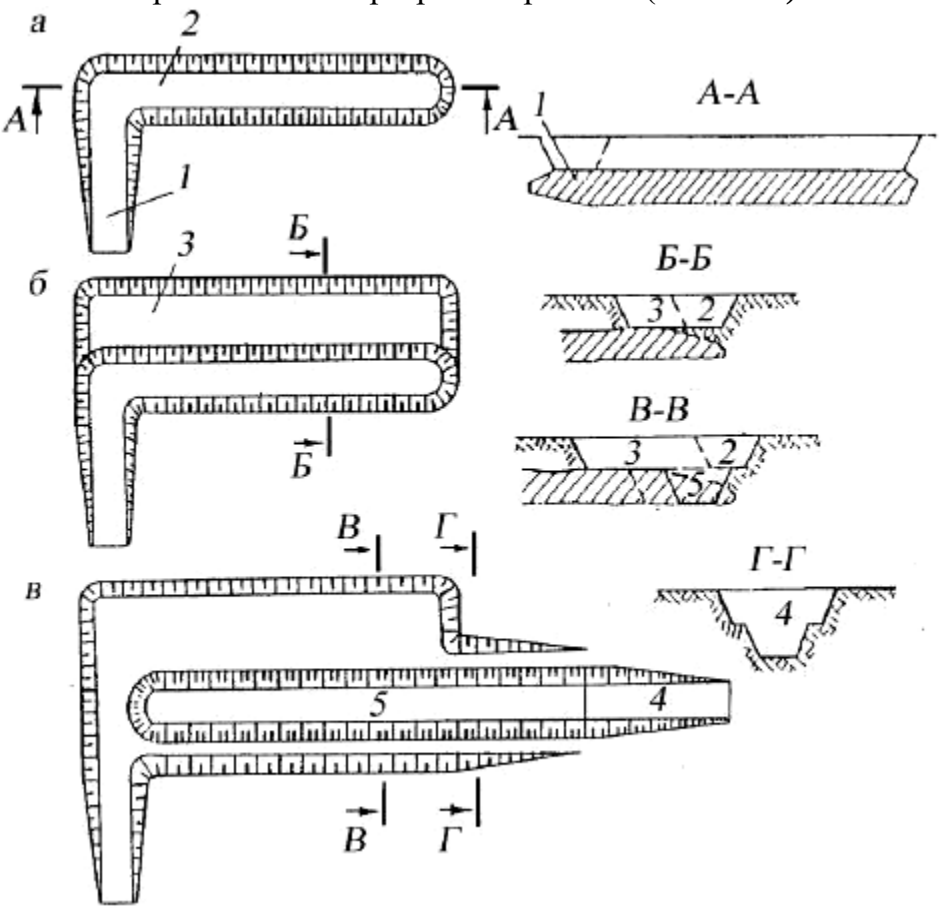
По широчина стъпалата обикновено се разработват на последователни успоредни ивици наречени заходки „А” (Фиг. 13.3).



Фиг.13.3. Последователност при разработване на стъпалото
А – заходки; 1, 2 – блокове

Хоризонтът, на който се разполага основното оборудване се нарича работен, а площадката на която това оборудване се установява – работна площадка.

За да се достигне от земната повърхност до работният хоризонт се прокарват капитални траншеи, а разработването на отделните стъпала се осъществява със строителство на разрезни траншеи (Фиг.13.4).



Фиг.13.4. Последователност на минните работи в открит рудник от пускането му в експлоатация при хоризонтално залягащо находище

Капиталните (извозни) траншеи служат за разкриване на находището или отделни негови участъци, които създават връзки между работните хоризонти на

рудника и земната повърхност.

Разрезните траншеи са продължение на капиталните и служат за създаване на първоначален фронт на откривните или добивните работи на всеки хоризонт.

Основните параметри на траншеите са: напречно сечение (обикновено трапецовидно), широчина на основата (дъното), начална и крайна дълбочина, надлъжен наклон на основата, дължина на траншеята, ъгъл на откосите на бордовете и строителен обем.

Етапите при разработване на хоризонтално залягащо находище от полезно изкопаемо включват най-често строителството на една или две капитални и разрезни траншеи по границата на находището от полезно изкопаемо.

Последователността при развитието на минните работи при разкриване на хоризонтално залегнало находище е показана на фиг.13.4. Първоначално (Фиг.13.4.а) от повърхността до горнището на пласта се прокарва наклонена капитална траншея 1. След това разрезна траншея 2. Разширявайки единия борд на траншеята (Фиг.13.4.б) се оформя работната площадка 3 (Фиг.13.4.в), широчината на която трябва да обезпечи разполагането на работното оборудване и възможност за строителство на разрезна траншея по пласта.

14. ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ

14.1. ПРЕДНАЗНАЧЕНИЕ И КЛАСИФИКАЦИЯ. ОСНОВНИ КИНЕМАТИЧИ СХЕМИ НА БАГЕРИТЕ С МЕХАНИЧНО ЗАДВИЖВАНЕ НА РАБОТНИЯ ОРГАН

Първите еднокофови багери са създадени в началото на XX в. Използвани са за строеж на ж.п. линии в САЩ. Те са били с парно задвижване на релсов ход. В минното дело се използват от 1877 г. за разкриване и добив на въглища. Първите конструкции се произвеждат като права лопата, а по-късно като драглайн, кран, обратна лопата и грайфер. Отначало са специализирани, а по-късно се строят като универсални машини с сменяемо работно оборудване. От 1910г. започва да се използва гъсеничният ходов механизъм, а от 1930г. - пневмоколесният за леките модели. По това време се появява крачещият ходов механизъм. Задвижването на багерите отначало е парно, а след това електрическо или с двигатели с вътрешно горене.

У нас за първи път са използвани еднокофови багери през 1921 г. в рудници "Куциян" и "Гладно поле" в Перник за разкриване на въглищния пласт. Те са били с парно задвижване. Използването им е било твърде ограничено поради липсата на пласмент на въглищата. След построяването на откритите рудници „Кремиковци”, „Медет”, „Елаците”, и „Асарел”, както и на редица други по-малки рудници еднокофовите багери се използват масово за добив на руди, нерудни изкопаеми и въглища.

14.1.1. Предназначение на еднокофовите багери.

Еднокофовите багери са самоходни земекопни машини, предназначени за копаене на скалната маса, за преместването й на сравнително малки разстояния и за разтоварването й върху транспортни средства или на

насипите.

Работният цикъл на еднокофовите багери се състои от следните операции: копаене, преместване на напълнената кофа до мястото на разтоварване, разтоварване и връщане на кофата до забоя. След като багерът изкопае и натовари скалната маса, която се намира в обсега на действие на работния му орган, той се премества по-близо до забоя. Работният цикъл на еднокофовите багери се повтаря и затова те се наричат багери с периодично действие.

Всички еднокофови багери имат следните основни механизми: работен орган, въртяща се платформа, ходов механизъм, задвижващ механизъм и спомагателни механизми.

14.1.2. Класификация на еднокофовите багери.

Еднокофовите багери се класифицират според:

1. Задвижването - с електрическо задвижване, с двигател с вътрешно горене и с комбинирано задвижване.

2. Вида на работния орган:

- при кофа твърдо закрепена към машината (багер права лопата, обратна лопата и струг);

- при кофа еластично закрепена към машината (драглайн, грайфер и кран).

3. Вида на ходовия механизъм - с пневмоколесен, колесен, гъсеничен, релсов ходов механизъм, крачещи и плаващи.

4. Обема на кофата - леки (до $4m^3$), средни ($4-12m^3$) и тежки (над $12m^3$).

5. Оборудването - универсални, полууниверсални и специализирани.

Универсални са багерите с малка мощност. Те имат сменяем работен орган. Специализирани са багерите само с един работен орган. Такива са багерите с голяма мощност.

6. Предназначението си:

- строителни - използват се в строителството - универсални или полууниверсални;

- руднично-строителни - с обем на кофата до $12m^3$ - използват се в строителството и откритите рудници като спомагателни багери или при малки по обем разкривни и добивни (най-често са полууниверсални);

- руднични - с обем на кофата от 4 до $40m^3$ - използват се в откритите рудници за изкопаване и натоварване откривката или полезните изкопаеми в транспортни средства, намиращи се на нивото на багера: те са с повишена якост, работят в плътни скали, най-често са багер права, обратна лопата или драглайн:

- багери за разкриване на полезни изкопаеми - с обем на кофата от 12 до $250m^3$ - използват се за разкриване и разработване на високи забои с преместване на материала от забоя в насипището посредством работните си органи, най-често се използват като права лопата или драглайн;

- тунелни - багери с малки размери - използват се за натоварване на материала при прокарване на тунели, подземни изработки с голямо сечение и др.

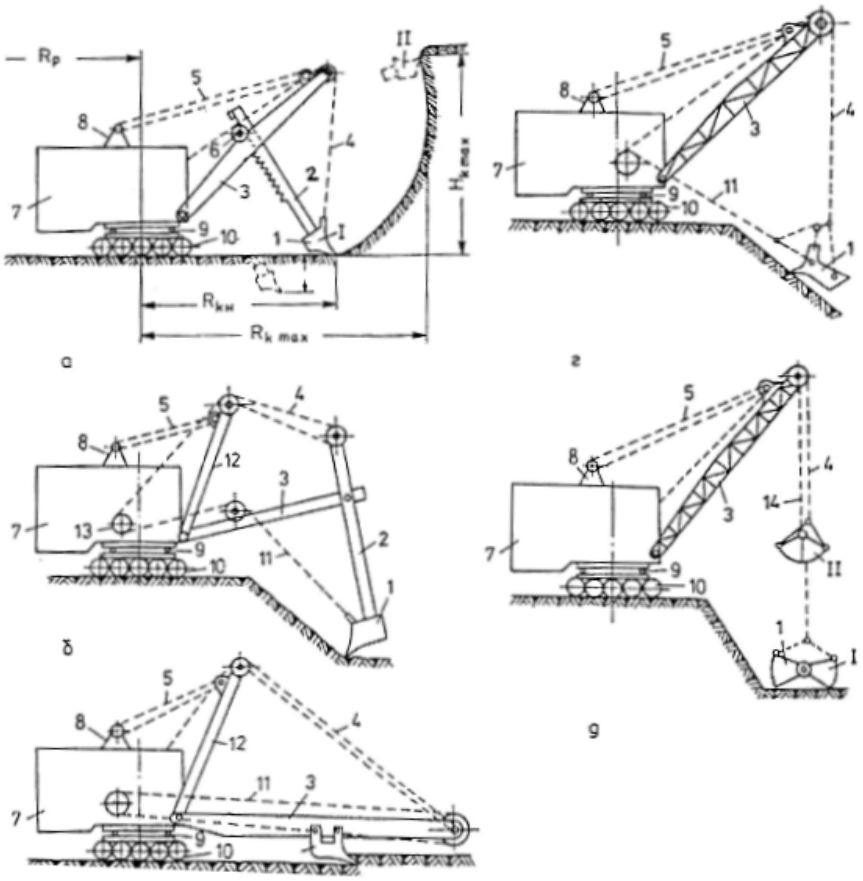
6. Начин на задвижване на работния орган – въженомеханични, хидравлични и комбинирани.

14.1.3. Основни кинематични схеми на багерите с механично задвижване на работния орган.

Основните конструктивни схеми, използвани при еднокофовите багери с въженомеханично задвижване на работния орган са показани на фиг.14.1.

Багер-права лопата е показан на фиг.14.1а. Това е най-често използвания работен орган на еднокофовите багери. Багерът се състои от кофа 1, ръка 2, стрела 3, подемно 4 и поддържащо 5 въжета, напорен механизъм 6, въртяща се платформа 7, двунога стойка 8, механизъм за въртене 9 и ходов механизъм 10.

Ръката се свързва със стрелата чрез специално устройство, което й позволява да се завърта около напорния вал при повдигане и спускане на кофата и да се движи напред назад. Долният край на стрелата е закрепен шарнирно към въртящата се платформа 7 наречена горен строеж на багера, горният й край е окачен чрез стоманени въжета 5 към двуногата стойка 8. Въртящата се платформа чрез ролков опорен кръг се опира на рамата на гъсеничния ходов механизъм. Завъртането се извършва около оста на багера на 360° в двете посоки. Върху въртящата се платформа са монтирани повечето от механизмите на багера - напорната и стрелова лебедка, механизмът за въртене, задвижващите механизми и механизмите за управление.



Фиг.14.1. Конструктивни схеми на еднокофови багери с въженомеханични механизми

Копаенето се извършва при движение на кофата от положение I до положение II. Кофата се премества чрез подемната лебедка и подемното въже 4. Едновременно с това чрез напорния механизъм кофата се притиска към забоя. След това багерът се завърта и кофа заема положение III за разтоварване на материала. След разтоварване багерът се завърта към забоя и кофата се спуска в изходно положение I.

Основните работни размери на багера са:

R_{KH} - радиус на копаене на нивото на стоене на багера;

R_{KMAX} - максимален радиус на копаене;

R_P - радиус на разтоварване;

h_K - дълбочина на копаене;

H_{KMAX} - максимална височина на копаене;

H_{PMAX} - максимална височина на разтоварване.

При багерите права лопата дълбочината на копаене е малка. Работните размери на багера зависят от дължината на ръката и стрелата и от ъгъла т наклона на последната.

При извършване на основните операции – копаене, завъртане, разтоварване придвижване на багера трябва да се съблюдават някои правила. По-важните от тях с следните.

Копаенето да се извършва при постоянна скорост на движение на кофата по възможност плавно и без удари. При работа в тежки условия багерът да се премества по често, за да не се налага голямо изтегляне на ръката. В зависимост от якостта на скала, кофата се напълва при преминаване на по-дълъг или по-къс път. Дебелината на срязваната стружка се регулира чрез напорния механизъм. Преди започване на завъртането на платформата ръката трябва леко да се прибере, за да не се допира кофата до забоя. Ако това не се спазва се получават големи странични натоварвания, за които работният орган не е оразмерен. Трябва да се подбират схеми на работа, при които ъгълът на завъртане да бъде минимален. Ако ъгълът на завъртане е близък до 180°, се прави пълен кръг. При товарене в транспортно средство кофата трябва да се спуска ниско, за да се избегнат ударите върху него. При работа в глинени материали разтоварването е затруднено, затова трябва да се извършва с резки тръскания. Обемът на транспортното средство трябва да бъде поне 2 пъти по-голям от обема на кофата. При разтоварване на насипището често се извършва още по време на въртене на багера. Преместването на багера трябва да се извършва при изчерпване на определен ход на ръката. За твърди скали - при изчерпване на 40% от хода, за меки скали - 70% от хода на ръката.

Предимствата на багера-права лопата, са простотата на конструкцията, възможността да работи в по-твърди скали и най-малката продължителност на цикъла. Багер-обратна лопата с въженомеханичен механизъм е показан на фиг.14.1б. Означението на различните елементи на багера е показано със същите позиции. Това важи и за всички схеми, показани на фигурата. Тук допълнително се използва теглително въже 11 и предна стойка 12. Ръката е свързана чрез шарнир към стрелата, а тя от своя страна с платформата. През

време на работа, за разлика от багерите права лопата, стрелата изменя наклона си. Траекторията на движение се определя от движението на подемното 4 и теглителното 11 въжета, които се навиват на барабаните на двубарабанната лебедка 13.

Багерите-обратна лопата се използват и в строителството за изкопаване на материали, намиращи се под нивото на стоене на багера.

Багер-струг е показан на фиг.14.1в. Стрелата 3 е разположена хоризонтално или под наклон. При работа кофата се премества напред по дължината на стрелата, теглена от теглителното въже 11. Връщането й назад става под действие на собственото й тегло. Разтоварването на материала се извършва през задната отваряща се страна на кофата в момент, когато платформата се е завъртяла в определено положение, а стрелата е издигната нагоре. Багерът-струг се използва за изравняване на площадки или за зачистване на открития пласт полезни изкопаеми.

На фиг.14.1г е показан багер-драглайн. Копаенето се извършва при движение на кофата по забоя под действие на теглителното въже 11. След това чрез подемното въже 4 кофата се повдига и багерът се завърта към мястото на разтоварване. Кофата е окачена към подемното въже по такъв начин, че когато теглителното въже е леко опънато, тя се намира в хоризонтално положение. При отпускане на теглителното въже кофата се обръща с предната си част надолу и се разтоварва. След разтоварването багерът се завърта и кофата се спуска върху почвата за снемане на нова стружка.

Драглайните могат да работят както при горно, така и при долно копаене. По-често се използват за изземване на материали, разположени под площадката на стоене на багера. Драглайните работят при по-меки скали в сравнение с багерите права лопата. Мощните драглайни могат да работят и в по-твърди включително и взривени скали. При натоварване на материала върху транспортно средство производителността на драглайна намалява, поради загубата на време за точно нагласяване на кофата върху транспортното средство. Поради това в откритите рудници обикновено драглайните се използват за разкриване на полезните изкопаеми при работа по безтранспортната система с едно или две прехвърляния на материала на вътрешно насипище.

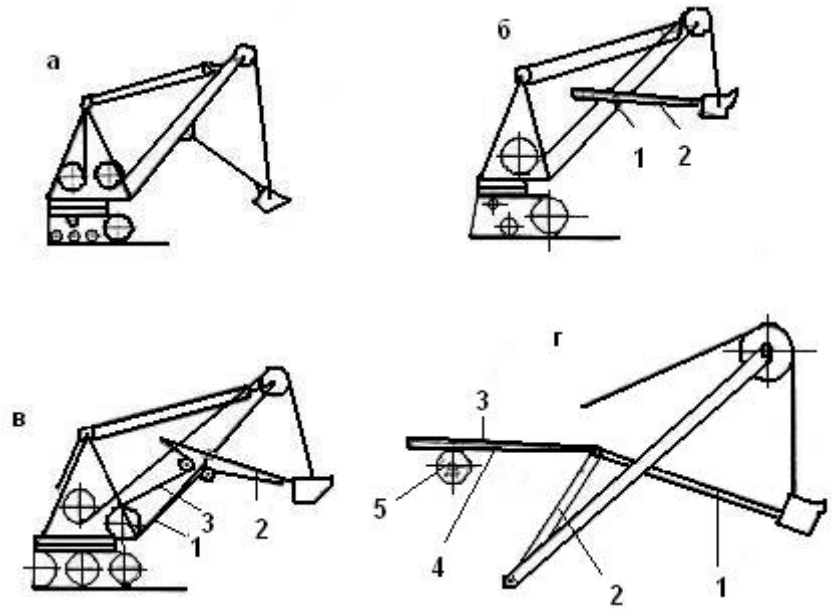
Багер-грайфер е показан на фиг.14.1д. Работният орган на грайфера се състои от кофа 1 с няколко челюсти, подемно въже 4 и затварящо въже 14. Въжето 14 служи за затваряне и отваряне на челюстите на грайферната кофа. При загребваме работят и двете въжета, като кофата заедно с напълването се затваря. Отварянето на челюстите си извършва, когато кофата виси само на подемното въже.

Освен показаните на фиг.14.1 основни конструктивни схеми се използват още багер-кран, засипвател, стъргало, изкоренител, планировчик на наклон,товарач и др. Конструктивната схема на багера до голяма степен се определя от вида на напорния механизъм. Видовете напорни механизми са показани на фиг.14.2.

Лостов напорен механизъм е показан на фиг.14.2а. Напорната сила се създава при наклоняване на стрелата. Използва се само при леките модели.

Зъбно-рейков напорен механизъм е показан на фиг.14.2б. Намира най-

голямо приложение. Въртеливото движение на напорния вал чрез зъбно колело 1 и зъбния гребен 2 се превръща във възвратно-постъпателно движение на ръката.



Фиг.14.2. Схеми на напорни механизми на еднокофови багери с въженомеханично задвижване на работния орган

Въжен напорен механизъм е показан на фиг.14.2в. Напорният механизъм се състои от два напорени барабана 1, към който са свързани по две въжета - напорно 3 и възвратно 2. Те минават през отклонителни ролки 4, монтирани на стрелата и ролки 5, монтирани в двата края на ръката. По такъв начин въртенето на напорния барабан в съответната посока предизвиква преместване на ръката напред или назад. Механизмът има просто устройство и обслужване, а при работа е сигурен.

Коляно-лостов напорен механизъм показан на фиг.14.2г се използва обикновено при свръхтежките багери, тъй като ръката и стрелата са отделени и по този начин могат да се създават по-големи подемни и напорни усилия. Ръката 1 е свързана шарнирно с коляното 2 и гредата 3. На гредата е закрепен зъбният гребен 4. Ръката се задвижва чрез зъбно колело 5.

14.2. ХИДРАВЛИЧНИ ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ. ОСНОВНИ КИНЕМАТИЧИ СХЕМИ

14.2.1. Предимства на хидравличните еднокофови багери

В сравнение с багерите с въжено напорен механизъм, хидравличните багери имат по-малка маса, при една и съща вместимост на кофата (примерно два пъти при вместимост на кофата 7,5m^3), по-голяма мобилност (средно 2,5 пъти по-висока скорост), повишена маневреност, способност за селективно изземване, способност за преодоляване на наклони 30-40%, възможност загребването да започва на каквато и да е височина на стъпалото, възможност за регулиране на ъгъла на рязане по отношение на забоя, което осигурява по-висок коефициент на напълване на кофата, способност за зачистване на долнището на стъпалото.

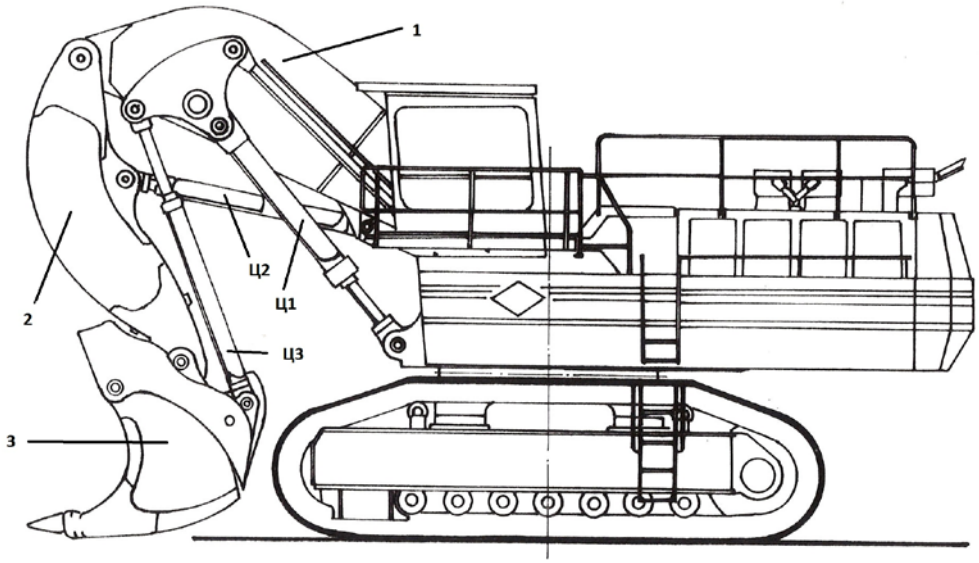
Към преимуществата им трябва да се причислят и значително съкратените срокове за монтаж.

Благодарение на тризвенната конструкция на работния орган, хидравличните багери осигуряват копаене с максимално усилие на всякаква височина на внедряване на кофата. В практиката се използват челюстни кофи (с отварящо се дъно), чиято конструкция намалява износването на транспортните средства за сметка на по-точното товарене и намалената височина на падане на късовете материал.

У нас приложението на хидравличните еднокофови багери също се разширява. Според публикувани данни в страната понастоящем работят над 4000 строителни багери с вместимост на кофата до 4m^3. Освен традиционното им използване при изкопни работи в жилищното и пътното строителство и при прокарване на напоителен канал, през последните години хидравличните багери се наложиха в откритите рудници, където заменят морално и физически остарелите въжено-механични багери (предимно ЭКГ-4, ЭКГ-8И, ЭКГ-4,6).

Първите хидравлични багери с обем на кофата по-голям от 4 m^3 са внедрени в редовна експлоатация в рудник ”Елаците”. Те са тип „Broyt X 52”. Обемът на кофата при тях е 5,3m^3. През последните години най-големите невъглищни открити рудници, а именно рудник „Елаците” и рудник „Асарел”, са оборудвани с хидравлични еднокофови багери. Освен тях в минното производство се използват и челни товарачи (например Caterpillar 992 D в рудник „Асарел”).

14.2.2. Кинематика на хидравличните еднокофови багери,

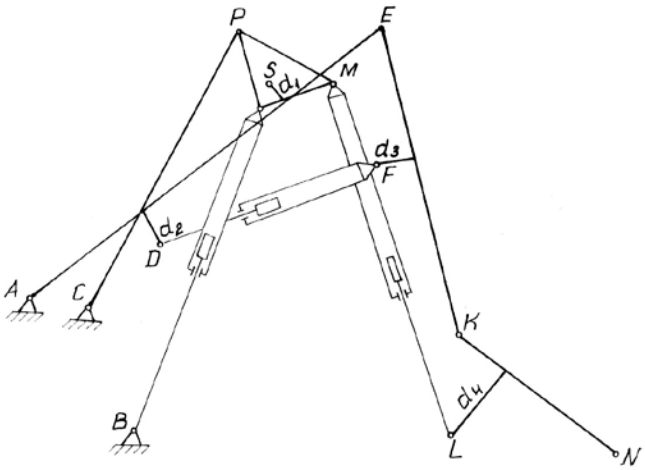


Фиг.14.3. Общ вид на багер O&K RH 200 C

На фиг.14.3 е показан общ изглед на хидравличния багер. Съгласно тази схема работното оборудване на машината се състои от три основни звена: стрела 1, ръка 2 и кофа 3, свързани последователно със самостоятелни шарнирни връзки позволяващи завъртането им едно спрямо друго. Движението на елементите на работния орган се осъществява от три двойки хидравлични цилиндъра: Ц1, Ц2 и Ц3. Цилиндрите Ц1 осигуряват завъртане на стрелата 1 около шарнира А.

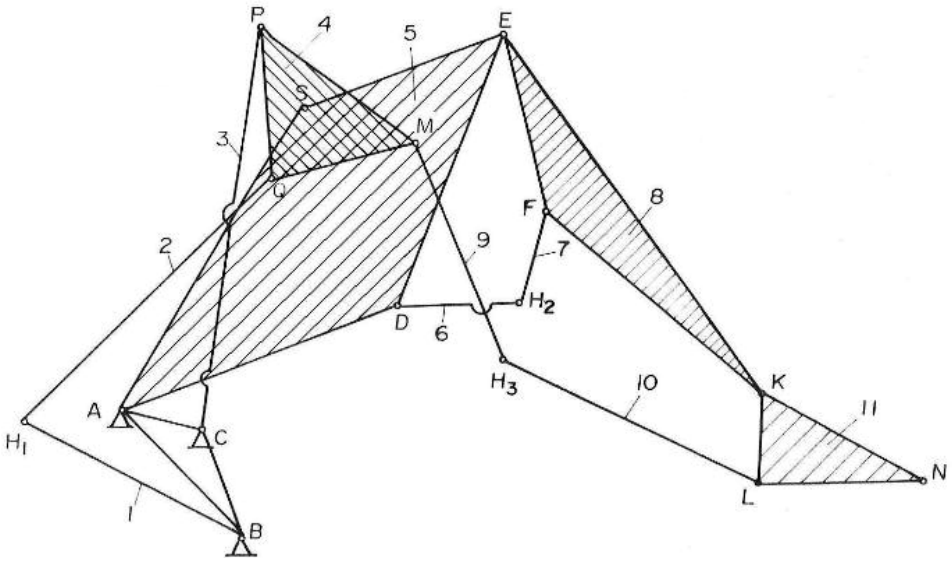
Цилиндрите Ц2 осигуряват завъртане на ръката 2 около шарнира Е, а завъртането на кофата 3 около шарнира К се осъществява от цилиндрите Ц3. Резултатното движение на точка N (предния режещ ръб на кофата), описваща траекторията на рязане, се осъществява от наслагването на изброените три самостоятелни въртения, определящи трите степени на свобода на разглежданата система. За да бъде създадена заместваща кинематична схема на работният орган, с багера се свързва относителна пространствена Декартова координатна система OXYZ, ориентирана така, че: ос OZ съвпада с оста на въртене на горния строеж (с оста на опорния кръг на въртящата се платформа); ос OX лежи в равнината на стоене на багера и се дава от пресечницата на тази равнина с равнината на симетрия на изпълнителния орган; ос OY е перпендикулярна на равнината XOZ и заедно с осите OX и OZ образува дясно ориентирана Декартова координатна система.

На фиг.14.4 е показана заместваща кинематична схема, еквивалентна на действителната схема на елементите на работното оборудване на багера. Всяка отделна шарнирна връзка между звената на системата е отбелязана със самостоятелна буква.



Еквивалентната заместваща схема на механизма, показана на фиг.14.5 се получава като всяка двойка хидравлични цилиндри, представляващи променливо по дължина звено, се замества с две шарнирно свързани звена (само в структурния анализ). С цифри от 1 до 11 са номерирани отделните звена на механизма. Броят на звената е $n=11$, а броят на шарнирните връзки $p_5=15$.

Фиг.14.4. Заместваща кинематична схема на работния орган на багера.



Фиг.14.5. Еквивалентна заместваща схема за определяне степените на свобода

В такъв случай за броя на степените на свобода могат да бъдат определени от израза:

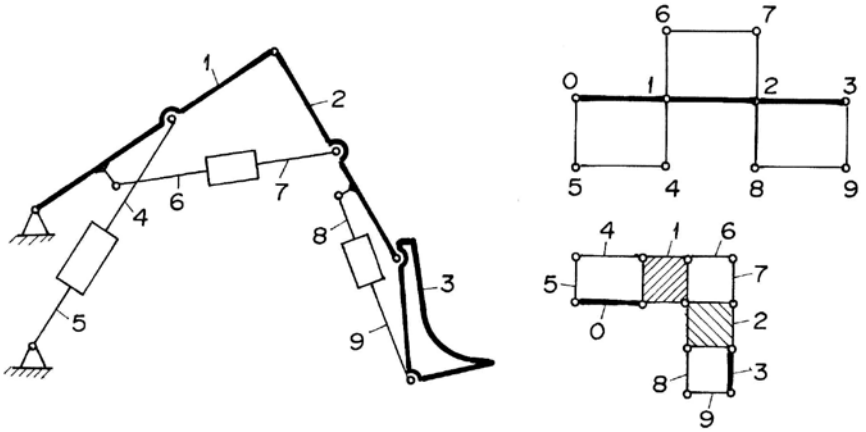
$$h = 3n - 2p_5 = 3.11 - 2.15 = 3 \qquad (14.1)$$

където: $n = 11$ е броя на звената;

- $p_5 = 15$ е броят на шарнирите.

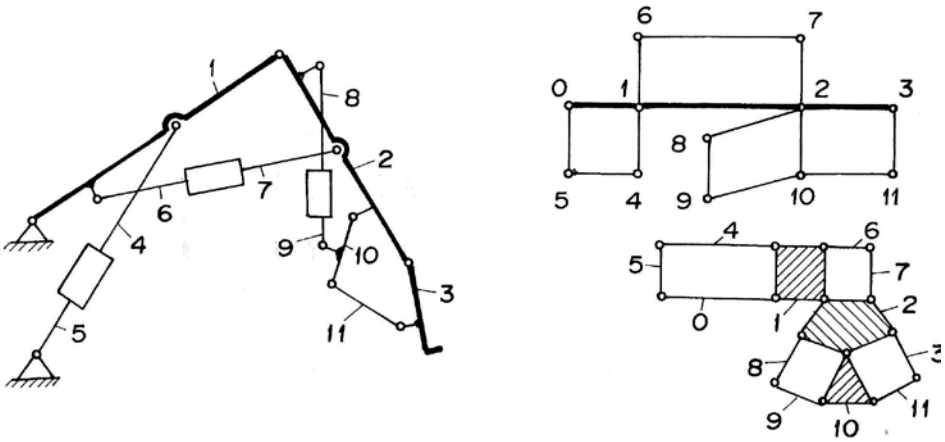
14.2.3. Основни кинематични схеми на работния орган на хидравличните еднокофови багери тип „права лопата”.

На фиг.14.6 е показана кинематичната и еквивавалентна заместваща схема на работния орган на багери тип ЭО-6124 произвеждани в Русия. Багерите са хидравлични, еднокофови тип ”права лопата”, чиито работен орган се задвижва от три хидравлични цилиндъра задвижващи съответно стрелата 1, ръката 2 и кофата 3. Характерно за тази схема е, че цилиндърът за задвижване на кофата е закрепен шарнирно в долната част на ръката, което ограничава неговата дължина.



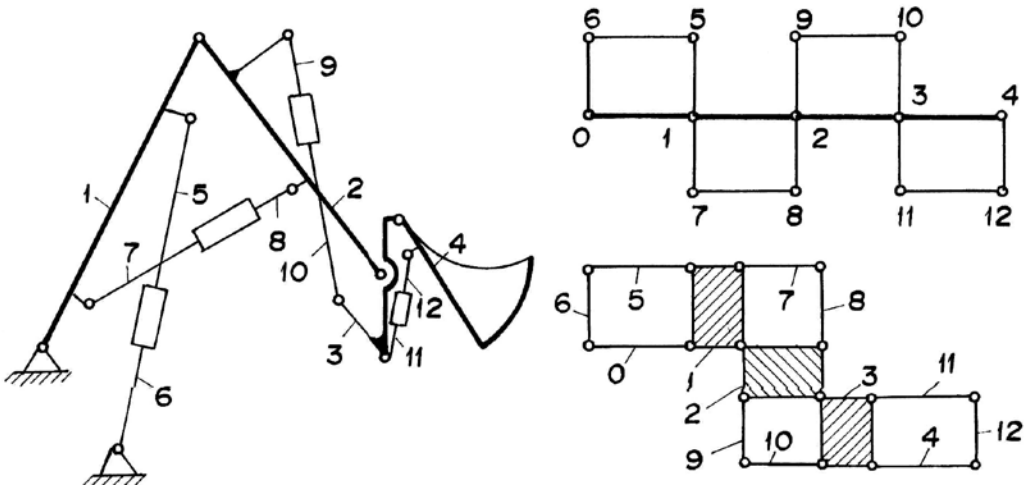
Фиг.14.6.Кинематична и еквивалентна заместваща на работния орган на багер тип ЭО-6124

Много разпространена схема на работният орган н строителни хидравлични багери (кинематична и еквивалентна заместваща схема) е показана на фиг.14.7. Цилиндърът за завъртане на кофата на багера е закрепен в горната си част близо до шарнира свързващ ръката 2 и стрелата 1, а в долната на четиризвенен механизъм позволяващ увеличаване на ъгъла на завъртане на кофата (около шарнира и на закрепване на ръката) с по-малък ход.



Фиг. 14.7.Кинематична и еквивалентна заместваща схема на работния орган на строителни багери ”права лопата”

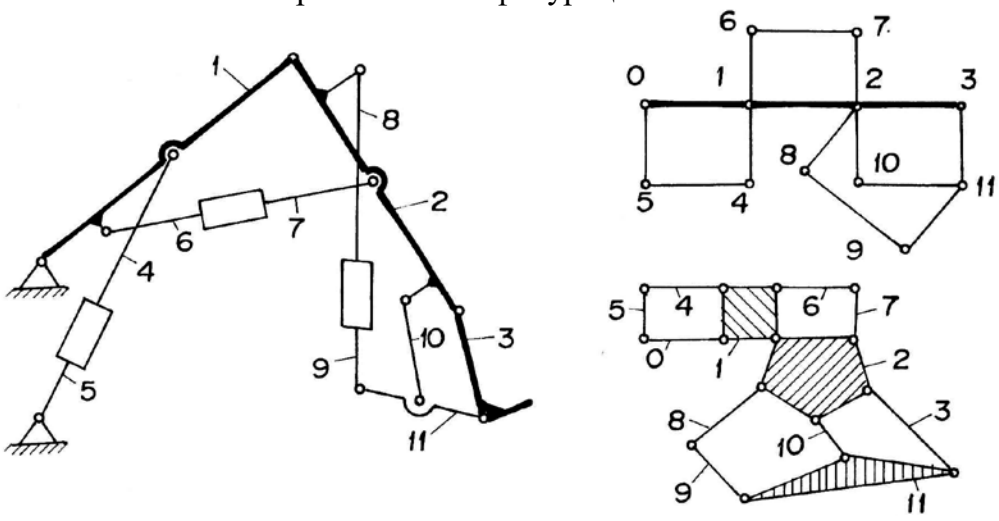
На фиг.14.8 е показана същата кинематична схема на работния орган на хидравличен еднокофов багер „права лопата”, който е оборудван с кофа чието дъно се отваря чрез хидравличен цилиндър. С такъв тип отваряеми кофи са снабдени голяма част от багерите работещи в откритите рудници, което се обуславя от по-бързото разтоварване на кофата намаляващо продължителността на работния цикъл на багера.



Фиг.14.8.Кинематична и еквивалентна заместваща схема на работния орган на хидравличен багер ”права лопата” с отваряемо дъно на кофата

Хидравличен еднокофов багер с подобна кинематична и еквивалентна заместваща схема на работния орган е показана на фиг.14.9.

Разликата от показаната по горе (Фиг. 14.8) се състои в това, че кофата на този тип багер се задвижва от хидравличен цилиндър въздействащ на четиризвенен механизъм с различна конфигурация.

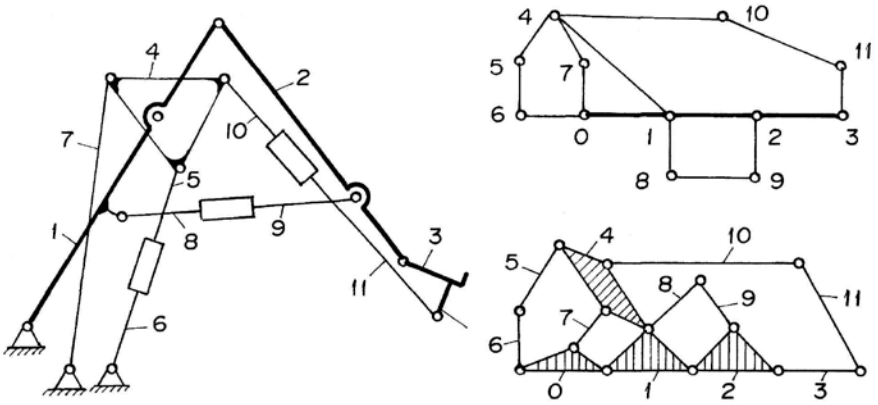


Фиг.14.9. Кинематична и еквивалентна заместваща схема на работния орган на строителни багери ”права лопата” с четиризвенно задвижване на кофата

Това автоматично осигурява хоризонталното подаване на кофата на багера спрямо забоя при всякаква височина на издигане на кофата и поддържане на

постоянен, а ъгъла на рязане по отношение на забоя, което осигурява по-висок коефициент на напълване на кофата.

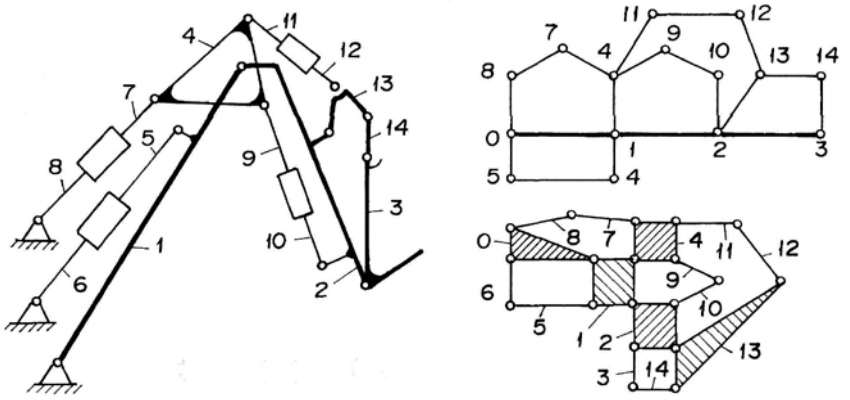
На фиг.14.10 е показана специфична кинематична схема на работния орган на хидравличен еднокофов багер „права лопата” тип O&K RH200C. Характерно за тази конструкция е използването на четиришарнирната кобилици 4 свързани с хидравличните цилиндри задвижващи стрелата и кофата и щангите 7. Кобилиците са закрепени шарнирно върху стрелата на багера, като се завърта около този шарнир. Това конструктивно решение тип „трипауър” е патент на фирма „O&K - Германия”. При него траекторията, която описват зъбите на багера, представляваща границите на работното му поле, е съчетание от относителното завъртане на стрелата 1 и ръката 2 около шарнирите на кобилицата завъртаща се спрямо стрелата и свързана посредством щангите 7 с платформата на багера.



Фиг.14.10. Кинематична и еквивалентна заместваща схема на работния орган на багер ”права лопата” тип O&K RH 200 C

На фиг.14.11 е показана кинематична схема на работния орган на хидравличен еднокофов багер „права лопата” с кобилица, която се различава от тази на багер тип O&K RH 200 C по начина на задвижване на стрелата посредством хидравличен цилиндър свързан директно с нея и липсата на щанга, заменена с хидравличен цилиндър, както и по разположението на хидравличния цилиндър за завъртане на кофата на багера.

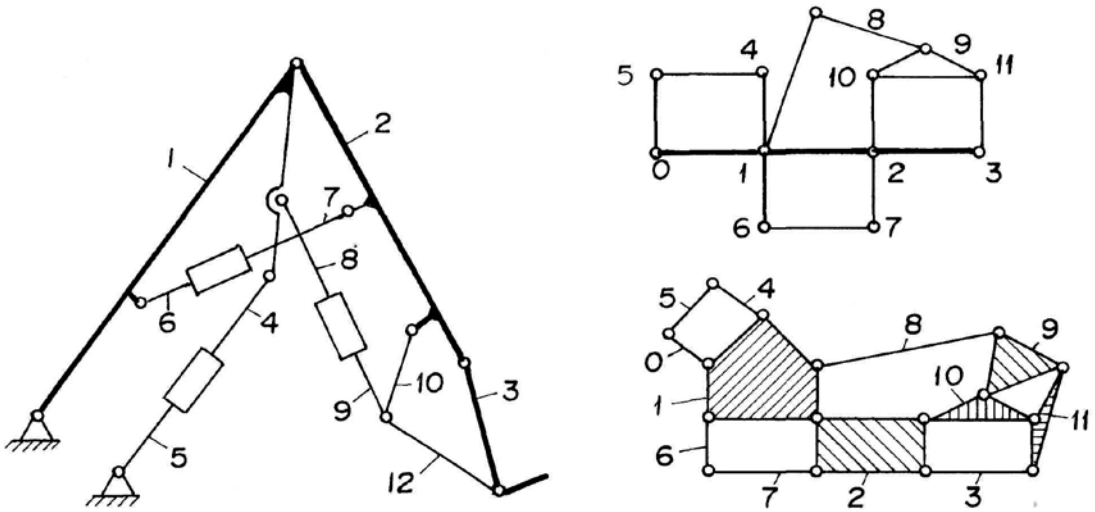
Предимство на тази схема на работния орган се състои в това, че има по-голяма възможност за управление на завъртането на кобилицата посредством два хидравлични цилиндъра, което осигурява повече степени на свобода.



Фиг.14.11. Кинематична и еквивалентна заместваща схема на работния орган на багер ”права лопата” с повече степени на свобода

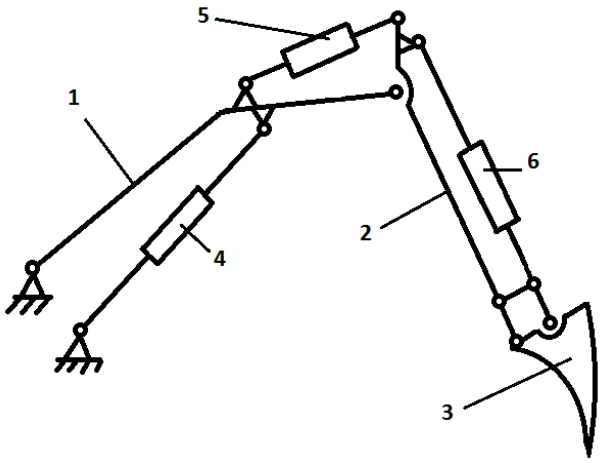
На фиг.14.12 е показана кинематичната и еквивалентната заместваща схема на работният орган на хидравличен еднокофов багер „права лопата” тип LIEBHERR 992, която е характерна за багерите произведени от тази фирма. Работният орган на багера се характеризира с опростена конструкция, при която шарнирите свързващи стрелата 1 с ръката 2, стрелата 1 с хидравличните цилиндри завъртащи стрелата и кофата, лежат в една равнина.

Подобна кинематична схема на работният орган се използва от багерите „права лопата” произведени от японската фирма HITACGI, чиято конструкция се различава от показаната на фигура 15.9 само по това, че трите гореспоменати шарнира не са разположени в една равнина, а този свързващ хидравличния цилиндър завъртащ кофата е по-отдалечен от стрелата.



Фиг.14.12. Кинематична и еквивалентна заместваща схема на работния орган на багер ”права лопата” тип LIEBHERR 992

14.2.4. Основни кинематични схеми на работния орган на хидравличните еднокофови багери тип „обратна лопата”.



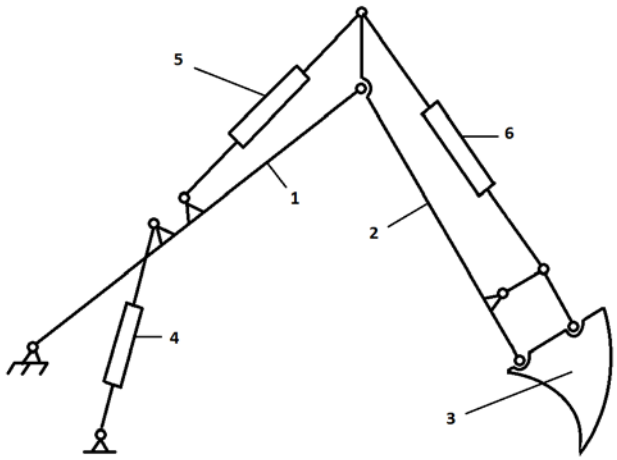
Кинематичните схеми на хидравличните еднокофови багери тип „обратна лопата” си приличат много или не се различават съществено.

На фиг.14.13 е показана кинематичната схема на работният орган на хидравлични еднокофови багери „обратна лопата” тип LIEBHERR R992, R974 и R994 която е характерна за багерите произведени от тази фирма.

Фиг.14.13. Кинематична схема на работния орган на багер ”обратна лопата” тип LIEBHERR 992

Работният орган на тези багери се характеризира с опростена конструкция, която се състои от стрела 1, ръка 2 и кофа 3, задвижвани съответно от хидравличните цилиндри 4,5 и 6.

На фиг.14.14 е показана кинематичната схема на работният орган на хидравлични еднокофови багери „обратна лопата” тип O&K RH 40-D. Работният орган на тези багери се характеризира конструкция, която се състои от стрела 1, ръка 2 и кофа 3, задвижвани съответно от хидравличните цилиндри 4,5 и 6. Тази конструкция е подобна на конструкцията на багерите „обратна лопата” тип LIEBHERR R992 и се различава по формата на стрелата и разположението на шарнирите на които са закрепени хидравличните цилиндри задвижващи стрелата и ръката на багера.



Фиг.14.14. Кинематична схема на работния орган на багер ”обратна лопата” тип O&K RH 40-D

14.3. КОНСТРУКТИВЕН ПРЕГЛЕД НА ЕДНОКОФОВИТЕ БАГЕРИ

Според направената класификация еднокофовите багери биват: строителни, руднично-строителни, руднични, за разкриване на полезните изкопаеми и тунелни.

Руднично-строителни багери се използват в строителството и за разкриване и добиване на полезни изкопаеми в малки рудници при по-малка якост на скалите. Биват с малка мощност (с кофа до $2m^3$); със средна мощност (с кофа от 2 до $4m^3$) и е голяма мощност (с кофа до $8m^3$).

Около 90% от всички багери са от този тип. Изработват се като универсални, полууниверсални или специализирани (по-мощните) машини, със сменяемо работно оборудване, за по-леките модели еднодвигателно задвижване, а средните и тежките-многодвигателно, многоопорен гъсеничен или пневмоколесен ходов механизъм. Пневмоколесният ходов механизъм е за предпочитане за по-леките багери. За по-тежките багери се използва гъсеничен ходов механизъм с индивидуално задвижване на двете гъсеници Най-леките модели се монтират върху платформата на товарен автомобил. Управлението е ръчно-лостово, пневматично или хидравлично. Тъй като тази група багери обхваща машини в твърде широк диапазон - от 2 до $8m^3$, то и изборът на основните механизми и параметрите им ще зависи главно от категорията на багера.

Преобладаващата част от строителните и тежките руднично-строителни багери са с хидравлично задвижване. Предимствата на хидравличното задвижване са:

- намаляват се габаритите, масата и цената на багера;

- масата на хидравличните багери е от 1,8 до 2,2 пъти по-малка от тази на обикновените при еднаква вместимост на кофата;

- отпада необходимостта от използване на сложни предавки от двигателя до работните органи; хидравличната енергия се пренася лесно до всяка точка на багера;

- източникът на енергия има независимо положение от това на работните механизми, поради което може да се осигури по-доброто им разположение в машината;

- лесно се преобразува въртеливото движение във възвратно-постъпателно;

- разширяват се типовете работни органи, които лесно се заменят;

- лесно и независимо се регулират отделните механизми;

- има подходяща механична характеристика - намаляват се динамичните натоварвания при работа, поема претоварвания;

- докато при обикновените багери в началото на копаенето селата на копаене е най-малка, при хидравличните багери е обратно - още при първоначалното врязване може да се развие максималната сила на рязане; при работа силата на рязане може да се насочи в най- благоприятна посока, с което най-добре се използват силовите възможности на машината и по-лесно се натоварва материала;

- налице е възможност за създаване на голяма напорна сила.

У нас се използват твърде разнообразни модели руднично- строителни багери. Такива са руските Э-652 с вместимост на кофата 0,65m^3, Э-1252 с вместимост на кофата 1,25m^3, Э-2503 с вместимост на кофата 2,5m^3, Э-2005, Э-1.53, построен на базата на трактор "Беларус", който има и булдозерно устройство. Той е усвоен и произвеждан у нас като модел БХ-025М. Използват се и чехословашките модели DH-611, Е-301 с вместимост на кофата JCB 5CX, италианските на фирмата "Бенати".

- MAX 160R4, полските на фирмата "Варински" и др.

През последните години се наложиха строителни багери снабдени с булдозерно устройство наречени багер-товарачи. На фиг.14.15 е показана такава машина, произведена от фирма *JCB* – Великобритания.

Този вид строителни багер-товарачи тип „обратна лопата” се произвеждат с модели *1CX, 3CX, 4CX* и *5CX* и са снабдени с дизелови двигатели с мощност от 50 до118 к.с. Вместимостта на кофата на тези машини е от 0,28 до 1,3 m^3 , а товароподемността им е от 0,61 до 4,4t.

Багер-товарача *JCB 3CX* е оборудван с механична система за компенсация на ъгълът на наклона на кофата при издигане на стрелата, изключващ изсипването на материала по време на товарене. Хидравличната система на тези модели багери осигурява максимална товароподемност и сила на рязане на кофата с вместимост 1m^3, както и при използването на палетни вилици.

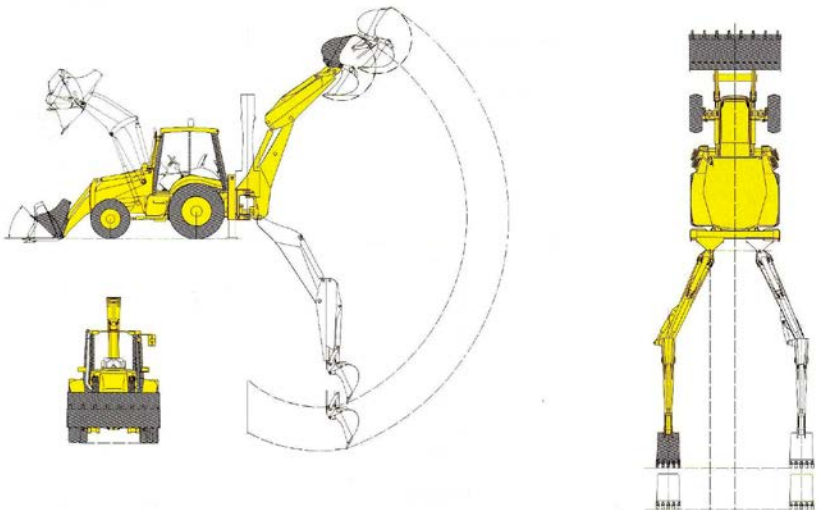
Багер-товарачът модел *JCB 4CX* включва всички опции на модела *JCB 3CX* и стандартно са оборудвани с полуавтоматична четирискоростна кутия *JCB Powershift*, която осигурява най-висока в своя клас производителност и лекота на управление. Новата 6–скоростна автоматична скоростна кутия *JCB Autoshift* е

разработена е създадена за постигане на максимална производителност и бързо движение на багера.

Фиг.14.15. Багер товарач модел *JCB 5CX*

На фиг.14.16 е показана схема на строителен багер товарач „обратна лопата" произведен от фирма *KOMOTSU* – Япония. Това е багер – товарач модел *KOMOTSU WB91R-2.*

Тази машина е с максимална дълбочина на копаене до 6,1m, снабдена с дизелов двигател тип *KOMOTSU 4D106-2SFA* и трансмисия *4WD*. Работният орган на багера се състои от стрела, ръка и кофа, като стрелата е свързана с шасито посредством дълъг шарнир позволяващ, работният орган да се монтира така, че да се копае от двете страни на машината.



Фиг.14.16. Багер-товарач *KOMOTSU WB91R-2*

Предната кофа на багер – товарача може да бъде използвана както за товарене на насипни материали, така и като булдозерна дъска за подравняване.

На фиг.14.17 е показан строителен хидравличен багер *JSB JS220* с вместимост на кофата от 1,14m^3. Работният орган на багера се състои от усилена дъгообразна стрела 1, на която шарнирно е закрепена ръката 2, върху която е закрепена кофата 3.

Стрелата е изработена от висококачествена стомана и е усилена посредством вътрешни ребра. Ходовият механизъм на багера е гъсеничен с кръстообразна заварена конструкция, осигуряваща голяма якост при сложни работни условия.

Фиг.14.17. Хидравличен еднокофов багер „обратна лопата" тип *JSB JS220*
1 – ходов механизъм; 2 – кофа; 3 – ръка; 4 – стрела; 5 –хидравличен цилиндър за завъртане на кофата; 6 - хидравличен цилиндър за завъртане на ръката; 7 – кабина; 8 – платформа; 9 – опорен механизъм.

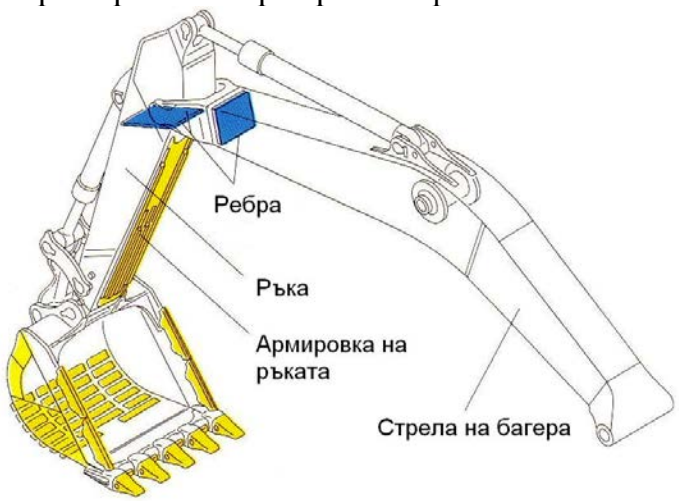
Шарнирите на стрелата лагеруват на бронзови втулки с повишено съдържание на въглерод, което осигурява по-дълъг период между смазванията и срок на служба. Машината е оборудвана с двигател *JSB Deizelmax,* който подържа висок въртящ момент при ниски обороти, което води до повишаване на производителността при минимален разход на гориво.

Фиг.14.18. Хидравличен еднокофов багер „обратна лопата" тип KAMATSU *PC600-C*

На фиг.14.18 е показан строителен хидравличен багер „обратна лопата" с вместимост на кофата от 3,5m^3. Конструкцията на работния орган на багера е подобна на тази от фиг.14.17.

Работния орган на багера (Фиг.14.19) се състои от усилена от преградни

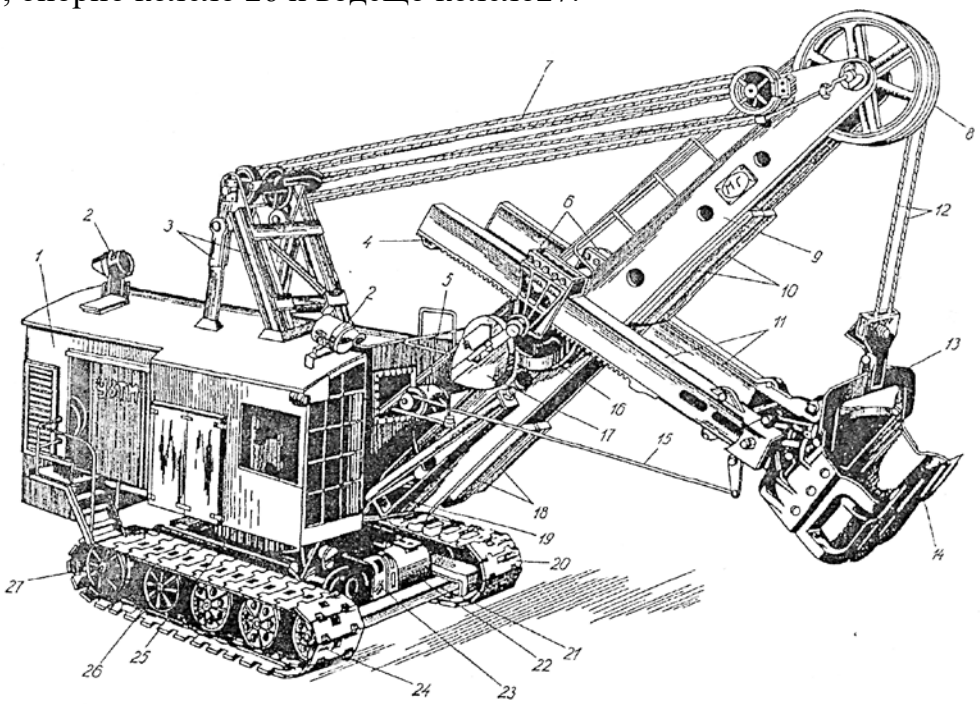
ребра стрела 1, армирана ръка 2 и армирана кофа 3.



Фиг.14.19. Работен орган на багер тип KAMATSU *PC600-C*

На фиг.14.20 е показан въженонапорен еднокофов багер „права лопата" тип ЗКГ-4,6. Руски багер, произвеждан в Уралския завод за тежко машиностроене в различни модификации. Това е една успешна конструкция багер, която у нас е намерила най-широко приложение до 1990г.

Багерът се състои от кабина 1, прожектор 2, двунога стойка 3, зъбна рейка с упор 4, двигател 5 за отваряне дъното на кофата, хомутни лагери 6, поддържащи въжета 7, ролка 8, стрела 9, горни предпазни греди 10, ръка 11, подемно въже 12, кобилица 13, кофа 14, въже за отваряне дъното на кофата 15, напорен вал 16, редуктор на напорния механизъм 17, долни предпазни греди 18, пети 19, гъсенична верига 20, опъвателна ос на гъсеничния механизъм 21, ходов двигател 22, спирачки на ходовия механизъм 23. опъвателно колело 24, зъбен венец 25, опорно колело 26 и водещо колело27.



Фиг.14.20. Багер ЗКГ-4,6

Работното оборудване на багера се състои от кофа външен тип ръка, стрела и система за окачване на кофата и стрелата. Ръката се състои от две стоманени греди с правоъгълно сечение, заваръчна конструкция. Те обхващат стрелата от двете страни. Напорният механизъм е зъбно-рейков. Към долната страна на гредите се прикрепват зъбни рейки 4, зацепващи се със зъбното колело, монтирано на напорния вал 16. Ръката се премества и направлява в два хомутни лагера 6.

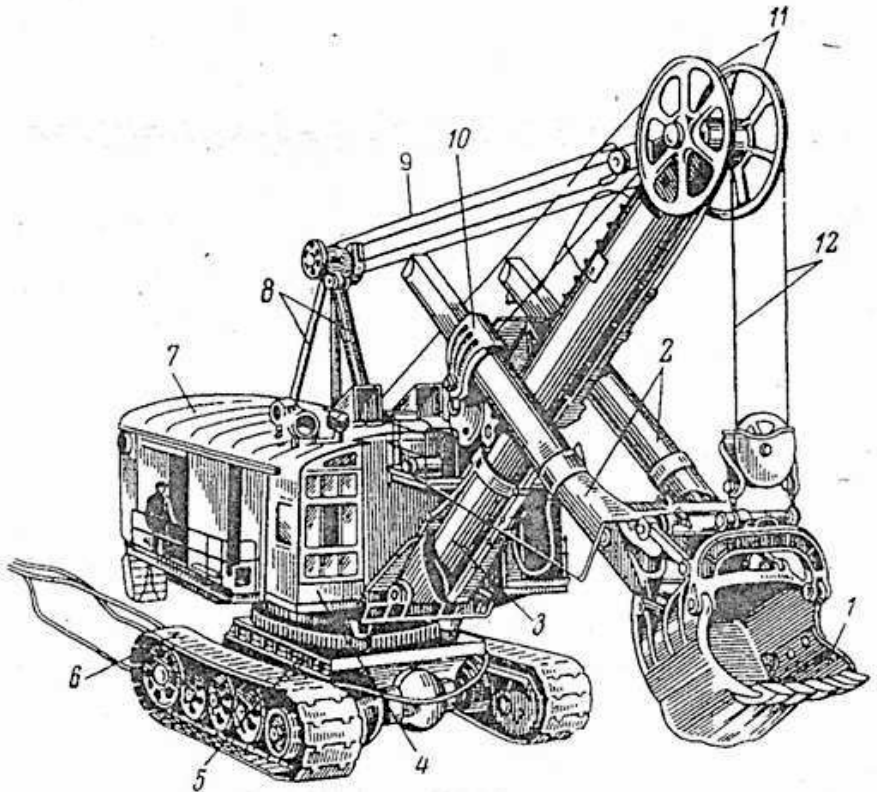
Стрелата също е заваръчна конструкция. В долния и край за заварени две лети пети 19, чрез които се свързва шарнирно за въртящата се платформа. Върху долната половина на стрелата са монтирани напорният механизъм и механизмът за отваряне на дъното на кофата. На въртящата са платформа са монтирани силовото оборудване, подемната лебедка, лебедката за повдигане на стрелата, системите за управление, кабината на багериста и други спомагателни устройства. Задвижването на багера се осъществява по системата Г-Д (генератор-двигател) със силов магнитен усилвател. Управлението на механизмите, разположени на платформата е електропневматично, а на ходовия механизъм електрохидравлично. Въртенето на платформата се извършва чрез два вертикално разположени двигателя, работещи синхронно. Чрез опорно устройство платформата се свързва с долната рама на багера. Към долната рама са монтирани задвижването на ходовия механизъм и гъсеничните рами. Ходовият механизъм е гъсеничен - малкоопорен.

Багер ЗКГ-4,6 последователно е усъвършенстван в багер ЗКГ-4,6А; ЗКГ-4,6Б; ЗКГ-4,6В; ЗКГ-5 и др. модификации. ЗКГ 4,6В има задвижване по системата тиристорен преобразувател-двигател(ТП-Д), планетна предавка в механизма за въртене, усилена двунога стойка, конусни опорни ролки на въртящата се платформа, по-широко изнесени опори на стрелата и по-добри условия за работа на багериста (вентилационна уредба е филтър, уредба за кондициониране на въздуха, защитена от вибрации седалка и др.

Багер ЗКГ-8 (Фиг. 14.21) е с основни механизми подобни на ЗКГ-4,6. Багерът се състои от кофа 1, ръка-външен тип 2, стрела 3 с кръгло напречно сечение, въртяща се платформа 4, основна рама 5, гъсеничен ходов механизъм 6, кабина 7, двунога стойка 8, полиспаст на поддържащите въжета 9, седлови лагер 10, ролки 11 и подемни въжета 12. Багерът се различава от ЗКГ-4.6 по подемната лебедка, която се задвижва от два двигателя и по кръглото сечение на стрелата.

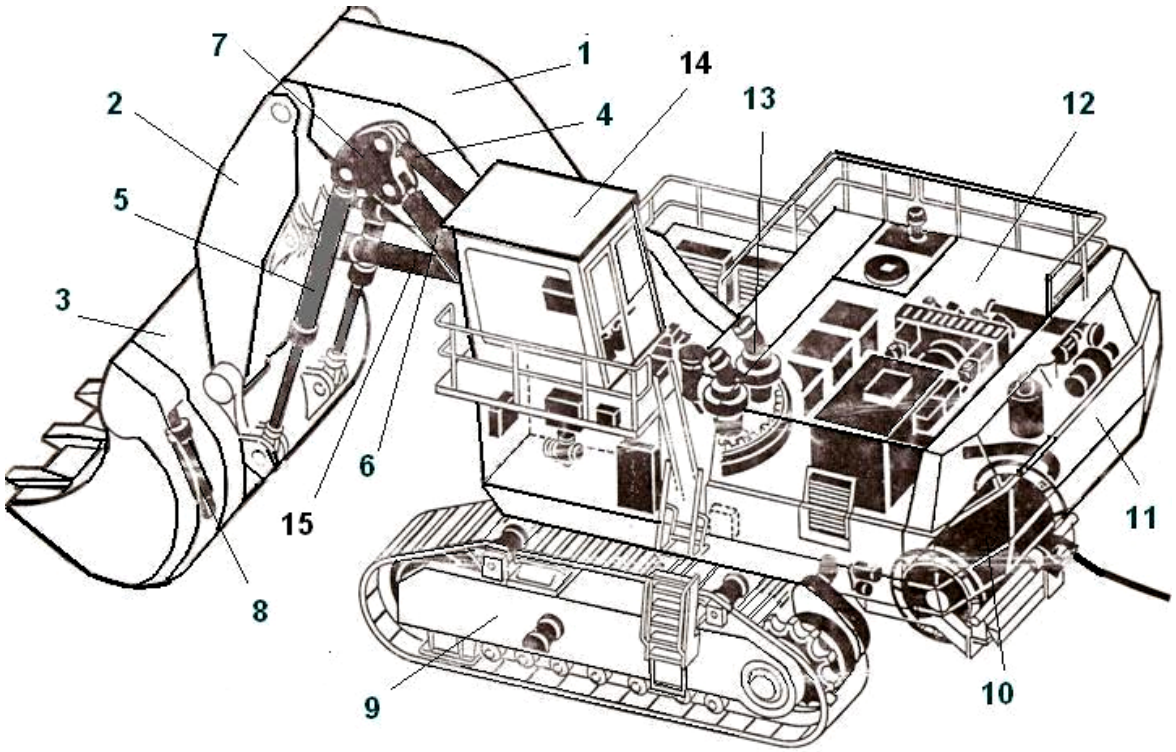
По-новата модификация на този багер е ЗКГ-8И, който има ръка вътрешен тип. стрела, състояща се от две секции и въжен напорен механизъм. Разделянето на стрелата на две секции и свързването на долната й секция с двуногата стойка създава по.голяма стабилност на работното оборудване при значително по-малко тегло. Това позволява и създаването на по-големи напорни и подемни усилия. Двата багера се използваха успешно у нас.

През последните години багерите от този тип не се използват, а са заменени от руднични хидравлични еднокофови багери „права” и „обратна” лопата.



Фиг.14.21. Багер ЗКГ-8

На фиг.14.22 е показан хидравличен еднокофов рудничен багер тип O&K RH 200 C с вместимост на кофата 25 m^3. Работният орган на багера се състои от стрела 1, ръка 2 и кофа 3.



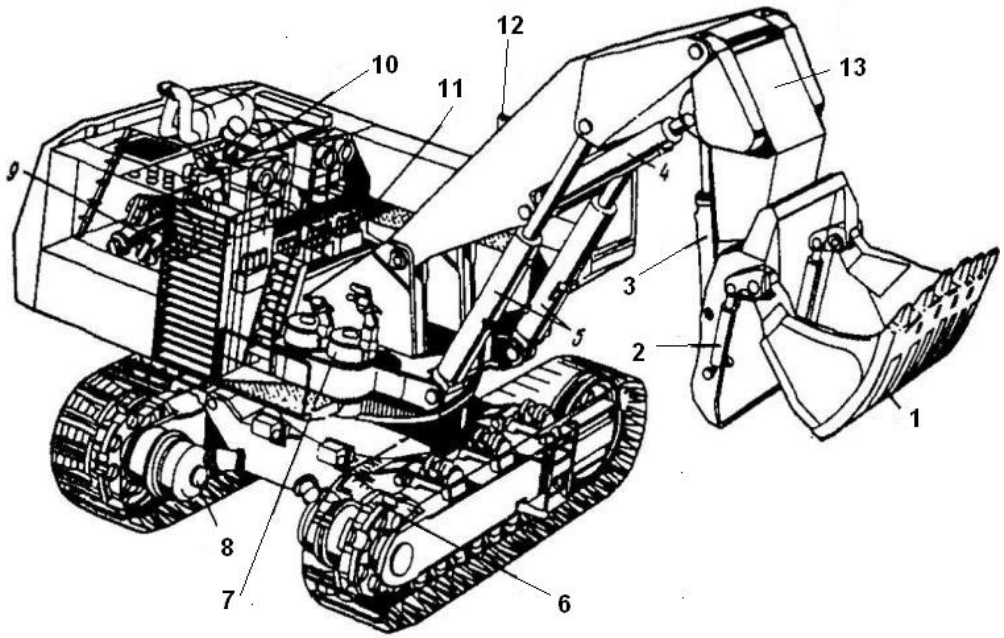
Фиг. 14.22. Хидравличен еднокофов багер тип O&K RH 200 C

Стрелата на багера 1 се задвижва от двойката хидравлични цилиндри 6, които са захванати шарнирно към кобилиците 7. Към кобилиците са захванати и шангите 4, осигуряващи хоризонталното подаване на кофата на багера спрямо забоя при всякаква височина на издигане на кофата и поддържане на постоянен а ъгъла на рязане по отношение на забоя, от което следва по-висок коефициент на напълване на кофата.

Кофата на багера 3 е с отваряемо дъно, задвижвано посредством допълнителен хидравличен цилиндър 8. Върху гъсеничния ходов механизъм 9 е монтиран опорен пръстен позволяващ завъртането на горната част на багера, задвижван от хидравличните двигатели 13. На платформата на багера 12 са монтирани кабината 14, противотежестта 11 и основният електрически двигател задвижващ хидроагрегата. Двигателят е електрически и се захранва от високоволтов кабел, който се навива на барабан 10.

На фиг.14.23 е показан хидравличен еднокофов багер „права лопата" тип ЭГ-15 с обем на кофата 14m^3 - произведен в Русия.

Работният орган на багера се състои от: кофа 1 с отваряемо дъно 2 задвижвана от хидравличен цилиндър 3, ръка 13, задвижвана от хидравличен цилиндър 4 и стрела 12, задвижвана от хидравличните цилиндри 5. Кофата на багера се отваря посредством два хидравлични цилиндъра 2, разположени от двете и страни. Багерът е с гъсеничен ходов механизъм задвижван от хидравличните двигатели 8, предаващи въртящ момент на задвижващите звезди 6. Завъртането на платформата на багера се осъществява от хидравличните двигатели 7. На нея са разположени дизеловия двигател 10, хидравличната станция 9 и блокът за управление на машината 11.



Фиг.14.23. Хидравличен еднокофов багер тип ЭГ-15

На фиг.14.24 е показан електрохидравличен еднокофов багер тип LIEBHERR R9350BE работещи в „Асарел Медет" – АД гр.Панагюрище.

Машината е с обем на кофата от 17м^3.

Фиг.14.24. Багер LIEBHERR R 9350 B E с обем на кофата 17 м^3

Хидравличната система на багера се състои от разклонителна кутия, монтирана на двигателя с три аксиални бутални помпи с променлив дебит за придвижващата верига и за веригата за приставки/ принадлежности и една бутална помпа с челна гърбица над центъра за веригата за завъртане със затворен контур. При трите основни помпи има възможност за сумиране на мощностите с компенсация на налягането.

Хидравлични помпи за движение на работния орган имат следните технически параметри:

- Максимален дебит: 3016 l/min
- Максимално работно налягане: 320 bar

Хидравлични помпи за задвижване при завъртане са със следните параметри:

- Максимален поток: 780 l/min
- Максимално работно налягане: 350 bar

Вместимоста на хидравличната система е 4200l. Маслоохладителят за хидравликата е термостатиран охладителен вентилатор, който се задвижва чрез хидравличните бутални помпи.

Багерите за разкриване на полезни изкопаеми са с обем на кофата от 8 до 250m^3. Използват се за изземване на високи забои с горно товарене в транспортни средства или заместване на откривката на вътрешно насипище. В сравнение с рудничните багери те са с удължена ръка и стрела, което позволява да се увеличи височината и радиуса на копаене и разтоварване. Ръката е вътрешен тип с коляно-лостов напорен механизъм. Ходовият механизъм е

гъсеничен с увеличен брой гъсеници. Отделните гъсеници са с индивидуално задвижване и автоматично действащо хоризонтиращо устройство. Поради голямата инсталирана мощност багерите се захранват с високо напрежение, а управлението е автоматично или програмно. Строителството на такива свръхтежки модели поставя за решаване извънредно сложни технически задачи. Трудностите при построяването на свръхтежки багери извънредно много оскъпяват производството, но независимо от това използването им е изгодно, тъй като става възможно разработването по открит начин на находища с голям коефициент на разкривката - 1: 15 и повече.

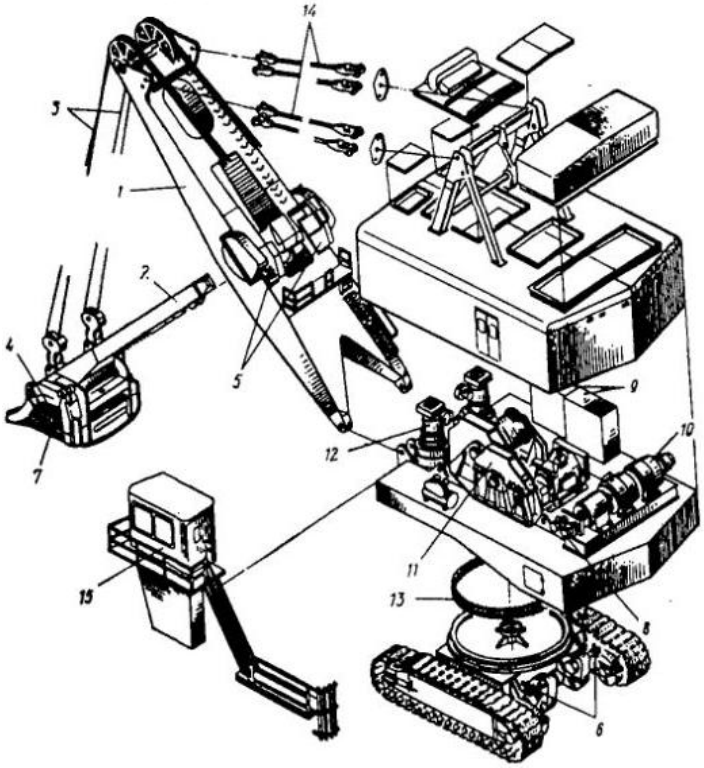
Разкривен багер „THE SILVER SPASE“ (Фиг. 14.25) е произведен е от американската фирма "Bucyrus". Обемът на кофата е 138m^3 с тегло 150 тона и размери на кофата - 5,62 х 7,5 х 4,86м. Напорният механизъм е коляно-лостов. Двуногата стойка е разделена на две независими части, съединени в горния си край. Това е позволило значително да се увеличи напорното усилие, а по същата причина напорните греди също са две Подемната лебедка има два независими барабана, които се задвижват от осем електрически двигателя със сумарна мощност 11700kW. На всеки барабан се навяват по две подемни въжета с диаметър 92mm. Въртенето на платформата се извършва чрез осем самостоятелни задвижващи механизъма със сумарна мощност 736kW. Ходовият механизъм има осем гъсенични колички, задвижвани от 16 електродвигателя със сумарна мощност 2352kW. Всяка от гъсеничните вериги може да се завърта около своята ос чрез хидравлични крикове. Завъртането се прави автоматично чрез аналогово устройство. Захранващото напрежение е 1400V. Фирмата произвежда повече от 20 модификации руднични и разкривни багери с различна вместимост на кофата и дължина на стрелата.

Фиг.14.25. Багер „THE SILVER SPASE“

През 2000 г. в света са работили повече от 15 броя еднокофови багери с

вместимост на кофата по-голяма от $100m^3$.

На фиг.14.26 е показано аксонометрично изображение на кариерен багер "MARION" 201M – „Superfront". Работният орган на багера се състои от стрела 1, ръка 2 и кофа 4 закрепена към ръката с шарнир 7. Багерът е с хидравлично задвижване на подаващия механизъм 5 и на ходовия 6, чрез хидравличен агрегат 8.



Задвижването на кофата става от въжетата 3, а стрелата се подържа от въжета и винтовоустройство14, Над ходовия механизъм е разположен механизмът за завъртане на платформата 12 и ролковия кръг 13. На платформата са разположени блокът за управление 9, двигател – генераторната група 10 и кабината на машиниста 15.

Фиг.14.26. Багер "MARION" 201M

14.4. СИЛИ ДЕЙСТВАЩИ НА РАБОТНИЯТ ОРГАН НА ХИДРАВЛИЧНИТЕ ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ

Благодарение на тризвената конструкция на стрелата хидравличните багери осигуряват копаене с максимално усилие на всякаква височина на внедряване на кофата. Разглеждаме силите действащи на работния орган на еднокофов хидравличен багер (Фиг.14.27) „права лопата", при който работното оборудване се състои от три основни звена: стрела 1, ръка 2 и кофа 3, свързани последователно със самостоятелни шарнирни връзки позволяващи завъртането им едно спрямо друго. Движението на елементите на работния орган се осъществява от три двойки хидравлични цилиндъра: $Ц_1$, $Ц_2$ и $Ц_3$.

В процеса на срязване (Фиг.14.28) на поредната стружка върху режещия зъб на зъбите кофата, действат следните сили:

1. Тангенциална сила P_t^1, насочена по допирателната към траекторията на движение на предния режещ ръб на зъбите на кофата в посока, обратна на това движение. При хидравличните багери ъгълът на рязане е в диапазона $30° \div 40°$. Отчитайки този ъгъл при пресмятане на тангенциалната сила можем да използваме формулата:

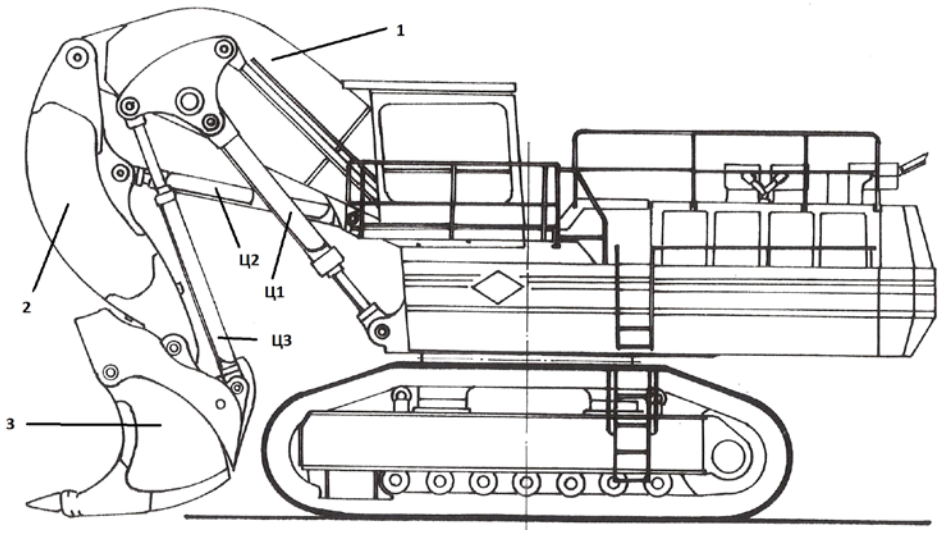
$$P_t^1 = K_F.K_o.b.\delta, N, \qquad (14.2)$$

където: K_F е специфичното съпротивление на скалите при копаене, Pa. Стойностите му са показани на таблица 14.1;

b – широчина на срязваната стружка, m. Този параметър зависи от широчината на кофата на багера;

δ - дебелина на срязваната стружка, m;

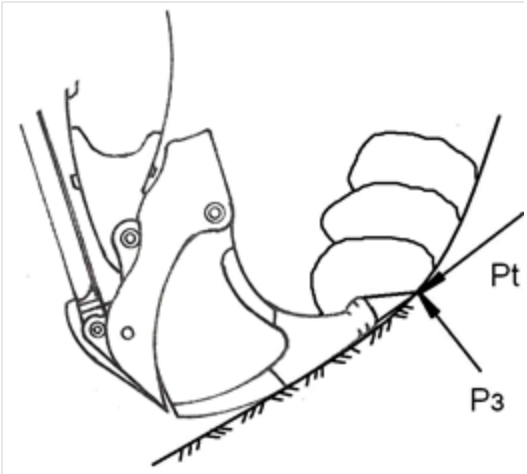
K_O е корекционен коефициент, отчитащ ъгъла на рязане. Стойностите му са в диапазона $K_O = (0,7 \div 0,8)$.



Фиг.14.27. Общ вид на багер O&K RH 200 C

2. Нормална сила P_3 (реакция на забоя), N. Пресмята се по формулата:

$$P_3 = \psi . P_t^1, N, \quad (14.3)$$



където: ψ е коефициент, отчитащ съотношението между нормалната и тангенциалната сила. Стойността му зависи от физико-механичните свойства на скалите и обикновено е в интервала $\psi = (0,2 \div 0,5)$, като по-ниските стойности са за по-меки скали.

Фиг.14.28. Сили действащи на предния режещ ръб на зъбите на кофата

3. Сила на триене $P_3 f$. Нормалната реакция на забоя P_3 създава сила на триене, приложена в същата точка в която действа тангенциалната и действаща по допирателната в посока, обратна на движението на работния орган. С отчитането й, пълното тангенциално съпротивление се определя от израза:

$$P_t = P_t^1 + P_3 f = K_F . K_O . b . \delta + K_F . K_O . b . \delta . \psi . f = \\ = K_F . K_O . b . \delta (1 + \psi . f), N \quad (14.4)$$

където: f е коефициент на триене на кофата в масива. Стойностите му са в диапазона: $f = (0,2 \div 0,25)$.

Таблица 14.1

Категория на скалата	*Характерни скали*	*Специфично съпротивление при копаене* K_F, MPa	*Коефициент на разбухване,* K_P	
			за начално	*за остатъчно*
I	Пясък, мека и средно-влажна и рохкава почва без твърди включения	$0,010 \div 0,054$	$0,80 \div 0,90$	$0,95 \div 0,98$
II	Глинеста почва без включения, ситен и средно едър чакъл, мека и влажна рохкава глина	$0,056 \div 0,108$	$0,80 \div 0,90$	$0,95 \div 0,98$
III	Плътна глинеста почва, средно здрава и здрава глина, много меки аргилити	$0,108 \div 0,167$	$0,75 \div 0,80$	$0,88 \div 0,95$
IV	Здрава глинеста почва с чакъл, здрава и много здрава глина, меки въглища, слабо свързан конгломерат	$0,157 \div 0,235$	$0,75 \div 0,80$	$0,88 \div 0,95$
V	Средно здрави шисти, здрава суха глина, плътен втвърден льос, гипс, въглища, мергел, много меки пясъчници, меки конгломерати, добре взривена кала, фосфоритова и мека манганова руда	$0,226 \div 0,292$	$0,60 \div 0,85$	$0,80 \div 0,90$
VI	Черупчест варовик, мек варовик, шисти, средно здрави мергел и гипс, здрави въглища	$0,294 \div 0,540$	$0,66 \div 0,71$	$0,75 \div 0,80$
VII	Шисти, мергел, здрави креда и гипс, средно здрав варовик, мек пясъчник, замръзнали почви	$0,981 \div 3,434$	$0,60 \div 0,70$	$0,70 \div 0,75$
VIII	Скалисти и замръзнали добре взривени почви	-	-	-

14.5. СТАТИЧНА УСТОЙЧИВОСТ НА ХИДРАВЛИЧНИТЕ ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ

Под статична устойчивост на багера се разбира способността му да стои стабилно върху ходовия механизъм при работа или в движение. Статичното

изчисляване на багерите се извършва при конструирането им и при експлоатацията в следните случаи:

- когато вместо стандартна кофа се използва кофа с по-голям обем;
- при замяна на работния орган с друг не характерен за модела;
- когато машината работи в тежки условия.

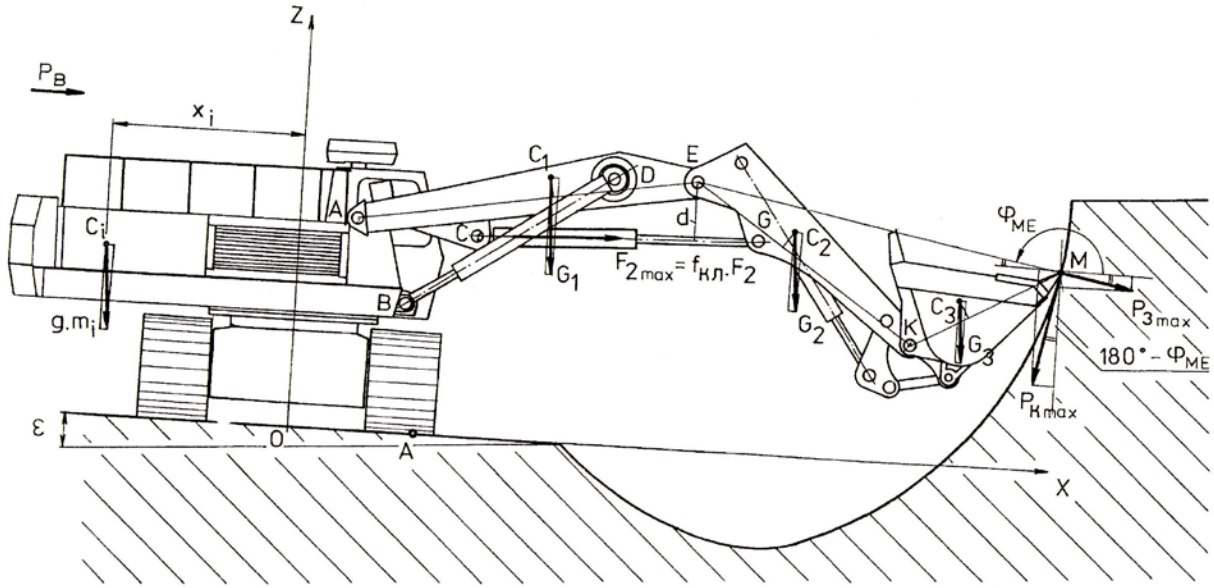
Като критерий за устойчивостта на багера служи т.н. коефициент на устойчивост k_y, който представлява отношение на сумата на моментите на задържащите сили $\sum M_Z$ и сумата на моментите на обръщащите $\sum M_O$.

$$k_y = \frac{\sum M_Z}{\sum M_O} \geq 1,05 \div 1,2 \qquad (14.5)$$

14.5.1. Статична устойчивост по време на работа

Най опасна от гледна точка на устойчивостта на багера е ситуацията описана по следния начин (Фиг. 14.29):

- багерът е разположен върху наклонена площадка с максимален работен наклон, напречно на гъсеничната ходова платформа – в това направление опорната база е минимална и е равна на a;



Фиг.14.29. Устойчивост на багера при копаене

- работният орган е разположен напречно на гъсеничната ходова платформа (по посока на низходящия наклон на площадката), а спрямо забоя положението му е такова, че силата на копаене P_K и реакцията на забоя P_3, както и теглата на елементите на работния орган, разположени пред линията на обръщане, създават максимален обръщащ момент спрямо тази линия;
- максимално-допустимото ветрово натоварване действа по посока на низходящия наклон.

С багера може да се свърже пространствена Декартова координатна система, ориентирана по следния начин:

- ос OY е насочена по посока на напредване на багера към забоя и съвпада с надлъжната ос на гъсеничната ходова платформа;

- ос OX е насочена напречно на гъсеничната ходова платформа (по направление на тази ос е низходящият наклон на работната площадка);

- ос OZ съвпада с оста на въртене на горният строеж (платформата).

Пълният задържащ момент M_Z се създава от косинусовите компоненти на теглата на всички елементи на багера, разположени зад линията на обръщане от страна на противотежестта.

Пълния обръщащ момент M_O се създава от перпендикулярните и успоредните на работната площадка компоненти на силата на копаене и реакцията на забоя, косинусовите компоненти на теглата на всички елементи на багера, разположени пред линията на обръщане от страна на работния орган (включително теглото на материала в кофата), синусовите компоненти на теглата на всички елементи на багера и ветровото натоварване.

Линията на обръщане за описаната ситуация минава през външните реборди на ролките на разположената от страна на забоя вериги на ходовия механизъм (т. О на фиг. 14.40.).

Багерът може да бъде разделен на три относително самостоятелни конструктивно обособени части: работен орган (включващ стрела, ръка и кофа), гъсенична ходова платформа и горен строеж. Необходимо е бъдат известни масите на всички елементи, които ги изграждат, както и координатите на масовите им центри във вече дефинираната координатна система $OXYZ$.

14.5.2. Статична устойчивост при въртене на горния строеж

След изкопаване на стружката и излизане на пълната кофа от забоя, горният строеж на багера се завърта към точката на разтоварване. В най-общия случай периодът на въртене се състои от време за ускоряване, време за равномерно движение и време за спиране.

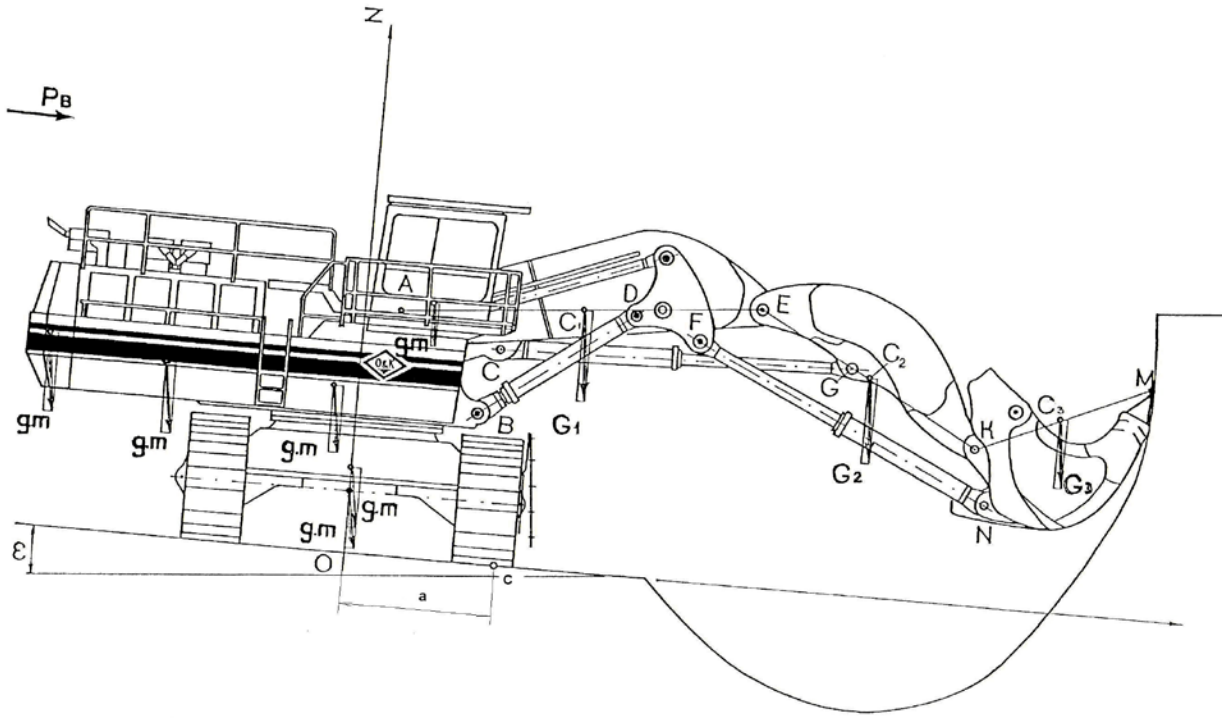
През времето на равномерно движение горният строеж (заедно с работния орган) се върти с максимална ъглова скорост и върху него в равнината XOZ освен гравитационните сили действат и центробежни сили, създаващи допълнителен обръщащ и задържащ момент.

Най-опасна за устойчивостта на багера ситуация през време на въртенето на горния строеж възниква когато, багерът е разположен напречно върху наклонена работна площадка, горният строеж се върти с максимална скорост, положението на работния орган в равнината XOZ е такова, че обръщащият момент от компонентите на теглата на елементите на работния орган и от действащите върху тях центробежни сили е максимален (Фиг. 7.4). Освен това ветровото натоварване действа по посока на низходящият наклон на площадката. При тези условия линията на обръщане, минава през външните реборди на ролките на разположената от страна на забоя верига на ходовия механизъм (т. А на фиг.14.30).

14.5.3. Статична устойчивост на хидравличните еднокофови багери през време на движение

Технологията на работа на хидравличните багери изисква честото им преместване дори в границата на един забой, което налага осигуряването на висока мобилност чрез повишена тяговъоръженост на гъсеничния ходов механизъм. Това, в съчетание с по-малката в сравнение с въженомеханичните

багери маса, позволява преодоляване на по-големи наклони. Всичко това създава предпоставки за възникване на различни критични ситуации, при които е възможна загуба на устойчивост и обръщане на багера при движение. Двете най-опасни ситуации, характеризиращи се с минимална стойност на коефициента на устойчивост са при движение нагоре и надолу.



Фиг.14.30. Положение на багера с максимален обръщащ момент при въртене на горния строеж

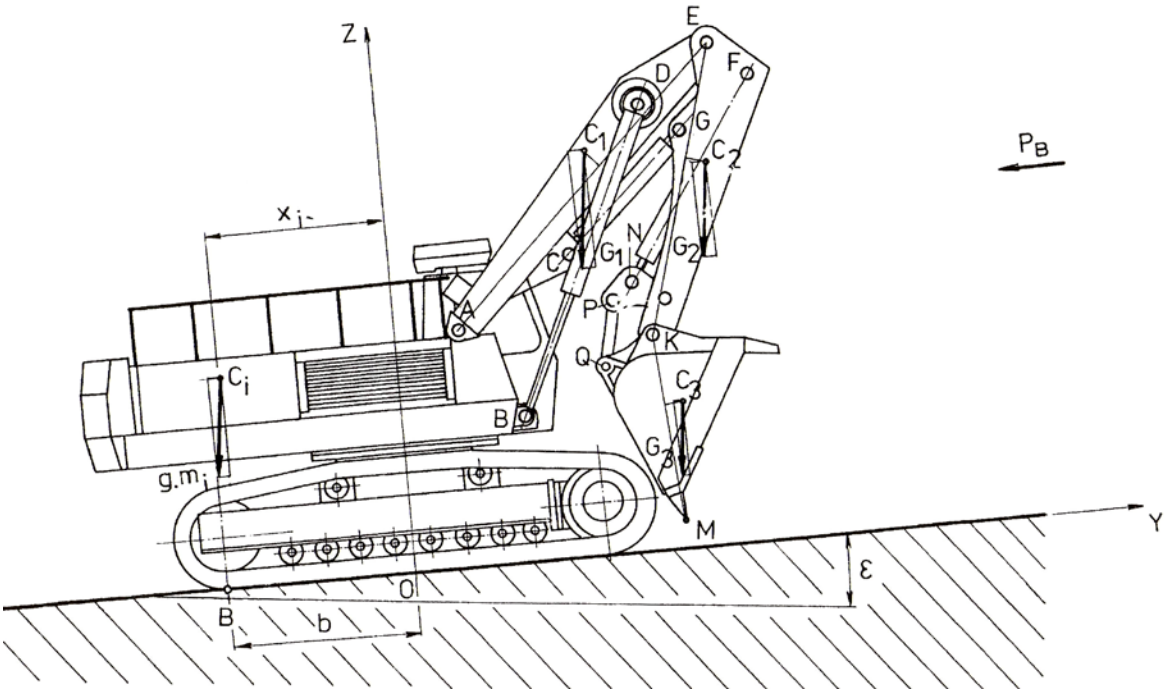
1. Коефициент на устойчивост при движение нагоре. При движение нагоре най-опасна за устойчивостта на багера е следната ситуация (Фиг.14.31):

- багерът се движи нагоре по терен с максимален наклон, лимитиран от мощността на двигателите на гъсеничния ходов механизъм;
- горният строеж е разположен надлъжно на гъсеничната ходова платформа по посока на движението;
- работният орган е по посока на движение и е максимално прибран към горния строеж, при което създаваният от него задържащ момент е максимален;
- максимално допустимото ветрово натоварване действа по посока на низходящия наклон.

Пълният задържащ момент $\sum M_Z$ се създава от косинусовите компоненти на теглата на всички елементи на горния строеж и гъсеничната ходова платформа, разположени пред линията на обръщане от страна на работния орган, и косинусовата компонента на теглото на работния орган.

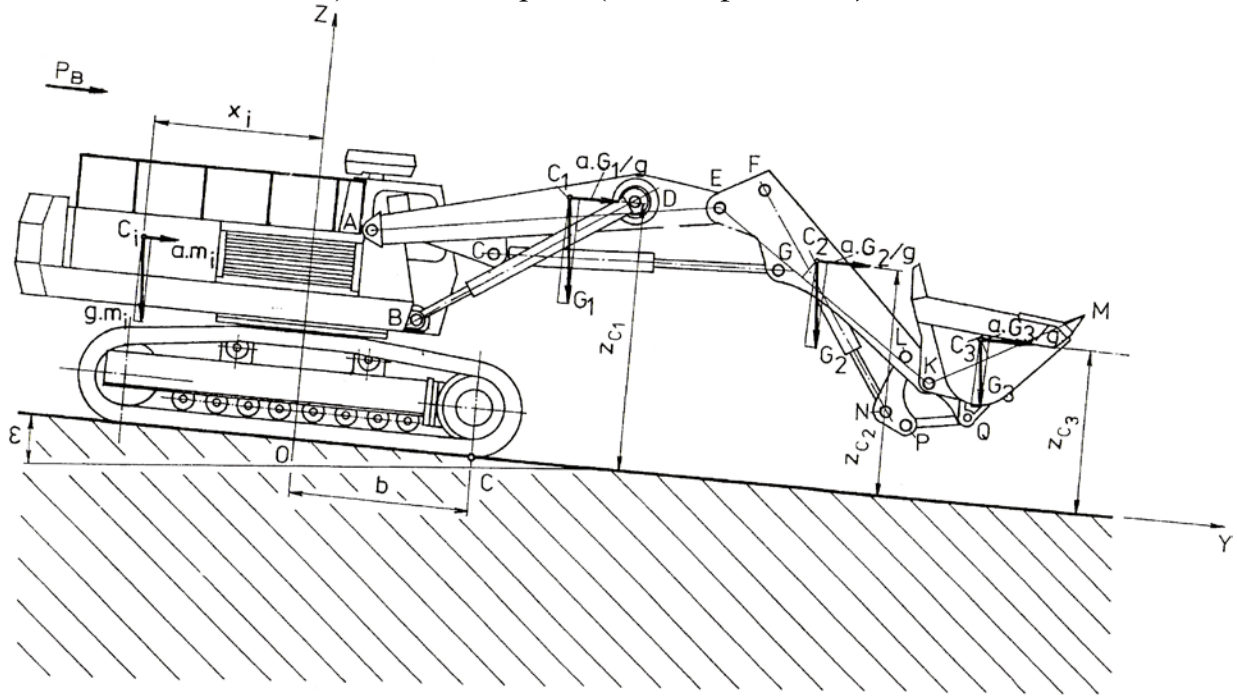
Пълният обръщащ момент $\sum M_O$ се създава от косинусовите компоненти на теглата на всички елементи на горния строеж и гъсеничната ходова платформа, разположени зад линията на обръщане от страната на противотежестта, от синусовите компоненти на теглата на всички елементи на

горния строеж, ходовата платформа и работния орган и от ветровото натоварване.



Фиг.14.31. Устойчивост на багера при движение нагоре

Линията на обръщане минава през точката на контакт на опъващото (задно по посока на движение) колело с терена (т. В на фиг.14.31).



Фиг.14.32. Устойчивост на багера при движение надолу

2. Коефициент на устойчивост при движение надолу. При движение надолу най-опасна за устойчивостта на багера е следната ситуация (Фиг.14.32):

- багерът се движи надолу по терен с максимален наклон и се разглежда в момент, в който започва спиране от движение;

- горният строеж е разположен надлъжно на гъсеничната ходова платформа по посока на движението;

- работният орган е по посока на движение и е максимално изнесен напред, при което създаваният от него обръщащ момент е максимален;

- максимално допустимото ветрово натоварване действа по посока на низходящия наклон.

Пълният задържащ момент $\sum M_Z$ се създава от косинусовите компоненти на теглата на всички елементи на горния строеж и гъсеничната ходова платформа, разположени зад линията на обръщане от страна на противотежестта.

Пълният обръщащ момент $\sum M_O$ се създава от косинусовите компоненти на теглата на всички елементи на горния строеж и гъсеничната ходова платформа, разположени пред линията на обръщане от страната на работния орган, от синусовите компоненти на теглата на всички елементи на горния строеж, ходовата платформа и работния орган и от ветровото натоварване.

Линията на обръщане минава през точката на контакт на задвижващите (предни по посока на движение) колела с терена (т. С на фиг.14.32).

14.6. ЗАДВИЖВАНЕ НА ЕДНОКОФОВИТЕ БАГЕРИ

Задвижването на еднокофовите багери трябва да осигурява висок к.п.д., да има голяма претоварваща способност и възможност за регулиране саморегулиране, бързо развъртане и реверсиране, да поддържа мека (багерна) характеристика, да има проста и сигурна апаратура за управление.

При еднокофовите багери се използва дизелово, електрическо и комбинирано задвижване. Задвижването може да бъде еднодвигателно и многодвигателно.

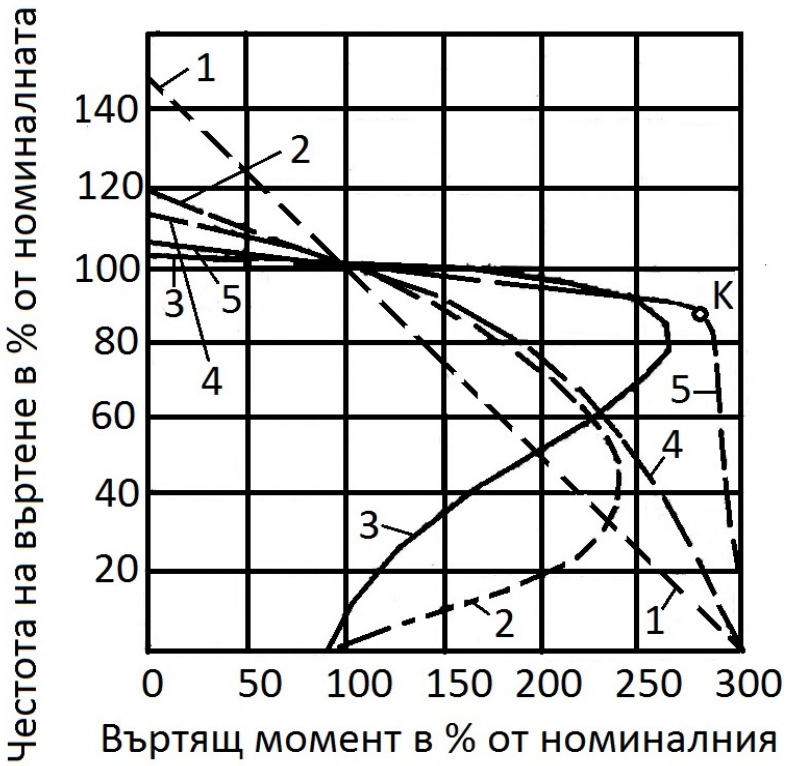
Изборът на вида на задвижване се определя от мощността на машината, условията и режима на работа. Еднокофовите багери работят в цикличен режим с постоянно редуващи се операции, при което натоварването на двигателите се изменя в много широки граници. Най-големи са динамичните натоварания в момента на врязване на кофата, при отделянето й от масива, при внезапно спиране и др. Макар че повечето от двигателите и механизмите се намират на платформата, те трудно се изолират от влиянието на околната среда - запрашеност, влажност, температурни промени и др. От въртенето на барабаните и зъбните колела се получават вибрации с малка амплитуда но с голяма честота и непрекъснатост. Това довежда до умора на материала.

Механичните характеристики на различните системи на задвижване на въженонапорните багери са дадени на фиг.14.33. С крива 5 е показана желаната (багерна) характеристика на задвижването. С нарастване на натоварването на двигателя до определена критична точка К, честотата на въртене почти не се променя. По този начин не се намалява и производителността на багера. При достигане на недопустимо натоварване честотата на въртене много бързо спада и по този начин двигателят и задвижващите механизми се предпазват от претоварване.

Крива 1 е характеристиката на парното задвижване, крива *2* - на задвижване

с двигател с вътрешно горене, крива 3 - при задвижване с асинхронен двигател, крива 4 - при система тринамотъчен генератор - двигател (ТГ-Д) и крива 5 - багерната характеристика.

14.6.1. Задвижване с двигатели с вътрешно горене. Използва се предимно при строителните и по-леките руднично-строителни багери с вместимост на кофата до $2m^3$ (рядко до $5m^3$). Най-вече се използват бавноходни дизелови двигатели, които са сигурни в експлоатация и позволяват да се опрости конструкцията на предавателните механизми. Техен недостатък е сравнително голямата им маса. Повечето конструкции багери са пригодени така, че дизеловият двигател може да се заменя с електрически, без да се изменят останалите елементи на задвижването. Механичната им характеристика е показана на фиг.14.33 с крива 2. Тя е далече от багерната характеристика. Честотата на въртене с нарастване на товара бързо намалява, при което се губи от производителността на багера. Задвижването не понася претоварвания. Поради това дизелното задвижване се използва при работа в еднородни скали. За осигуряване на стабилна работа на багера обикновено се монтира багер с по-голяма мощност, но това се отразява неблагоприятно на експлоатационните разходи. За подобряване на характеристиката се използват хидравлични и турбосъединители.



Фигура 14.33. Зависимост на честотата на въртене от момента

Пускането на дизеловия двигател може да се извърши по следните начини:

- чрез бензинов двигател и електростартер;
- чрез специален карбуратор и първоначално пускане с бензин;
- чрез сгъстен въздух.

Главното предимство на задвижването с двигател с вътрешно горене е

независимостта на багера от източника на енергия. Дизеловото задвижване се използва за тези багери, които често се преместват в забоя, често изменят мястото си на работа или работят в места, където е трудно снабдяването с електроенергия.

14.6.2. Комбинирано задвижване може да бъде: дизел-електрическо, дизел-хидравлично и електрохидравлично.

14.6.3. Дизел-електрическо. Дизелов двигател задвижва генератор, от който се захранват електродвигателите на отделните механизми. Това задвижване осигурява независимост от електрическата мрежа, лесно управление и саморегулиране. Като недостатък може да се отчете сложността на конструкцията. Използва се при тежките строителни багери, когато обектът не може да се снабди с електроенергия.

14.6.4. Дизел-хидравлично и електрохидравлично. Дизелов или електрически двигател задвижва маслена помпа, която подава течността към хидравличните цилиндри и към хидравличните двигатели. Хидравличното задвижване има съществени предимства, който бяха отбелязани по-рано. Тези задвижвания намират все по-широко приложение - дизел-хидравличното за по-малки багери и при трудности в захранването с електроенергия, а електрохидравличното - за багери от всички категории.

14.6.5. Електрическо задвижване. Електрическото задвижване осигурява необходимата претоварваща способност, простота на обслужването и управлението.

Електрическото задвижване може да бъде: - с променливотокови двигатели - асинхронни с накъсо съединен ротор и с навит ротор;

- постояннотокови двигатели по системата тринамотъчен генератор – двигател (ТГ-Д); генератор-двигател с електромашинен усилвател (ГД-ЕМУ); генератор-двигател със силов машинен усилвател (ГД-СМУ) и управляеми тиристори-двигатели (УСП-Д).

- Асинхронните двигатели се използват за задвижване на леки и средни модели багери и мощност на електродвигателя до 250kW. При по-малките багери се използват двигатели с накъсо съединен ротор. Пускането им става чрез автотрансформатор. За по-мощни багери се използват двигатели с навит ротор и пускане чрез реостат.

Задвижването с асинхронен двигател е просто по изпълнение и обслужване. Използват се съоръжения с малка стойност. Съществен недостатък на задвижването е твърдата механична характеристика, (крива 3, фиг.14.46). Регулирането на честотата на въртене на асинхронните двигатели ги прави широко използвани при задвижването на еднокофовите багери.

14.7. ОСНОВНИ КОНСТРУКТИВНИ ВЪЗЛИ НА ЕДНОКОФОВИТЕ БАГЕРИ

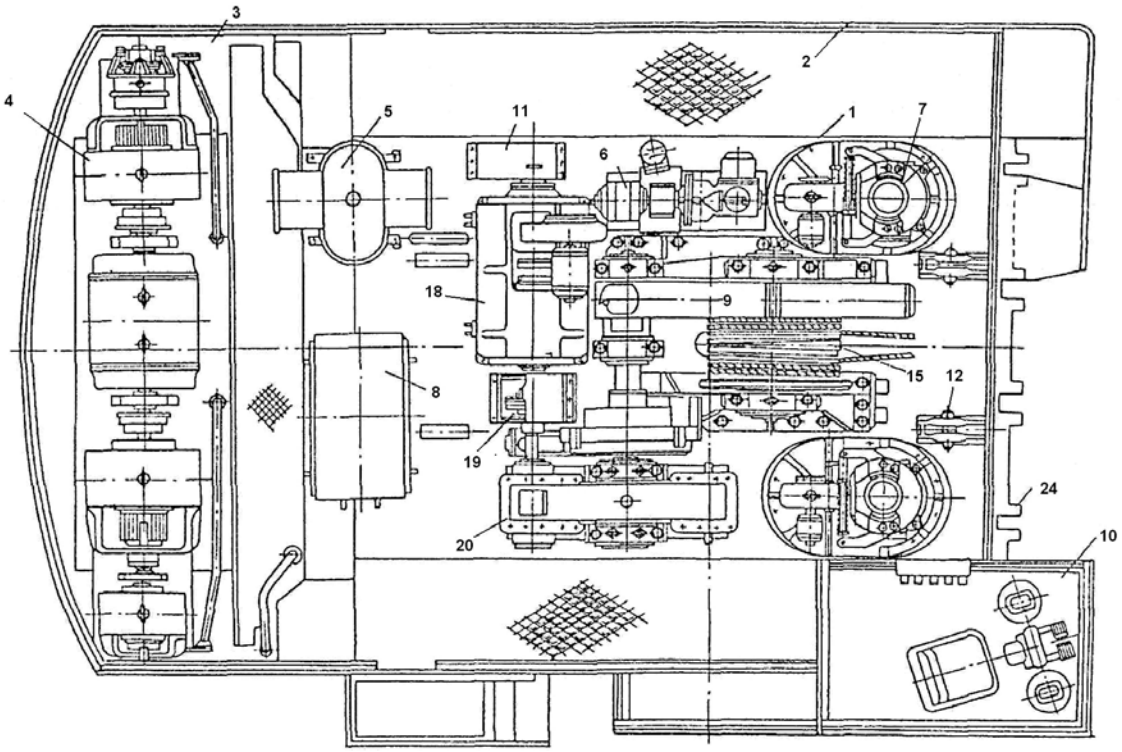
14.7.1 Въртяща се платформа и механизми разположени върху нея

Въртящата се платформа е част от горния строеж на багера и представлява рама, на която са монтирани основните механизми на багера, двуногата стойка за окачване на стрелата (за въженонапорните багери), противотежестта, кабината на машиниста и други възли.

Въртящата се платформа се опира на долната рама на багера чрез ролков опорен кръг, а в центъра се свързва с нея чрез централна цапфа. Ролковият опорен кръг възприема вертикалното натоварване, а централната цапфа осигурява платформата срещу централно изместване.

Въртящите се платформи биват лети, заварени или комбинирани конструкции. Разположението на различните механизми върху платформата се определя от вида на задвижване, размерите и кинематичната схема на багера. Механизмите трябва да бъдат разположени така върху платформата, че да бъдат леснодостъпни за преглед и ремонт. За да се намали теглото на противотежестта, по-тежките възли се разполагат в задната част на платформата. Като пример за разположението на отделните механизми върху въртящата се платформа ще разгледаме въженонапорен багер ЗКГ-4,6. Разположението на механизмите върху въртящата се платформа е показано на фиг.14.34 и фиг.14.35. И на двете фигури позициите са показани с еднакви цифри. Въртящата се платформа се състои от рама 1, със странично закрепени площадки 2 и противотежест 3. Върху платформата са монтирани двигател-генераторната група 4, трансформатор 5. компресорна уредба 6, два механизма за въртене 7, нисковолтово разпределително устройство 8, подемна лебедка 9 и кабина на багериста 10. Под въртящата платформа е закрепена лебедка за повдигане на стрелата 11. Към платформа е закрепена двуногата стойка 12, централната цапфа 13 и токоприемното устройство 14.

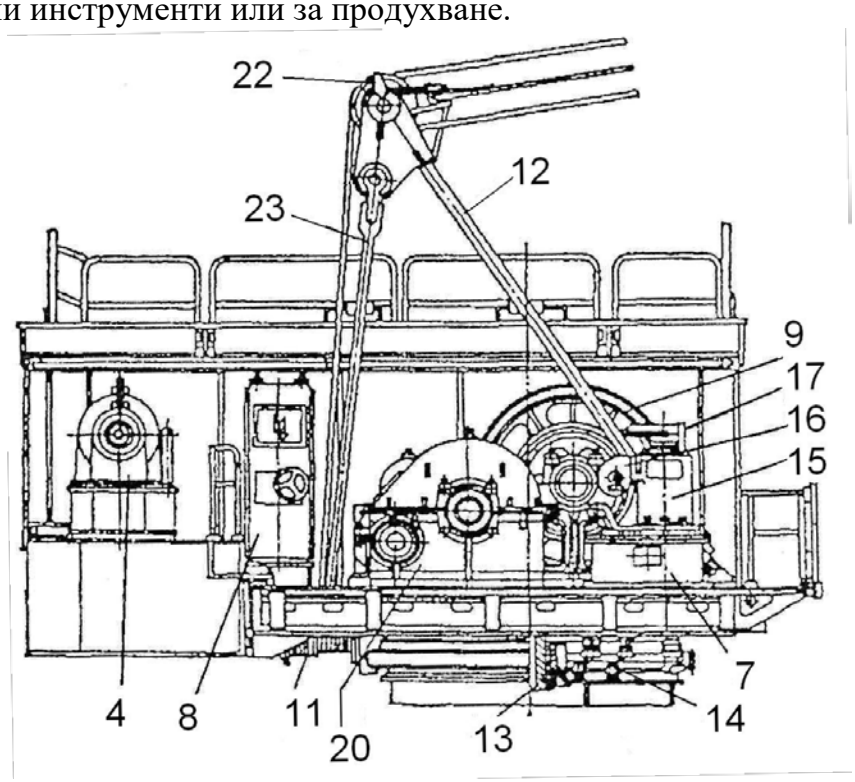
Двигател-генераторната група като по-тежък възел е разположена в задната част на платформата. Състои се от задвижващ асинхронен двигател, куплиран на общ вал с три генератора и една възбудителка. Всеки от генераторите задвижва двигателите на подемния и напорен механизъм, механизма за въртене и ходовия механизъм.



Фиг.14.34. Въртяща се платформа на багер *ЗКГ-4,6*

Трансформаторът 5 се захранва от токоприемно устройство високо напрежение 14. След трансформация на напрежението от табло ниско напрежение 8 се захранват съответните консуматори на въртящата се платформа и обратно чрез токоприемно устройство ниско напрежение през централната цапфа се захранват консуматорите, намиращи се в ходовия механизъм - двигател на ходовия механизъм, двигател на маслената помпа и съединителите и спирачките на двете гъсеници, Хидравличната помпа захранва системите за управление на ходовия механизъм -съединители и спирачки.

На платформата е монтирана малка компресорна уредба 6 за захранване на пневматичната система за управление на механизмите, разположени на платформата, компресорната уредба се използва и при ремонт за захранване на пневматични инструменти или за продухване.



Фиг.14.35. Въртяща се платформа с двунога стойка на багер *ЗКГ-4,6А*

Механизмите за въртене на платформата 7 са два, работещи синхронно. Те се състоят от двигател 15 с вентилатор 16, спирачка 17 и редуктор. Последното зъбно колело на редуктора е зацепено със зъбния венец, монтиран неподвижно към долната рама на багера. По този начин при включени механизми за въртене се осъществява завъртане на платформата в съответната посока.

Подемната лебедка 9 се задвижва посредством двигател 18, съединител 19, редуктор 20 и спирачка 21.

Двуногата стойка 12 е здраво закрепена към платформата, тъй като тя поддържа стрелата на багера и е силно натоварена. В горния й край е монтиран ролков блок 22 за преминаване на въжетата на 8 кратния полиспаст, който поддържа стрелата. Единият край на стреловото въже е закрепен за главата на двуногата стойка, а другият за барабана на лебедката 11 за повдигате на

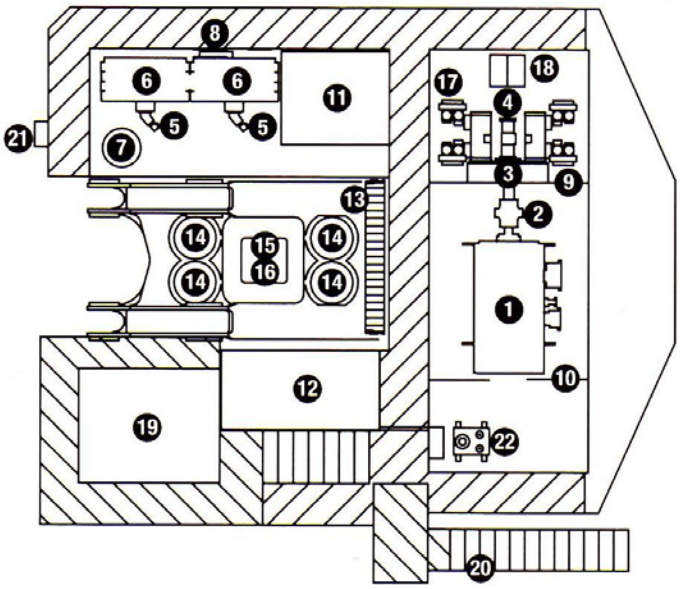
стрелата. Двуногата стойка е допълнително укрепена към платформата чрез обтяжки 23. При по-тежките модели за получаване на по-голяма стабилност двуногата стойка се свързва твърдо с греда с долната част на стрелата (багер ЗКГ-8И и много др.). В зависимост от височината на двуногата стойка и ъгъла между предните стойки 12 и обтяжките 23 се изменя и натоварването им. При по-голяма височина на стойката се намаляват силите в подемното въже, но това води до увеличаване на общата височина на багера.

Тъй като двуногата стойка няма твърда връзка със стрелата на багера (това се отнася и за по-голяма част от багерите) при работа не трябва да се допуска преповдигане на кофата (достигане до ролковия блок на стрелата). При преповдигане на кофата ще се получи отхлабване на въжетата, поддържащи стрелата и даже може да се стигне до преобръщане на стрелата върху платформата. При обратно спускане на кофата се получават силни удари в окачването, стрелата и двуногата стойка, а отхлабеното въже може да излезне от ролките и стрелата да падне на земята.

Въртящата се платформа е заваръчна конструкция от листова стомана. За да се предаде по-голяма коравина от долната страна на платформата се монтира кръгла греда, върху която се подпира опорно-въртящото се устройство, състоящо се от зъбен венец и ролков опорен кръг. Върху ролковия кръг товарът се предава от масата на всички механизми, разположени на платформата, както и от силите, възникващи при копаене. В предната част на платформата е заварена лята греда, към която чрез уши 24 и оси шарнирно се закрепва стрелата.

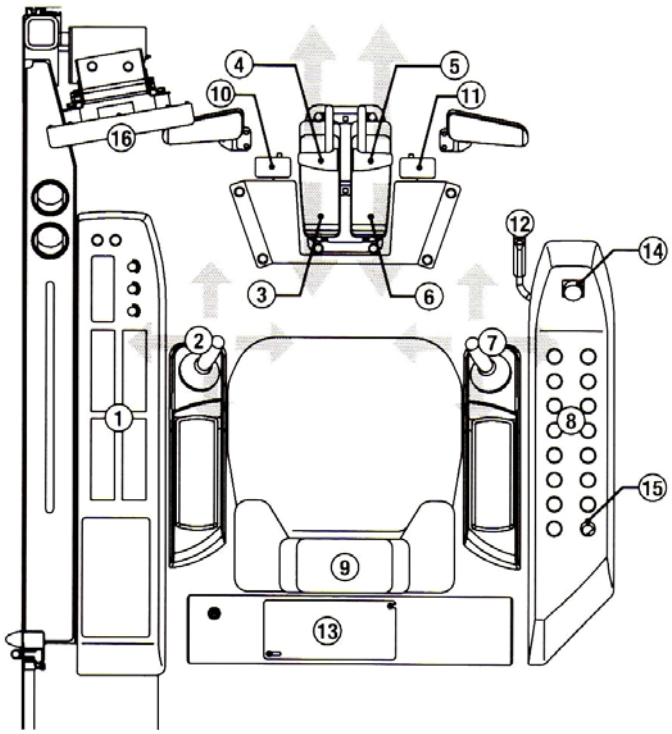
На фиг.14.36 е показана въртящата се платформа на хидравличен еднокофов багер „права лопата" тип *HITACHI - EX 3600* с вместимост на кофата $21m^3$. Електрическият двигател 1 задвижва хидравличните помпи за движение на багера 3 и хидравличните помпи за задвижване на работния орган 4, свързани с него чрез съединител 2. Хидравличните помпи са разположени в хидроагрегат 9, като в него са разположени високонапорен филтър 17 и акумулатор 18. Всички тези механизми са затворени в сектор двигателен 10, до който се намира и климатика 22 за контрол на температурата на платформата. Резервоара където се събира хидравличното масло 11, се намира до охладителите 6 на който са монтирани вентилаторите 5 за охлаждане на хидравличната течност изпомпвана от помпата 8. В този сектор е разположена и гресиращата система на шарнирите 14 свързващи стрелата с въртящата се платформа и централната цапфа 16. Там е разположен и хидравличния блок с контролни и управляващи клапани и разпределители 13. На въртящата се платформа е разположена и кабината на машиниста 19 (Фиг. 14.37) и кабината за управление 12.

Кабината на машиниста включва лява конзола 1 с контролен лост за управление 2 на работния орган. От дясната страна на машиниста е разположена дясната конзола 8 и десен контролен лост 7. На дясната конзола е разположен пусковия бутон 15, стоп бутона на главния двигател 14 и аварийния лост за спиране 12.



Фиг.14.36. Въртяща се платформа на багер *HITACHI - EX 3600*

Пред седалката на машиниста 9 се намират левият 3 и десен 6 педали за движение на багера и лявата 4 и дясна 5 ръчки за управление на ходовия механизъм на багера. Освен педалите за управление на движението на багера, до тях е разположен и педал за управление на затварянето на кофата 10 и за отваряне 11. От ляво пред машиниста е разположен дисплей даващ информация за системите на багера, като разположение на работния орган, температури в важни точки, налягания на маслото и др.



Фиг.14.37. Кабина на машиниста на багер *HITACHI - EX 3600*

14.6.2. Работни органи на еднокофовите багери

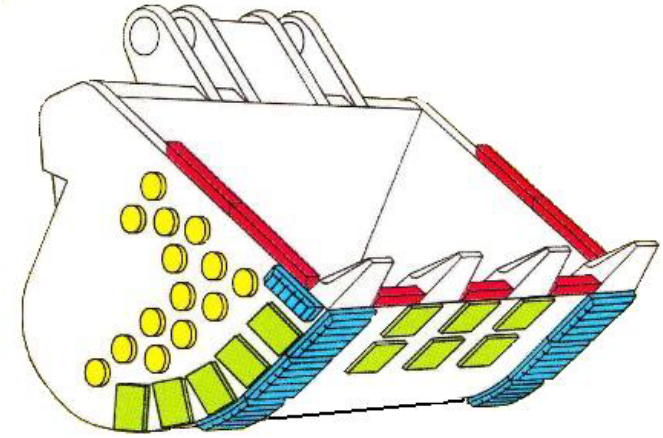
Работният орган на багер-права лопата се състои от кофа, ръка и стрела.

Кофа. Използваните кофи в багерите, са много разнообразни и могат да се разделят на няколко вида.

В зависимост от начина на свързване на кофата с ръката биват с шарнирно или с твърдо свързване. Шарнирното свързване позволява да се избира най-подходящ ъгъл на рязане при работа в различни скали. Твърдото свързване е по-просто за изпълнение и създава по-голяма стабилност на връзката.

В зависимост от предназначението си кофите биват за работа в леки, средни и тежки условия. Относителната маса на кофите се изменя в граници от 900 до 2200kg/m^3 съответно за леки, средни и тежки условия за работа. Предназначението на кофата определя и начина на нейното изработване. За работа в леки условия най-често се използват заваръчни конструкции кофи. При средно тежки условия - комбинирани, заваръчно-лети конструкции и при тежки условия - лети конструкции кофи.

Кофата се изработва по различен начин в зависимост от предназначението. Често кофата се изработва чрез заварка на четири отливки - предна, задна и двете странични стени. Предната стена е подложена на най-интензивно износване, поради което се отлива от износоустойчива манганова стомана. За облекчаване на разтоварването корпусът назад (към дъното) леко се разширява. Така се избягва опасността от заклинване на по-едри парчета. При въженомеханичните багери кофата се свързва с подемното въже чрез кобилица с ролки. При багерите с малка вместимост на кофата (до 1,5m^3) подемното въже се закрепва направо за кофата. При работа в еднородни скали, твърдостта на които не е голяма се използват кофи с полукръгла предна част без режещи зъби. В жилавите и твърди скали наличието на зъби намалява съпротивлението при копаене. Средните зъби е целесъобразно да са издадени напред. От особено значение е геометрията на режещите зъби и на кофата като цяло да се избере правилно. Зъбите са сменяеми. Изработват се така, че заменянето им да става бързо. Зъбите се изработват симетрично спрямо надлъжната си ос. Така при износване от едната страна, те се обръщат и работата продължава без да е необходимо заточване.



Конструкцията на кофата трябва да осигурява минимална сила и енергопоглъщаемост при копаене, както и добро запълване. Върху тези параметри голямо влияние оказва геометричната форма на кофата.

Фиг.14.38. Кофа на еднокофов багер за работа в здрави и абразивни скали

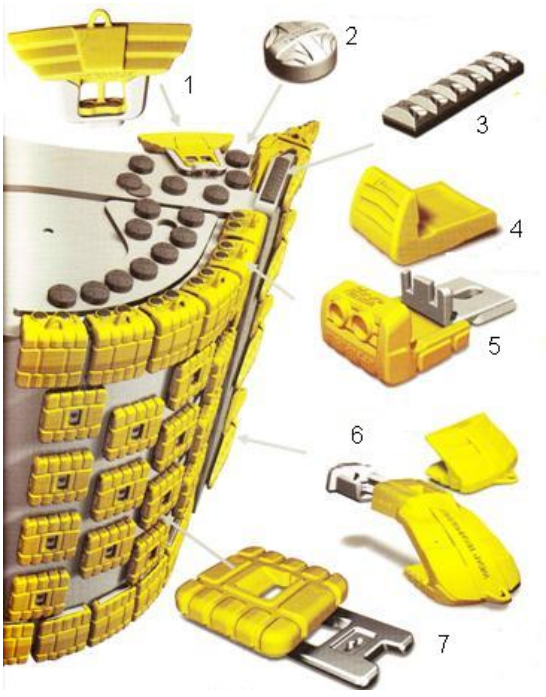
При работа на кофата в здрави и абразивни скали тя се армира на най-критичните места с биметални износоустойчиви елементи с минимална твърдост от 700BHN (Фиг. 14.38).

На фиг.14.39 са показани биметалните износоустойчиви елементи произведени от фирма „San Rock“ и предназначени за кофите на еднокофовите хидравлични багери работещи в здрави и абразивни скали. Дъното на кофата се армира с защитните плъзгачи 7, а зъбите се монтират на механично прикрепени или заваряеми междузъбия 6. Ръбовете на кофата се армира с механично прикрепен ъглов протектор 5 или заваряем ъглов протектор 4. Режещият ръб на кофата странично се армира с щокблокът 3, а страничните стени с бутоните 2. В долната част на страничните стени на кофата се разполагат страничните ножове 1.

Ръка. Конструкцията на ръката на въженомеханичните багери зависи от нейния тип - вътрешен или външен. Външната ръка се състои от две греди, обхващащи стрелата, а вътрешната - от една греда, преминаваща през стрелата.

Външната ръка създава по-голяма устойчивост на работните органи, затова се използва при по-тежки условия на работа. От друга страна тя е по-тежка, създава по-големи съпротивления при работа и има по-нисък к.п.д.

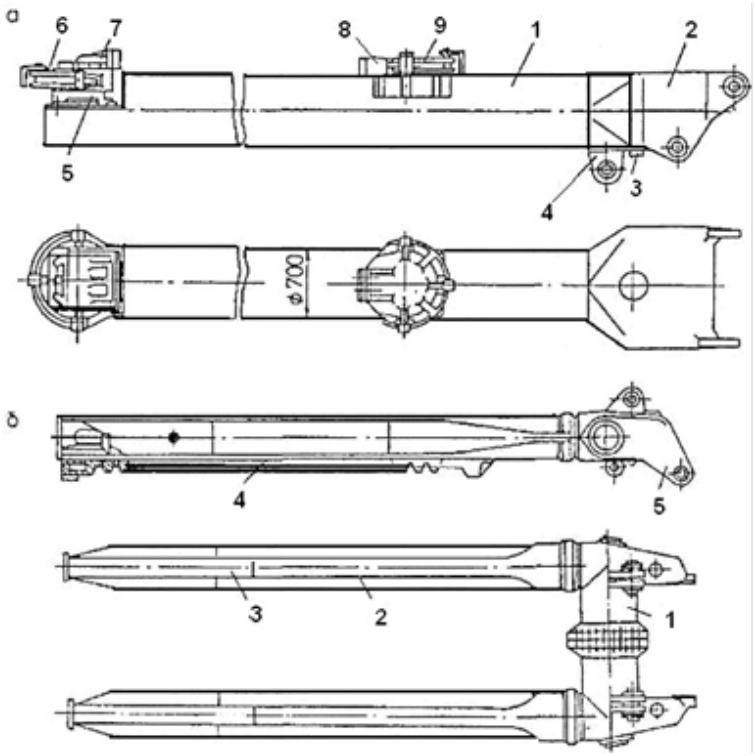
Вътрешният тип ръка има по-проста конструкция и позволява тя да се разтовари от усукващи напрежения. Особено удобни са при използване на въжен напорен механизъм. Вътрешният тип ръка е с 20-30% по-малка маса.



Намаляването на масата на стрелата намалява масовият инерционен момент на въртящата се част на багера с 10-15%, което способства за намаляване на разхода на енергия при копаене.

Фиг.14.39. Биметалните износоустойчиви елементи произведени от фирма „*San Rock*“

На фиг.14.40а е показан вътрешен тип ръка на въженомеханичен багер ЗКГ-8И. Тя се състои от греда 1 с кръгло напречно сечение. В предния край на ръката е заварена отливка 2 с две уши - горна - за шарнирно закрепване на кофата и долна за регулиране ъгъла на наклона на кофата чрез планки с различна дължина, конзола 4 за закрепване на механизма за отваряне дъното на кофата и гумен буфер 3 за амортизация на ударите на кофата. Напорното и възвратното въже. създаващи възвратно-постъпателното движение на ръката, преминават през ролки 6 и 9. За ограничаване хода на ръката служат задният и предният ограничители 7 и 8. Задният ограничител 7 е монтиран към амортизиращо устройство 5 за намаляване на ударите в напорния механизъм при срещане на препятствие.



Фиг.14.40. Ръце на багер-права лопата
а- *ЗКГ-8И*; б - *ЗКГ-4,6*; *ЗКГ-8*

На фиг.14.40б е показан външен тип ръка на въженомеханичен багер ЗКГ-4,6 и ЗКГ-8. Тя се състои от две греди 2 с правоъгълно сечение, съединени в предната си част чрез отливка 1. Ръката се плъзга в седловите лагери по горните накладки 3.

От долната страна на ръката са заварени зъбни рейки 4, състоящи се от отделни секции. Двете крайни секции са с упор за ограничаване хода на ръката. При износване на горните накладки и зъбните рейки те се подменят. Ръката е свързана с кофата-чрез уши 5 и планки.

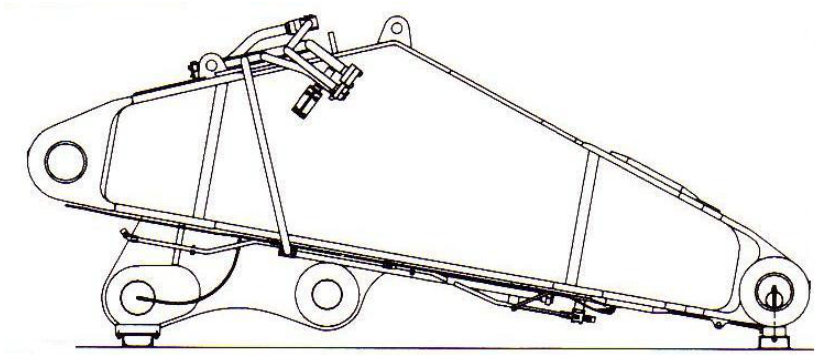
При някои конструкции багери връзката между ръката и кофата вместо с планки се извършва с хидравлични цилиндри. Така в зависимост от скалите, в които се работи може да се регулира ъгълът на рязане и по този начин да се подобряват условията за копаене и разтоварване на материала.

Ръцете на хидравличните еднокофови багери са значително по-леки и с опростена конструкция в сравнение с тези на въженомеханичните багери. При тях липсват механизмите за подаване на кофата към забоя, което става посредством хидравлични цилиндри променящи ъгълът на стрелата на багера. На фиг.14.41 е показана ръката на хидравличен еднокофов багер тип *HITACHI EX2600* с вместимост на кофата 15m^3.

Стрела. Стрелата на въженомеханичните багери представлява наклонена греда, шарнирно свързана в долния кран с платформата, а в горния окачена за двуногата стойка. Стрелата е заваръчна конструкция. Формата й зависи от типа на работния орган, характера на натоварването и от теглото на багера.

Към стрелата се монтират елементите на напорния механизъм, ролковите блокове за поддържащите и подемните въжета, елементите за свързване и укрепване към платформата. Стрелата се свързва с платформата чрез пета без

оширение (при малките багери) или с оширение и с допълнителни обтяжки. Стрелата може да бъде цяла конструкция и съставена от две части - горна и долна, свързани шарнирно. Долната част е закрепена чрез греда с двуногата стойка. Така се създава по-голяма стабилност на стрелата и тя може да бъде по-лека.



Фиг.14.41. Ръка на хидравличен еднокофов багер тип *HITACHI EX2600*

На фиг.14.42 е показана стрелата на багер *ЗКГ-4,6*. Стрелата 2 е заваръчна конструкция, свързана чрез пети 1 и оси 14 с въртящата се платформа. Стрелата е допълнително укрепена към платформата чрез обтяжки 12, снабдени с натегателни устройства 13. В горния край на стрелата са монтирани главните ролкови блокове 9 за направляване на поддържащото въже. На осите на главните ролкови блокове са монтирани планки 8 е ос 7 и ролков блок 6 за поддържащите въжета.

В долния край на стрелата са закрепени дървени греди 11 за предпазване на стрелата от удари. В средната част на стрелата е монтиран напорният механизъм 10, а на плоча 3 - механизмът 4 за отваряне дъното на кофата. За обслужване на механизмите на стрелата са предвидени площадки, стълби и перила 5.

На фиг.14.43 е показана стрелата на хидравличен еднокофов багер тип *HITACHI EX2600.* Тя е заварена конструкция на която са разположени леглата на шарнирите свързващи я с ръката, въртящата се платформа, кофата и хидравличните цилиндри.

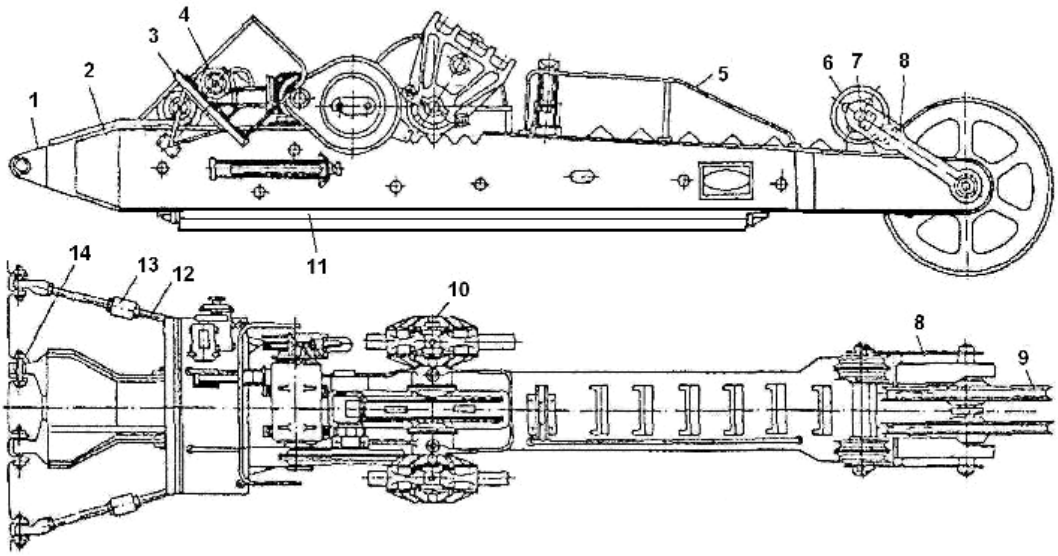
14.7.3. Ходови механизми на еднокофовите багери

При съвременните еднокофови багери се използват три вида ходови механизми: пневмоколесен, гъсеничен и крачещ.

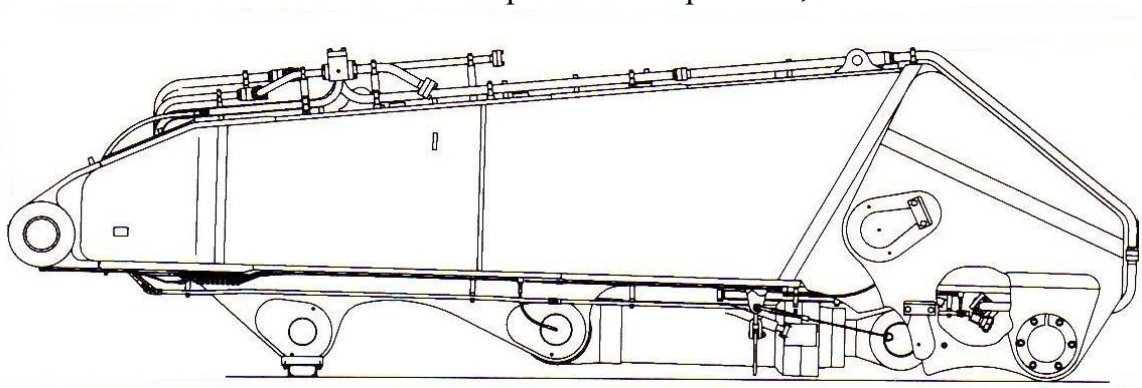
Основните изисквания към ходовите механизми са следните:

- достатъчна скорост на движение;
- малко тегло и малко натоварване върху почвата; .
- голяма проходимост и маневреност;
- способност да преодоляват големи наклони;
- малки собствени съпротивления и малък брой бързо износващи се части;
- устойчивост на машината при работа и движение.

Различните ходови механизми в различна степен отговарят на горните изисквания. Поради това видът на ходовия механизъм се избира компромисно в зависимост от условията на работа, конструкцията, масата на машината, нужната степен на мобилност, релефа и допустимото натоварване върху почвата.



Фиг.14.42. Стрела на багер *ЗКГ-4,6*



Фиг.14.43. Стрела на хидравличен еднокофов багер тип *HITACHI EX2600*

1. Пневмоколесен ходов механизъм. Пневмоколесният ходов механизъм се използва при леките строителни багери.Най-леките багери с обем на кофата до 0,4m^3 могат да се монтират направо на рамата на товарен автомобил.

Пневмоколесният ходов механизъм осигурява висока маневреност и големи скорости на движение (до 70km/h) при сравнително малка маса, малки съпротивления при движение и проста конструкция и универсалност. Към недостатъците му се отнасят: голямото относително натоварване на почвата, бързо износване на гумите, затруднено движение при дъжд, глинести почви и лоши пътища.

Ходовият механизъм на багера представлява дву- или триосна рама със специални балонни гуми. Задвижването на ходовия механизъм се осъществява чрез главния двигател на багера (при еднодвигателно задвижване) или от отделен двигател. Движението от двигателя се предава на задвижващите колела чрез редуктор, верижна предавка или чрез диференциален механизъм.

Пневматичните гуми биват:

- според шарката на протектора - универсални, заваръчни, шевронни и др.;
- за плътен и неплътен грунд;
- според налягането на въздуха - с високо (0,25-0,5MPa), ниско (0,12-

0,25MPa) и свръхниско (0,05-0,08MPa) налягане;

- камерни и безкамерни.

Най-често се използват гуми със свръхниско налягане. Те са по-еластични и с по-голяма база. Предпочитат се също безкамерните гуми (без вътрешна гума) поради по-голямата им сигурност и безопасност. При тях поради еластичните свойства на материала при пробив отворът се затваря и излизането на въздуха се затруднява.

Товароподемността на едно колело достига до 40t. Броят на колелата зависи от масата на багера и носещата им способност. Максималният наклон, преодоляван от тези багери е 22-25° при сух и здрав терен. Разположението на колелата зависи от изискването за устойчивост и маневреност на машината. Най-често се използват схемата при която част от колелата са управляеми. Завиването на машината се извършва чрез завъртане на управляемите колела по време на движение. Управляеми могат да бъдат както предните, така и задните колела или всички колела на багера.

2. Гъсеничен ходов механизъм. Гъсеничният ходов механизъм е най-разпространен. Използва се при всички багери, с изключение на тежките драглайни.

Гъсеничният ходов механизъм по същество е колесен, разстилащ пред себе си стоманена шарнирна лента, служеща за направляваща релса и за увеличаване на допирната площ.

Предимствата на гъсеничния ходов механизъм са: малко относително натоварване върху почвата, добро сцепление с нея, преодоляване на по-голям наклон, голяма маневреност, малък радиус на завиване.

Недостатъците на гъсеничните ходови механизми са: малък к.п.д. (0,6-0,65), голяма маса, съставляваща 30-40% от масата на багера, сложност на конструкцията, бързо износване на триещите се части, сравнително малка скорост на движение (0,25km/h за тежките и 8km/h за леките).

Гъсеничните ходови механизми биват:

- според броя на гъсениците - с две гъсеници (за багери с маса до 350 t), с четири гъсеници (за багери с маса 180-350t) и с осем гъсеници (за багери над 350 t);

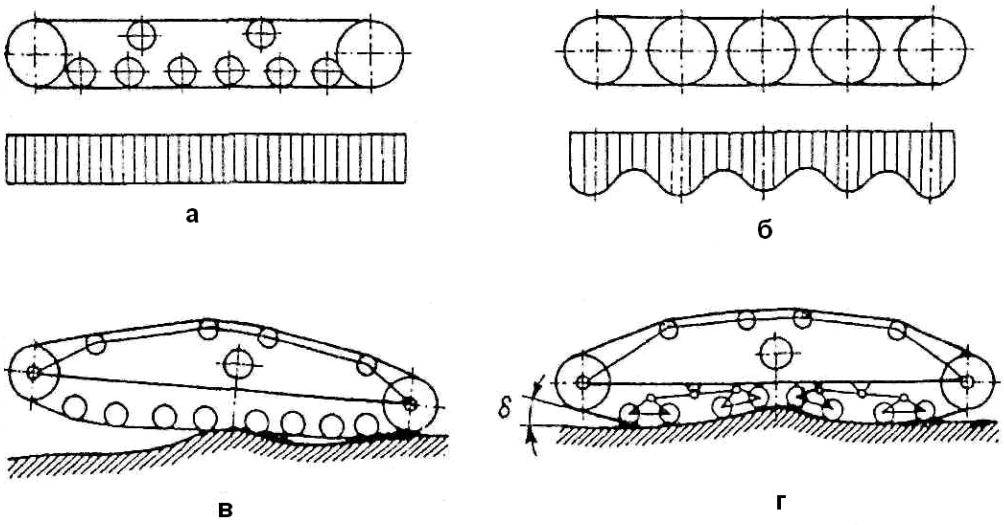
- многоопорни (Фиг.14.44а,в,г) и малкоопорни (Фиг.14.44 б); твърди (Фиг.14.44 а, б, в) и гъвкави (Фиг.14.44 г).

Гъсениците са многоопорни ако отношението на броя на звената от гъсеничната, лежащи на земята, към броя на опиращите са на тях ролки е по-малко от две и малкоопорни - ако това отношение е по-голямо от две.

При многоопорните вериги звената между ролките почти не се огъват и натоварването върху почвата е равномерно разпределено. Поради това тези гъсеници са по-подходящи при работа в меки скали.

При малкоопорните гъсеници звената на гъсеничната верига се огъват между ролките и образуват вълнообразна линия, при което се създава голяма разлика в налягането под ролките и между тях. Поради това те са по-удобни за багери, работещи в скален терен. За да поемат по-големия товар поради неравномерното им натоварване големите ролки се изработват с много по-голяма якост. Конструкцията им е по-проста и евтина, имат по-малки загуби от

триене, но от друга страна натоварването върху ролките и звената на веригата е по-голямо, проходимостта е намалена и имат по-малък срок на служба. Диаметърът на ролките се прави равен или малко по-малък от диаметъра на водещото и на направляващото колело.



Фиг.14.44. Видове гъсенични ходови механизми

Твърдите гъсеници не могат да се приспособяват към неравностите на терена. Това е избегнато при гъвкавите гъсеници (Фиг.14.44г). Ролките са групиране в балансьори, свързани помежду си с кобилици, които могат да заемат различно положение в зависимост от неравностите на пътя. Така натоварването върху почвата и елементите на ходовия механизъм е разпределено по-равномерно. Въпреки тези предимства гъвкавите гъсеници се използват рядко поради това, че имат по-малка полезна дължина, с което се увеличава натоварването върху почвата и се намалява надлъжната устойчивост на машината и имат значително по-сложна конструкция.

При работа в слаби почви осите на водещото и на направляващото верижно колело са повдигнати над земята така, че краищата на гъсеничната верига да се наклонени под ъгъл 10-20° (Фиг.14.56 в, г).

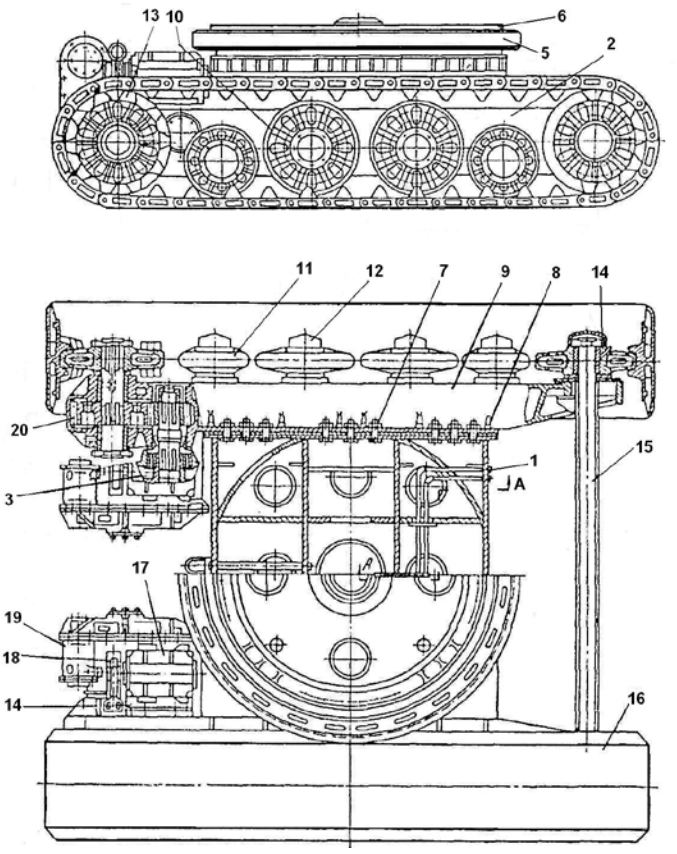
Размерите и броят на гъсениците трябва да се съобразяват с теглото на багера. Увеличаването на дължината на гъсениците над 9 t за двугъсеничните багери е нежелателно, тъй като се увеличава неравномерността в разпределението на товара върху почвата и върху долната рама на багера, а нарастват и съпротивителните моменти при завиване на багера. Също така намалява маневреността на багера, а кофата не може да загребва материала близо до машината.

Промяната на посоката на движение на багера се извършва чрез изключване и застопоряване на едната гъсеница, чрез изключване без застопоряване и чрез подаване на различни скорости на гъсениците.

В тежките модели багери с повече от две гъсеници се използват специални изравнителни устройства за равномерно разпределение на товара върху гъсениците и за поддържане на платформата в хоризонтално положение. Изравнителните устройства се състоят от вертикални хидравлични цилиндри,

монтирани между гъсениците и платформата на багера. В зависимост от терена в отделните цилиндри се подава различно количество масло, така че горната част на багера да остава винаги хоризонтална.

Звената на гъсеничната верига се изливат от стомана, съдържаща 1-2% манган, който повишава износоустойчивостта им. Ролките и верижните зъбни колела се лагеруват обикновено с втулкови лагери. Като пример е разгледан гъсеничният ходов механизъм на багер ЗКГ-8И, показан на фиг.14.45.



Ходовият механизъм е двугъсеничен малкоопорен с твърдо закрепване на гъсениците към ходовата рама. Ходовият механизъм се състои от долна рама 1, гъсеници 2 и индивидуални задвижващи механизми 3 и 4. Долната рама представлява заваръчна носеща конструкция, на горния край на която е монтиран зъбния венец 5 с кръгла релса 6 на механизма за въртене. Към страничните повърхности на рамата чрез болтове 7 и ключови съединения 8 са закрепени гъсеничните рами 9.

В гъсеничните рами на оси са закрепени четири големи 10 и четири малки 11 опорни колела. Осите на колелата са защитени от попадане на прах чрез капачки 12.

Фиг.14.45. Гъсеничен ходов механизъм на *ЗКГ- 8И*

В задната част на гъсеничната рама е закрепена водещата звезда 13, а в предната част - натягащата звезда 14, монтирана на натягащата ос 15.

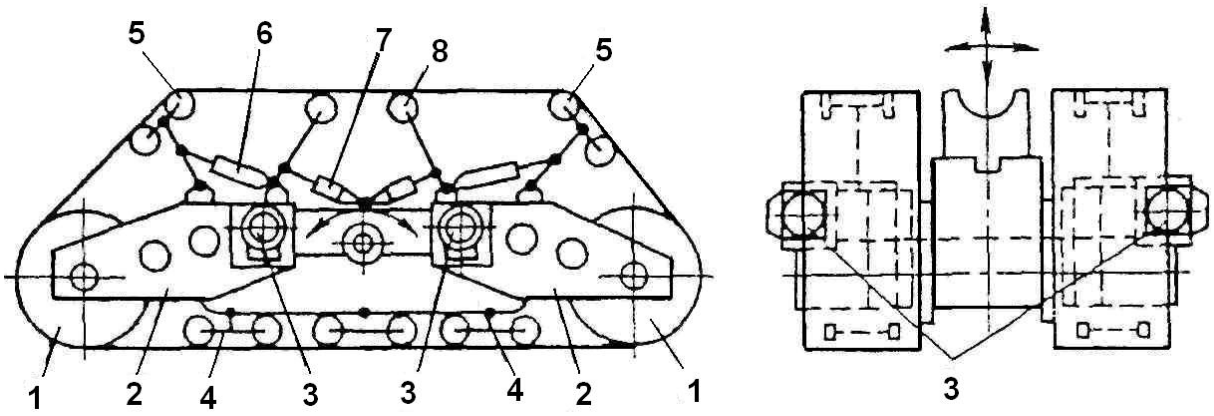
Гъсениците 16 се привеждат в движение от индивидуални ходови механизми, включващи двигател 17, спирачка 18, редуктор 19 и предавка 20.

Най-мощните модели разкривни багери като 6360-М на „MARION“ с вместимост на кофата 137,5m^3 и руския ЗВГ-100/70 с вместимост на кофата 100m^3 се използва задвижване от отделни двигатели на двете звезди на всяка една от осемте гъсениците. Двигателите са 16 - по два за всяка гъсеница - с обща мощност 2352kW.

Принципната схема на задвижването на една гъсенична количка с две задвижващи звезди е показана на фиг.14.46.

Механизмът се състои от две задвижващи звезди 1, редуктори 2, двигатели 3, опорни ролки 4, натягащи ролки 5, натягащи цилиндри 6, поддържащи цилиндри 7 и ролки 8 за поддържане на гъсеничната верига. Натягането на

гъсеничната верига се извършва чрез хидравлични цилиндри 6 и натягащи ролки 5.



Фиг.14.46. Схема на гъсеничен ходов механизъм с две задвижващи звезди

На фиг.14.47 е показана схемата на гъсеничния ходов механизъм на тежък багер с осем гъсеници. Долната рама 1 чрез хидравлични цилиндри 2 се опира на четири двугъсенични колички 3. С помощта на хидравличните крикове се извършва изравняване на долната рама и на завъртащата платформа на багера. За завиване на багера всяка от четирите гъсенични колички се завърта около своята вертикална ос. Завъртането на гъсеничните колички се извършва чрез два хидравлични цилиндъра 7, буталните прътове 6, на който са свързани чрез прътове 5 и опори 4 се завъртат гъсениците в съответната посока. Левият хидравличен цилиндър - задвижва едновременно двете предни колички на ходовия механизъм. Вторият - десен хидравличен цилиндър задвижва също едновременно двете задни колички на ходовия механизъм.

14.8.4.Съпротивление и мощност при движение на гъсеничния ходов механизъм

Общото съпротивление при движение на багер с гъсеничен ходов механизъм може да се определи от формулата:

$$W = W_{ГМ} + W_{ДЕФ} + W_{Н} + W_{ИН} + W_{З} + W_{В}, N \qquad (14.6)$$

където: $W_{ГМ}$ е общото вътрешно съпротивление в гъсеничния механизъм, N;

- $W_{ДЕФ}$ - съпротивлението от деформацията на почвата, N;
- $W_{Н}$ - съпротивлението от изкачване на наклон, N;
- $W_{ИН}$ - съпротивлението от инерционната сила, N;
- $W_{З}$ - съпротивление при завиване, N;
- $W_{В}$ - съпротивление от ветровото натоварване, N.

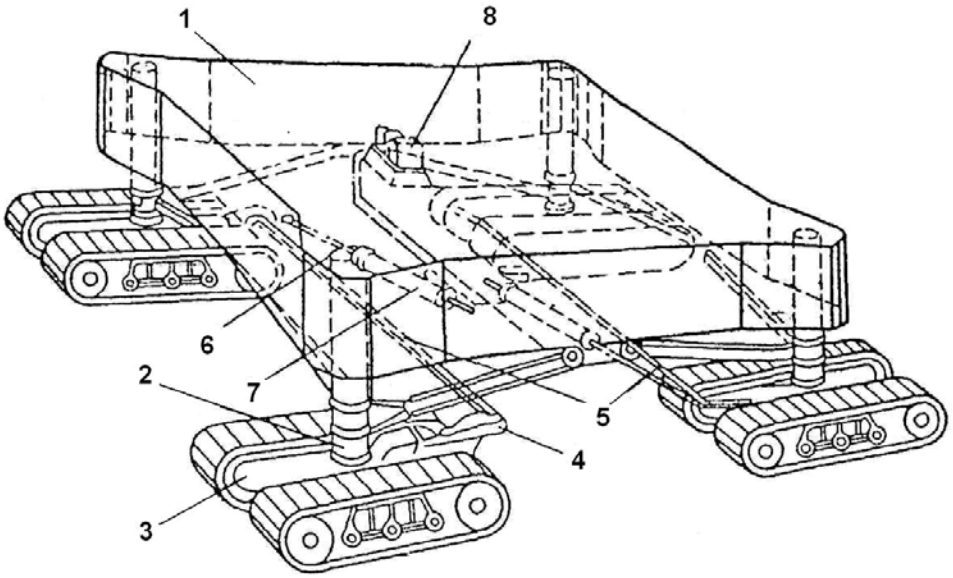
Съпротивленията в гъсеничната верига може да бъде определено от израза:

$$W_{ГМ} = W_{ОГ} + W_{Р} + W_{ВЗ} + W_{НЗ}, N \qquad (14.7)$$

където: $W_{ОГ}$ е съпротивление от огъване на веригата, N;

- $W_{Р}$ - съпротивлението в ролките, N;
- $W_{ВЗ}$ - съпротивлението във водещата звезда, N;

- $W_{НЗ}$ - съпротивлението във направляващата звезда, N.



Фиг.14.47. Механизъм за завиване на тежък багер

Съпротивлението $W_{ОГ}$ възниква при огъването на веригата около водещата и направляваща звезда и може да се определи от израза:

$$W_{ОГ} = \mu.P\frac{\pi.d_{П}}{z.t}, N \qquad (14.8)$$

където: μ е коефициентът на триене между палеца, съединяващ звената на веригата и ушите на тези звена;

- P - силата на опъване на веригата, N;
- $d_{П}$ - диаметър на палеца, m;
- z - броят на зъбите на съответната звезда;
- t - стъпката на веригата, m.

Съпротивлението $W_{Р}$ зависи от загубите при търкаляне на ролките по веригата и от загубите в лагерите, може да се определи от израза:

$$W_{Р} = \frac{G}{\pi.D}\left(\mu.d + 2f\right), N \qquad (14.9)$$

където: $\mu = 0,05 \div 0,1$ е коефициентът на триене в лагерите на ролките;

- G - силата на теглото на багера, N;
- d - диаметър на шийката на оста на ролката, m;
- D - външен диаметър на ролките, m;
- $f = 0,3 \div 0,5$ - коефициент на триене при търкаляне.

Съпротивлението $W_{НЗ}$ се предизвиква от триене в оста на направляващата звезда и може да се определи от израза:

$$W_{НЗ} = 2.P.\mu\frac{d_{ИЗ}}{D_{ИЗ}}, N \qquad (14.10)$$

където: $d_{ИЗ}$ и $D_{ИЗ}$ са съответно диаметърът на оста и външният диаметър на направляващата звезда, m.

Съпротивлението във водещата звезда може да бъде определено от формулата:

$$W_{ВЗ} = \left(R_1 + R_2\right)\mu\frac{d_{ИЗ}}{D_{ИЗ}}, N \qquad (14.11)$$

където: R_1 и R_2 са реакциите в лагерите на водещия вал, N.

Горните формули определят съпротивленията, които среща една от гъсениците на багера. Ако багерът има n гъсеници, съпротивленията ще бъдат n пъти по-големи. Използването да формулите е възможно при познаване елементите на ходовия механизъм. Ако последните не са познати, както е при проектиране, загубите в гъсеничния механизъм могат да се определят по формулата:

$$W_{ГМ} = k.G_Б = \left(0,05 \div 0,07\right)G_Б, N \qquad (14.12)$$

Където $G_Б$ е работното тегло на багера, N.

Съпротивленията от деформация на почвата могат да се определят от израза:

$$W_{ДЕФ} = \frac{n}{2}\psi.q_H.h.B = \frac{n}{2}\psi.q_0.h^2.B, N \qquad (14.13)$$

където: q_H е относителното налягане на багера върху почвата, Ра;

- q_0 - коефициент на специфично съпротивление на почвата против деформация, Ра;
- ψ - коефициентът на неравност на опорната площ на гъсеницата ($\psi = 1 \div 1,15$ за многоопорен гъсеничен механизъм и $\psi = 1,8 \div 2,5$ за малкоопорен гъсеничен механизъм);
- h - дълбочина на смачкване на почвата, m;
- n - броя на гъсениците;
- B - широчина на гъсеницата, m.

Съпротивлението при изкачване на наклон с ъгъл α_H се определя от формулата:

$$W_H = G_Б \sin\alpha_H, N \qquad (14.14)$$

Съпротивлението от промяната посоката на багера се предизвиква от триенето на гъсениците по почвата и от срязването на слоя материал, който се намира над опорната площ на гъсениците. Обикновено вторият вид съпротивление е малко и не се взема пред вид.

Съпротивлението при завой на двугъсеничен багер, когато се завърта около една от гъсениците е:

$$W_З = \frac{1}{2}\mu_Г\frac{L}{a}.G_Б, N \qquad (14.15)$$

където: $\mu_Г$ е коефициент на триене на гъсеницата в почвата;

- L - дължина на гъсеницата, m;
- a - широчина на хода на багера m.

Съпротивлението от инерционните сили се определя от израза:

$$W_{ИН} = \frac{G_Б}{g}.\frac{v_x}{t}, N \qquad (14.16)$$

където $v_x, m/s$ е скоростта на движение на багера, а t, s е времето за ускоряването му.

Съпротивлението породено от вятъра се определя:

$$W_{ИН} = P_B.F_Б, N \qquad (14.17)$$

където P_B, Pa е относителното налягане на вятъра, а $F_Б, m^2$ е площта на багера.

Имайки в предвид всички тези съпротивления, за мощността на двигателя на ходовия механизъм може да се напише:

$$N = \frac{v_x.W}{10^3.\eta_M}, kW \qquad (14.18)$$

Където η_M е механичният к.п.д. на ходовия механизъм.

14.8. ПРОИЗВОДИТЕЛНОСТ И СХЕМИ НА РАБОТА НА ЕДНОКОФОВИТЕ БАГЕРИ

14.8.1. Производителност на еднокофовите багери

Определянето на производителността на багерите е необходимо, както при проектирането на рудниците, така и при експлоатацията им. Един от основните количествените и качествени показатели на дадена конструкция багери е производителността, отнесена към единица маса на багера или обем на кофата.

Производителността на багерите бива теоретична, техническа и експлоатационна.

Това трябва много добре да се знае и има в предвид при избор и доставка на нови машини. Изборът на машини най-често става по проспектни материали на фирмите производители и търговци. Не всички проспекти са коректно написани и най-често не се посочва за какъв вид производителност става въпрос. През изминалите години често са допускани грешки и посочваната производителност при експлоатация на машините не е била достигана. Също така поради незнание, договорите за доставка не винаги са сключвани коректно и изгодно за предприятията. В тях задължително би трябва да се посочва точно за каква производителност става въпрос и за какво време - за час, смяна или денонощие.

Теоретична производителност. Под теоретична производителност се разбира тази производителност, която би се получила при 100 % напълване на кофата и при максимален брой изсипани кофи за определено време.

Теоретичната производителност се определя от израза:

$$Q_T = q\frac{3600}{T_Ц}, m^3/h \qquad (14.19)$$

където q е вместимостта на кофата на багера, m^3;

- $T_Ц$ - продължителността на цикъла, s.

Продължителността на цикъла при въженомеханичните багери се изчислява при ъгъл на завъртане на кофата 90°, височина на забоя, равна на височината на напорния вал. нормални скорости на подемния и напорния механизъм и при условия, че всички спомагателни операции се извършват едновременно с основните.

$$T = t_K + t_З + t_P + t_B, s \tag{14.20}$$

Където t_K е времето за копаене, s;

- $t_З$ е времето за завъртане, s;
- t_P е времето за разтоварване, s;
- t_B е времето за връщане, s.

Времето за копаене може да се определи от израза:

$$t_K = \frac{l_C}{v_K}, s \tag{14.21}$$

където: l_C е разстоянието, изминавано от кофата, докато се напълни, m;

- v_K - скоростта на копаене, m/s.

Времето за завъртване може да се определи от израза:

$$t_З = \frac{\omega_{MAX}^2 . J\left(1,37 + \eta_B^2\right)}{7,35.b.N_B.\eta_B} + \frac{\beta}{\omega_{MAX}}, s \tag{14.22}$$

където: ω_{MAX} е максималната ъглова скорост на въртене на багера, rad/s;

- J - инерционен момент на въртящите се части, Nm/s^2;
- η_B - механичен к.п.д. на механизма на въртене;
- β - ъгъл на завъртане на багера, rad,
- b - коефициент, отчитащ особеностите на задвижването на механизмът за въртене на горния строеж, $b = 175$ при еднодвигателно задвижване и $b = 275$ при многодвигателно;
- N_B - максимална мощност на двигателя за въртене, kW.

Времето за разтоварване може да се определи от израза:

$$t_P = \sqrt{\frac{2h_K}{g}}, s \tag{14.23}$$

където: h_K е пълната височина на кофата, m.

Времето за връщане се определя, както времето за завъртане, само инерционният момент е по-малък, тъй като кофата е празна.

Както се вижда, теоретичната производителност отчита само конструктивните данни на багера, като не отчита реалните условия на работа и физико-механичните свойства на скалите.
Поради това тя на практика не може да се постигне.

Техническа производителност.

Техническата производителност е максимално възможната производителност за дадени условия, при непрекъсната работа и то за кратък период от време. Тя отчита физико-механичните свойства на скалите чрез двата коефициента k_H и k_P и реалните условия на работа. Определя се по израза:

$$Q_{TEX} = q\frac{3600k_H}{k_P.T_Ц}, m^3/h \qquad (14.24)$$

където k_H е коефициент на напълване на кофата с материал;

- k_P - коефициент на разбухване на материала.

Експлоатационна производителност. Това е реалната производителност на багера. Освен факторите, които се вземат предвид при определяне на техническата производителност, се отчита и използването на багера по време чрез коефициента $k_И$.

Коефициентът отчита всички престои.

$$Q_{EKC} = k_И.q\frac{3600k_H}{k_P.T_Ц}, m^3/h \qquad (14.25)$$

където $k_И$ е коефициент на използване на машината.

14.8.3. Схеми на работа на еднокофовите багери

Багерите права лопата изземват материала над площадката, на която се намират. Те могат да копаят под нивото на площадката само на незначителна дълбочина.

Системите за разработване на полезни изкопаеми по открит начин могат да бъдат класифицирани по следните признаци:

- според начина на разкриване на находището и според начина на преместване на откривката;
- в зависимост от последователността при откриване и добив в находището.

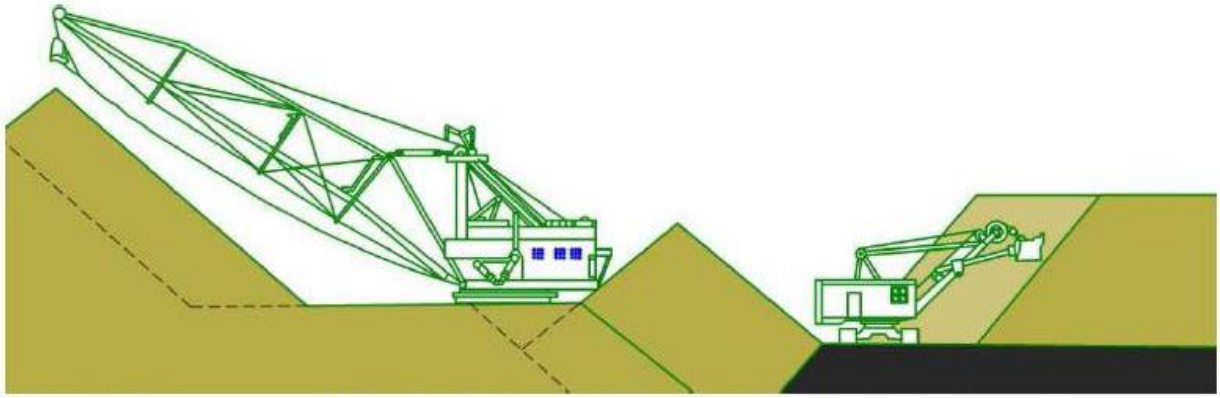
На фиг.14.48 е показана безтранспортна система на разкриване на находището, която се осъществява с еднокофов багер тип „права лопата” и с багер драглайн. В този случай откривката се премества на вътрешно насипище и за транспортирането и не се използват транспортни средства.

На фиг.14.49 е показана транспортна схема на работа с еднокофови въженомеханични багери, като транспортът е автомобилен.

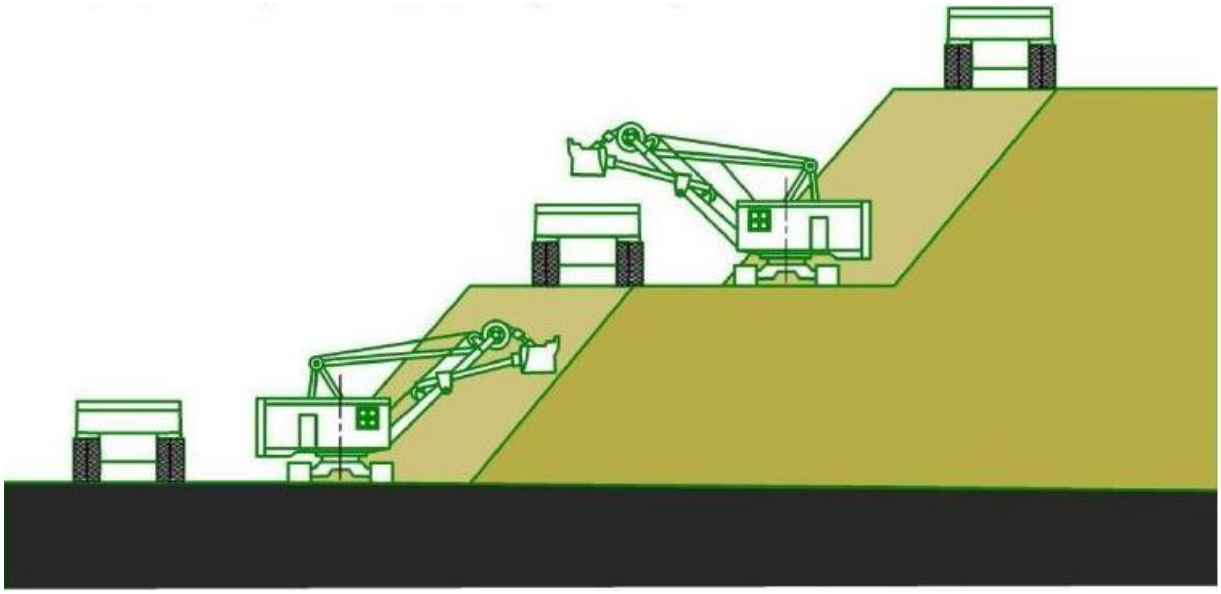
Обикновено багерът работи в страничен забой (Фиг.14.49). Работният орган загребва материала, разположен от едната страна на машината, а го натоварва в транспортни средства, разположени от противоположната страна. Ъгълът на завъртане на платформата е в граници от 60 до 180°. Транспортните средства са разположени на нивото на работната площадка или на горното стъпало. Транспортните пътища са прокарани по дължината на разработваното стъпало. Това дава възможност за редовно подаване на транспортни средства и за увеличаване производителността на багерите.

Най-често транспортните средства са разположени на нивото на работната площадка на багера. Тази схема е по-добра, тъй като багеристът има добра видимост и продължителността на цикъла е по-малка. При започване на работа

на ново стъпало често се използват багери с удължени работни органи и тогава транспортното средство може да бъде разположено на горното стъпало. Продължителността на цикъла при такава система се удължава с 20% поради по-трудното фиксиране на кофата над транспортното средство и по-голямото разстояние от мястото на загребване до мястото на разтоварване.



Фиг.14.48. Безтранспортна система за разкриване на находище



Фиг.14.49. Транспортна система за разкриване на находището

15. ЧЕЛНИ ТОВАРАЧИ. КИНЕМАТИКА НА ЧЕЛНИТЕ ТОВАРАЧИ. ТЕОРИЯ НА РАБОТАТА

15.1. ПРЕДИМСТВА И НЕДОСТАТЪЦИ НА ЧЕЛНИТЕ ТОВАРАЧИНА В СРАВНЕНИЕ С ХИДРАВЛИЧНИТЕ ЕДНОКОФОВИ БАГЕРИ

Една от най-трудоемките операции при добива на полезните изкопаеми е натоварването им на транспортните средства. Челните товарачи са предназначени за механизирано натоварване на полезното изкопаемо и скалната маса в строителството. Те изпълняват следните операции: загребване на материала, пренасяна до мястото му на претоварване, претоварване върху транспортните средства и предвижване обратно в забоя.

Челните товарачи трябва да имат минимални размери, проста конструкция, да са здрави и сигурни, да са мобилни, да загребват материала по цялата широчина на забоя и бързо да преминават от транспортно в работно положение.

Челните товарачи са машини с периодично действие и обикновено са с кофов работен орган. Работата на тези машини е циклична, като цикълът се състои от следните операции: загребване, пренасяне на материала до мястото на разтоварване, и връщане на празния работен орган. Тези машини биват: кофови с голям ход на кофата, кофови с малък ход на кофата, тракторен товарач, скреперни и грайферни.

В откритите рудници все по-голямо приложение намират челните товарачи (например Caterpillar 993K (Фиг.15.1) в рудник „Асарел”), през последните години, които успешно заместват при определени условия еднокофовите багери.

В сравнение с хидравличните багери челните товарачи имат следните конструктивни разлики:

- ходовият им механизъм е колесен или пневмоколесен;
- работният им орган се състои от ръка и кофа задвижвани от съответно от два хидравлични цилиндъра;
- челните товарачи не разполагат с опорен въртящ се кръг, а завъртането на работният им орган се осъществява посредством ходовия механизъм и с хидравлични цилиндри;
- задвижването на челните товарачи е предимно дизел хидравлично.

Всички тези конструктивни особености обуславят някои от предимствата и недостатъците на челните товарачи в сравнение с еднокофовите багери. Предимствата са следните:

- по-малка маса при една и съща вместимост на кофата;
- автономност на машината обусловена от начина на задвижване;
- могат да бъдат използвани освен за товарене на полезно изкопаемо, а така също и за транспортирането му на не голямо разстояние;

Основните недостатъци на челните товарачи в сравнение с еднокофовите багери са следните:

- подаването на кофата към забоя се осъществява от ходовия механизъм, което ограничава силата на подаване и обуславя използването на челните товарачи да бъдат използвани за товарене предимно на насипни материали в т.ч и взривени скали;

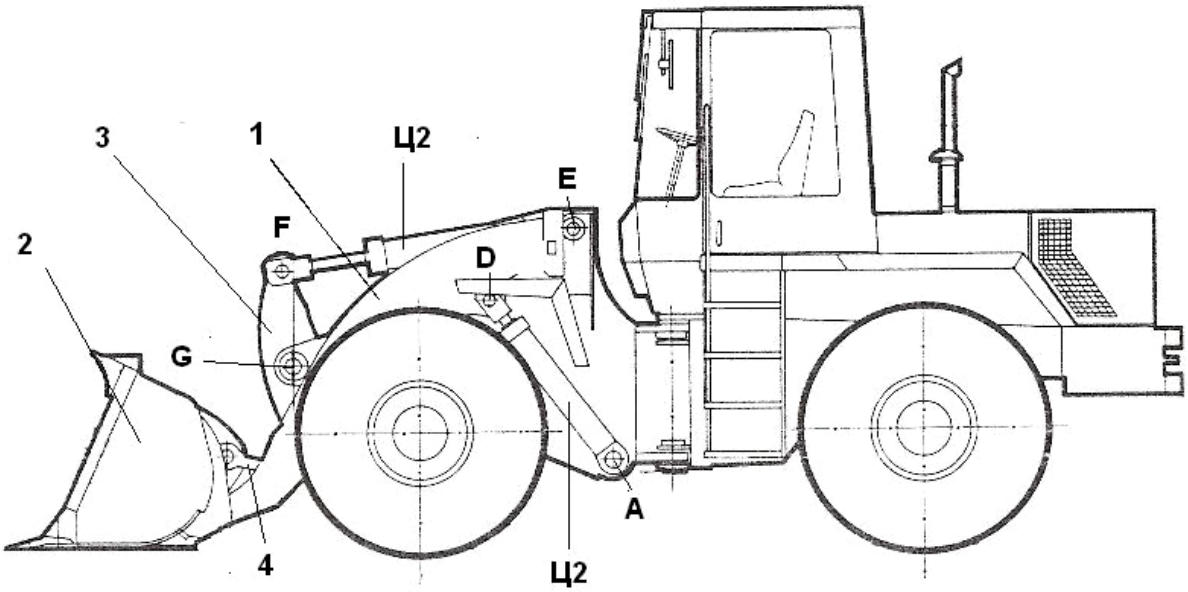
- липсата на въртяща се платформа увеличава времето от моментът на напълване на кофата до разтоварването и върху транспортните средства;

- конструкцията на работният орган ограничава достигането големи височини на разтоварване на кофата на челния товарач, а това ограничава габаритите на транспортните средства.

Фиг.15.1. Челен товарач CATERPILAR CAT993K с обем на кофата 13 m^3

15.2. КИНЕМАТИКА НА ЧЕЛНИТЕ ТОВАРАЧИ

На фиг.15.2 е показана схема на челен товарач O&K L30. Разглеждайки тази схема се вижда, че работното оборудване се състои от ръка 1, на която шарнирно е закрепена кофата 2.



Фиг.15.2. Общ вид на челен товарач тип O&K L30

Издигането и спускането на ръката на челния товарач се осъществява посредством хидравличния цилиндър Ц1, който е шарнирно захванат към рамата на товарача от долу в точка А и от другата страна към ръката в точка D.

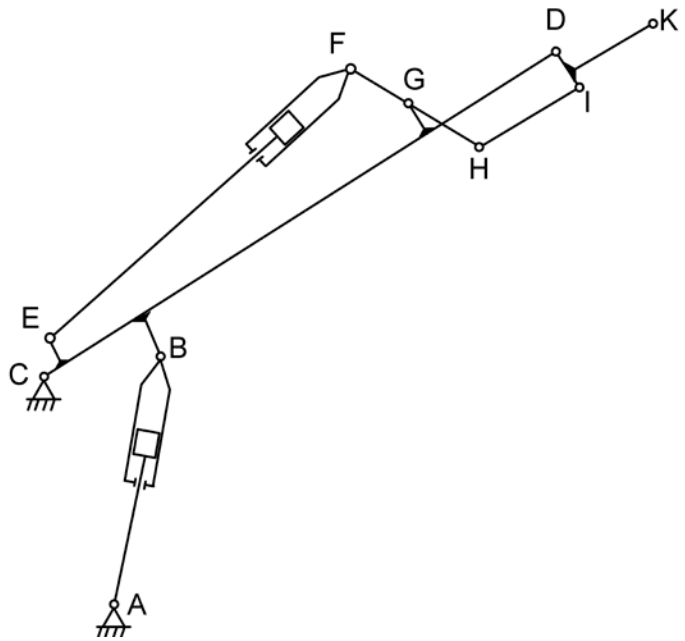
За завъртане на кофата се използва хидравличният цилиндър Ц2, който е закрепен шарнирно към ръката в точка Е и от другата страна към кобилица в точка F. Кобилицата 3 се завърта около шарнира G, намиращ се върху ръката на челния товарач. От другата страна на кобилицата се намира шарнирът Н, който е свързан с кофата посредством шарнирна връзка I и лостът 4.

Цилиндрите Ц1, Ц2 и ходовият механизъм на челния товарач определят трите степени на свобода на механичната система.

С челния товарач се свързва относителна пространствена Декартова координатна система OXYZ, ориентирана така, че ос OZ съвпада с оста на завъртане на предната част на челния товарач. Оста OX съвпада и лежи върху равнината на стоене на товарача. Оста OY е перпендикулярна на оста OX и заедно с осите OX и OZ образува дясно ориентирана Декартова координатна система.

На фиг.15.3 е показана заместваща кинематична схема, еквивалентна на действителната схема на елементите на работното оборудване на челния товарач. Всяка отделна шарнирна връзка между звената на системата е отбелязана с отделна буква.

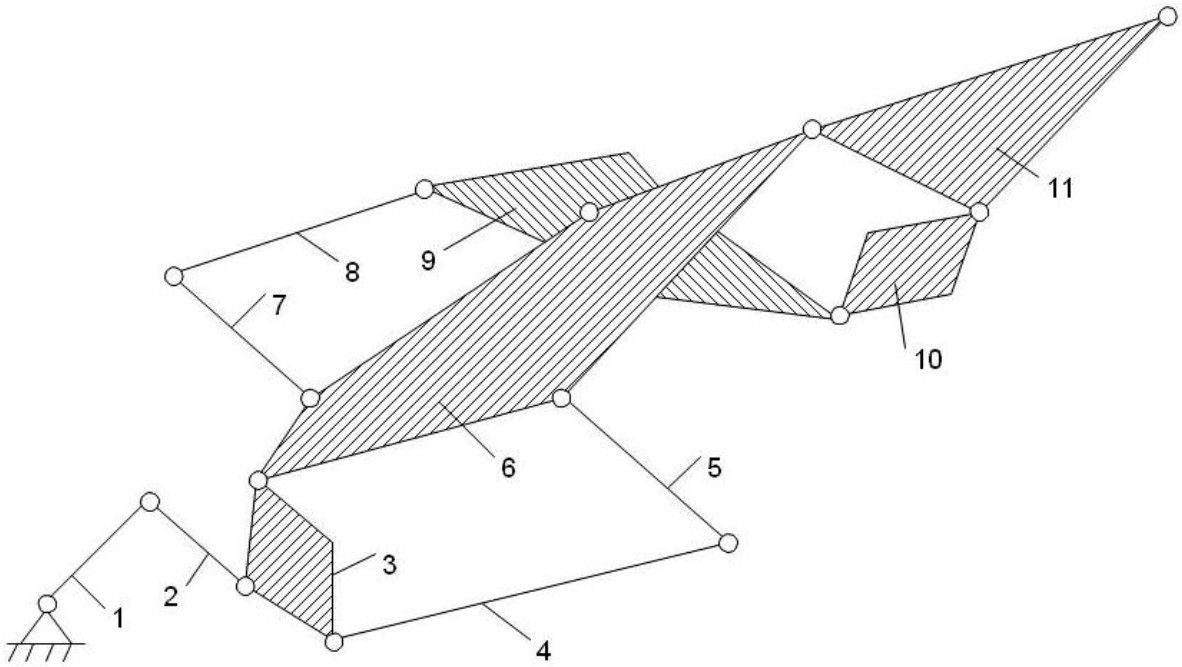
Еквивалентната заместваща схема на работния орган, показана на фиг.15.4 се получава като всяка двойка хидравлични цилиндри, както и ходовия механизъм използван за подаване на кофата към забоя, представляват променливо по дължина звено и се заместват с две шарнирно свързани звена (само в структурния анализ). С цифри от 1 до 11 са номерирани отделните звена на механизма. Броят на звената е $n=11$, а броят на шарнирните връзки $p_5=15$.



Фиг.15.3. Заместваща кинематична схема на работния орган на багера

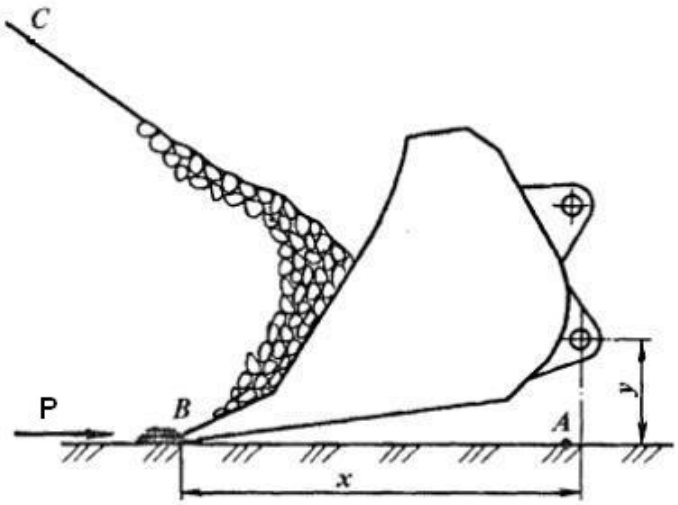
В такъв случай за броя на степените на свобода могат да бъдат определени от израза:

$$h = 3n - 2p_5 = 3.11 - 2.15 = 3 \qquad (15.1)$$



Фиг.15.4.Еквивалентна заместваща схема за определяне степените на свобода

15.3. ТЕОРИЯ НА РАБОТАТА НА ЧЕЛНИТЕ ТОВАРАЧИ.



При внедряване на кофата във взривения куп от скала (Фиг.15.5), пред предния режещ ръб или зъбите и се образува уплътнено ядро B, чието размери и форма се изменя при промяна дълбочината на внедряване на кофата и едрината на натоварваните късовете.

Фиг.15.5. Внедряване на кофата на челния товарач в натоварвания материал

След окончателното внедряване на кофата в масива тя се повдига и завърта и застава във вертикалната плоскост. В този момент се извършва уплътняване и повдигане на материала лежащ на дъното на кофата по линията BC. При излизането на кофата от масива, взривения материал ABC изпълва кофата. В последния момент от цикъла на внедряване на кофата, реакцията на масива става максимална и може да се определи съгласно формулата:

$$P = L^{1,25}.b.k_E.k_h.k_\Phi.k_G, N \qquad (15.2)$$

където: L, m е дълбочината на проникване на кофата;

- b, m - широчина на кофата;

- k_E - коефициент отчитащ едрината или гранулометричния състав на скалата или полезното изкопаемо степента на разрохване;

- k_h - коефициент отчитащ височината на купа с материал;

- $k_Ф$ - коефициент отчитащ формата на кофата;

- k_G - коефициент отчитащ специфичното тегло на материала в масива.

При отделянето на кофата от масива, силите на съпротивление на скалата се изменят в зависимост от ъгъла и на завъртане и траекторията на копаене. Най–голямо е това съпротивление в началото на копаенето при напълно внедрена кофа. Началният момент необходим за осъществяване на копаенето може да се определи от израза:

$$M = 1.1P\left[0,4\left(x - \frac{1}{3}L\right) + y\right], Nm \qquad (15.3)$$

където x, y, m са координатите на предния режещ ръб на кофата спрямо шарнира за завъртане.

Теоретичната производителност на челните товарачи определя и обема на кофите им съгласно израза:

$$V_K = Q_T.T_Ц, m^3. \qquad (15.4)$$

където: $Q_T, m^3 / h$ е теоретичната производителност на машината;

- $T_Ц, h$ - продължителност на цикъла.

Дължината на дъното на кофата се избира съгласно израза:

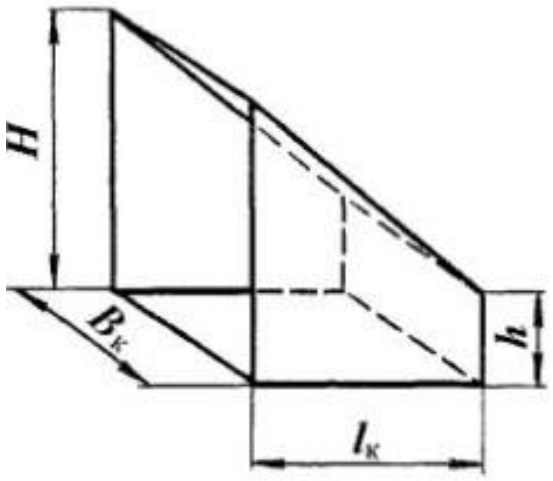
$$l_K = (11,4 \div 12)\sqrt[3]{V_K}, m; \qquad (15.5)$$

и не бива да е по-дълга от 1,2 -1,4 дълбочината на кофата. Широчината на кофата може да бъде определена съгласно израза:

$$B_K = (1 \div 1,2)l_K, m; \qquad (15.6)$$

и трябва да надвишава 4-5 пъти големината на натоварваните късове. Височината на кофата в предната и задна част (Фиг.15.5) се определя съгласно израза:

$$H = 1,2l_K, m;$$
$$h = (0,4 \div 0,6)l_K, m \qquad (15.7)$$



Фиг.15.5. Геометрични размери на кофата на челен товарач

16. ДРАГЛАЙН. ПРИНЦИП НА РАБОТА И ОБЛАСТ НА ИЗПОЛЗВАНЕ. КОНСТРУКТИВЕН ПРЕГЛЕД. СИЛИ ДЕЙСТВАЩИ НА КОФАТА НА ДРАГЛАЙНА

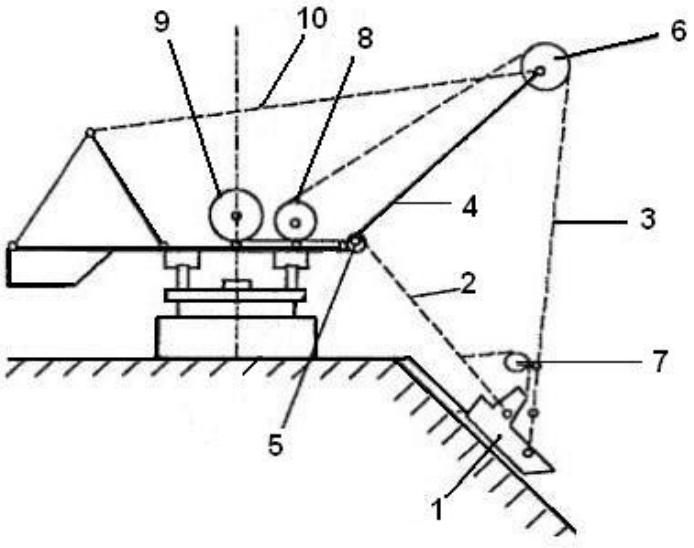
1. Принцип на работа и област на използване на драглайните

Багер драглайните се използват при безтранспортна система на разработване на находищата от полезни изкопаеми по открит начин и при строителството на големи хидротехнически съоръжения. Те съставляват около 20% от всичките еднокофови багери използвани в световното стопанство и са се наложили при разработване на слаби, средни и взривени здрави скали или полезни изкопаеми в забои разположени под или над нивото на стоене на машината.

Основните предимства на драглайна в сравнение с багерите с твърда връзка между кофата и ръката (права и обратна лопата) са: възможност за копаене както под, така и над площадката на стоене на багера с два пъти по голяма височина на стъпалото, много голяма дължина на стрелата (надвишаваща два-три пъти тази на въженомеханичните и хидравлични еднокофови багери) позволяваща по-голямото разстояние, на което те прехвърлят изкопаемата маса от 85 до 250m, по-малкото тегло определящо по-ниска цена, най-ниска себестойност на откривните работи и по-малко натоварване на почвата.

Недостатъците на багерите драглайни са липсата на напорен механизъм, малката скорост на движение (0,7km/h за леките и 0,2-0,3km/h за тежките модели) породена от кракчещия ходов механизъм, с който са оборудвани и необходимостта за подравняване на площадката на стоене.

Основната конструктивна схема на багер драглайн (Фиг.16.1) включва кофа 1 свързана с теглителното въже 2 и подемното 3, стрелата 4 с монтирани на нея направляващите блокове на теглителното въже с ролка 5 и на подемното с ролка 6. За преместване на кофата служат подемната лебетка 8 и тяговата 9. Ъгълът на наклона на стрелата по време на работа е постоянен и се определя от дължината на полиспаста 10. Неподвижни звена на драглайна са платформата с двуногата стойка и стрелата на багера.



Фиг.16.1. Основна схема на драглайн

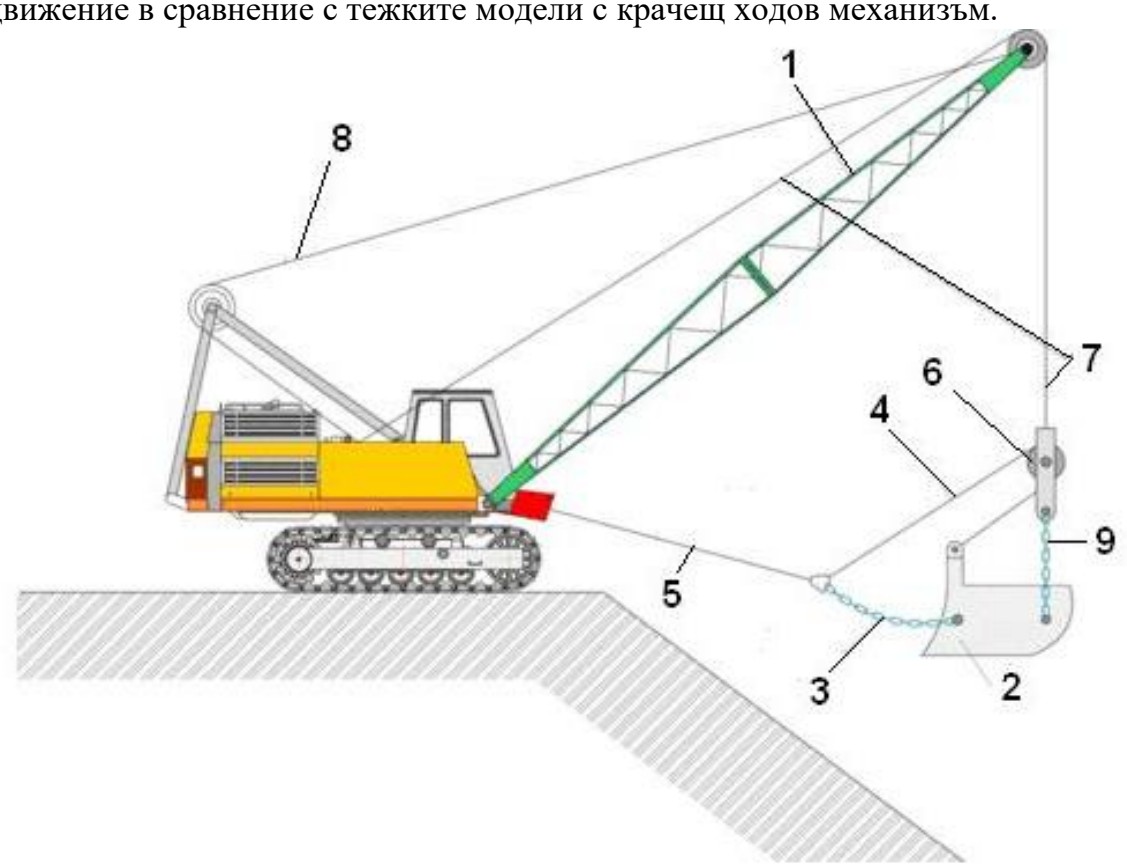
Багерът драглайн работи по следния начин. С помощта на подемното въже (тяговото се отпуска), кофата се спуска в забоя. Следва включване на теглителното въже, което издърпва кофата към багера, при което тя влачейки срязва стружка от материал до напълването й.

След напълването на кофата тя се повдига от подемното въже, подържана в хоризонтално положение от теглителното и багерът се завърта и пренася кофата до мястото за разтоварване. Над местото за разтоварване отпускайки теглителното въже, кофата се завърта около обръщателната ролка 7 и се разтоварва. Следва завъртане на багера и връщане на кофата обратно в забоя. Следва повтаряне на цикъла.

2. Конструктивен преглед и основни възли на багерите драглайн

Дължината на стрелата на багерите драглайн достига до 100m, а обема на кофата до 168m^3. Обикновено драглайните са оборудвани с гъсеничен ходов механизъм за предвижване. Тежките багери драглайни са оборудвани с крачещ ходов механизъм. Ако се сравнят крачещия и гъсеничния ходов механизъм ще се види че налягането върху почвата при леките модели е почти еднакво, а скоростта на багерите с гъсенечен ходов механизъм е няколко пъти по голяма. Крачещите драглайни имат обикновено по-големи габаритни размери от колкото багерите права лопата, но липсата на гъсенечен механизъм ги прави 10 – 15% по-леки.

На фиг.16.2 е показан лек модел багер драглайн с верижен ходов механизъм. Работния орган на багера се състои от стрела 1, ъгълът на наклона на която се определя от дължината на въжето 8. Кофата на багера 2 е свързана с теглителното въже 5 и подемното 7 посредством система за обръщане на кофата, която включва теглителната верига 3, подемната верига 9 свързани съответно с обръщателното въже 4 и обръщателната ролка 9. Ходовият механизъм на багера е гъсеничен, което осигурява по висока скорост на движение в сравнение с тежките модели с крачещ ходов механизъм.



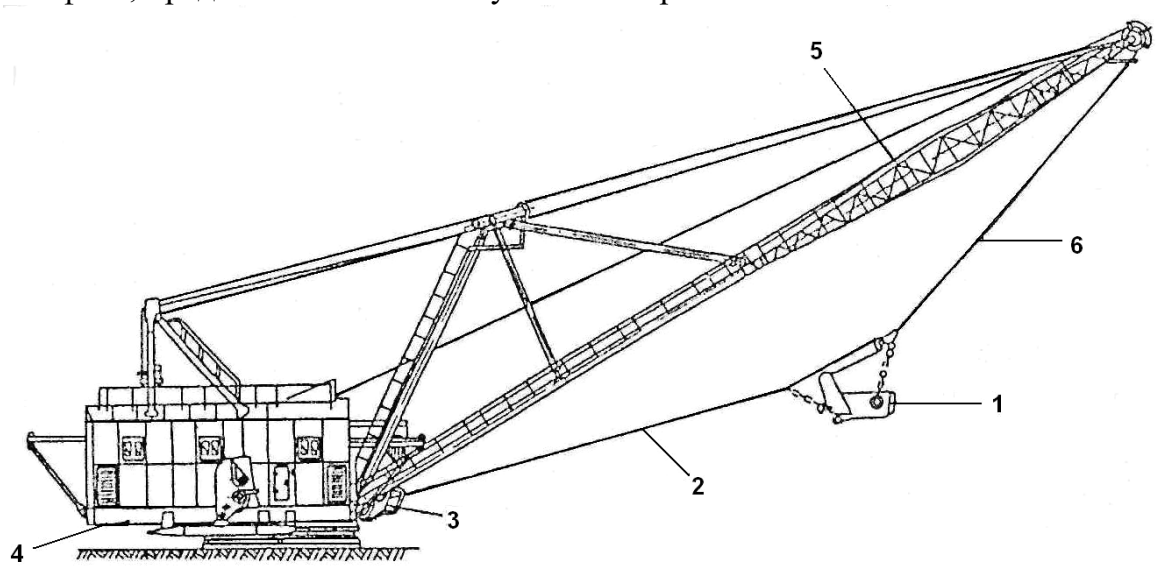
Фиг.16.2 Багер драглайн с гъсеничен ходов механизъм

Руският крачещ драглайн тип *ЭШ4-45* (Фиг.16.3) се състои от кофа 1, теглително въже 2, направляващи блокове 3, въртяща се платформа 4, стрела 5 и подемно въже 6.

Върху въртящата се платформа се монтирани подемната и теглителната лебедка, крачещият и въртящият механизъм, двуногата стойка, пневматичната система за управление и стрелата. Стрелата е пространствена конструкция и се състои от централна тръба, с две наклонени ферми, свързани с въжета - мостов тип (винтове). В горния край на стрелата са монтирани два ролкови блока за подемното въже и за полиспаста на поддържащите въжета (Фиг.16.4).

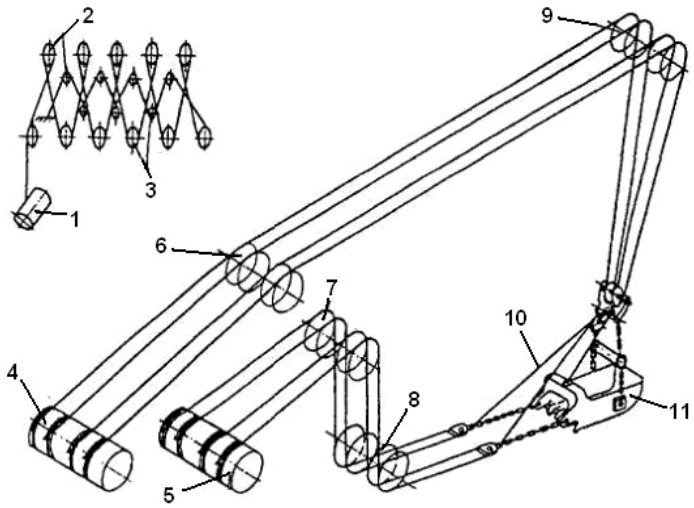
Основата на стрелата има форма на пирамида. Закрепването на стрелата към платформата се извършва чрез опорни пети. Направляващите блокове служат за направляване на теглителното въже. Ходовият механизъм на багера е коляно-шарнирен тип. Кофата е заваръчна конструкция.

Кофа на багерите драглайн. Кофите на всички драглайни по конструкция са аналогични. Кофите биват за леки, средни и тежки условия на работа. Кофите, предназначени за леки условия на работа са по-широки и по-къси. Биват заваръчни, лети или комбинирани конструкции. Важен показател, характеризиращ кофата е отношението на масата й към нейната вместимост. Този показател се изменя в граници от 0,84 до 1,62t/m^3. По-малките стойности са за кофите, предназначени за леки условия на работа.



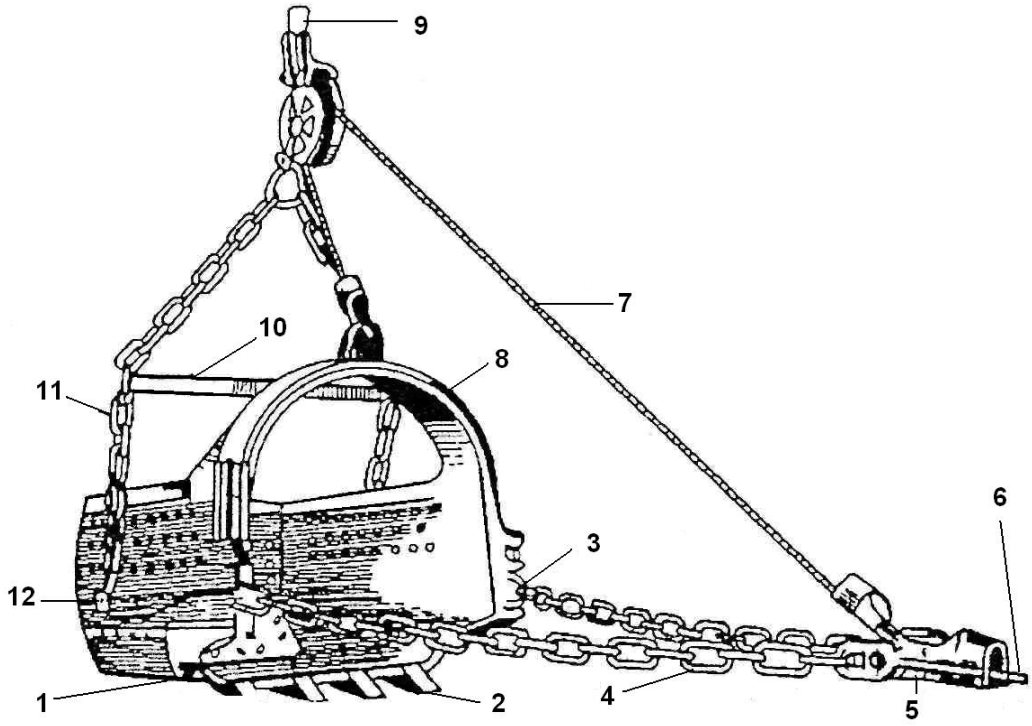
Фиг.16.3. Крачещ драглайн *ЭШ4-45*

За най-големите кофи с вместимост от 65 до 110m^3 този показател е от 1,62 до 1.29 t/m^3, а за кофата на багер 4250W с вместимост 168m^3 -0,723t/m^3. По правило, с нарастване на вместимостта на кофата този показател намалява. Първоначалното врязване зависи особено много от формата на режещия нож на кофата и масата й. За работа в еднороден материал е по-добре режещият нож да има полукръгла форма без режещи зъби.



Фиг.16.4. Схема на полиспастна система на драглайн
1 – подемен барабан; 2 – блок на двуногата стойка; 3 – блок за поддържане на стрелата; 4,5 - барабани на тяговата и подемна лебедка; 6,7 – блокове на тяговата и подемна лебедка; 8,9 – ролки; 10 – обръщателно въже; 11 – кофа

На фиг.16.5 е показана драглайнова кофа. Тя се състои от дъно 1 и стени - две странични и една задна. Предната част на дъното се оформя като козирка, снабдена със зъби 2. Страничните стени са снабдени с устройство 12 за закрепване на подемната верига 11. Чрез веригата кофата се окачва за подемното въже 9. В предната част на страничните стени са закрепени скобите 3 за свързване с теглителните вериги 4. За по-голяма якост страничните стени са свързани с арка 8. В някои конструкции такава арка липсва. Разтоварващото обръщателно въже 7 е свързано към арката и към теглителното въже чрез устройството 5.

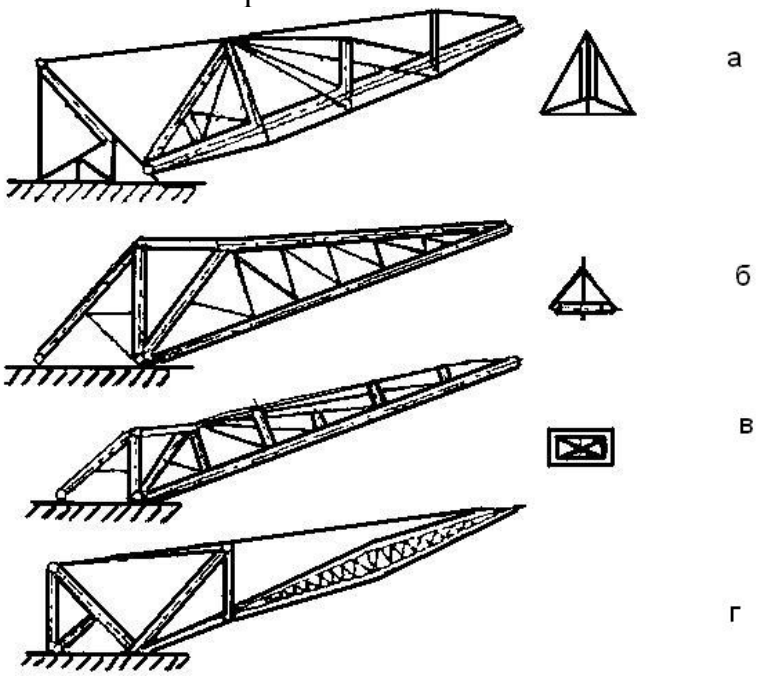


Фиг.16.5. Кофа на драглайн

При копаене кофата се движи от теглителното въже, а подемното е свободно. Повдигането на кофата се извършва от подемното въже при леко опъване на теглителното. При това положение кофата виси на двете вериги и на разтоварното въже. За разтоварване на кофата се отпуска теглителното въже, при което кофата остава да виси на подемните вериги и се обръща с предната си част надолу пот действие на силата на тежестта. За да не се опират подемните вериги в страничните стени на кофата при нейното обръщане, се поставя дистанционната греда 10.

Стрела на багера. Стрелата на драглайна за разлика от стрелата на багер-права лопата не е подложена на натоварване при копаене. На нея действат само теглото на кофата с материала при повдигането им, собственото й тегло и силите на инерция, възникващи при въртене на платформата. Драглайните най-често се използват за прехвърляне на материала на насипище, затова стремежът е радиусът им на действие да бъде по-голям. Това се постига чрез използване на дълги стрели. При еднаква вместимост на кофата дължината на стрелата на драглайна може да бъде 2-2,5 пъти по-дълга от стрелата на багер-права лопата. Това е добро качество на драглайните. То обаче не е получено даром, а е за сметка на това, че драглайните нямат напорен механизъм и работят не ефективно в твърди скали.

Конструкцията на стрелата се определя от вместимостта на кофата. За леките модели багери стрелите се изработват като пространствени конструкции (ферми) от винкели или тръби (Фиг.16.6д). Окачват се в една точка чрез стоманени въжета и полиспастна система. За средните модели конструкцията е аналогична. Окачването на стрелата е в повече точки.



Фиг.16.5. Конструктивни схеми на стрелите на драглайни

Стрелите на тежките модели драглайни са сложни съоръжения с голяма дължина - до 125m и голяма маса. Не се използват пространствени прътови конструкции, тъй като нараства масата им. Затова се използват стрели с плоска

прътова конструкции (Фиг. 16.6 в), с триъгълна форма (Фиг. 16.6 б) или пък мачтова конструкция (Фиг. 16.6 а). За олекотяване на стрелата и запазване на нейната якост, за елементите натоварени само на опън, се използват вантови връзки със стоманени въжета. Вантовата връзка се изпълнява от стоманено въже, здраво свързано в двата си края към специални втулки, които влизат в съответно гнездо на стрелата. Тъй като дължината на вантовото въже е постоянна това може да доведе до неравномерно натоварване на отделните въжета. За да се избегне това се използват изравнителни устройства.

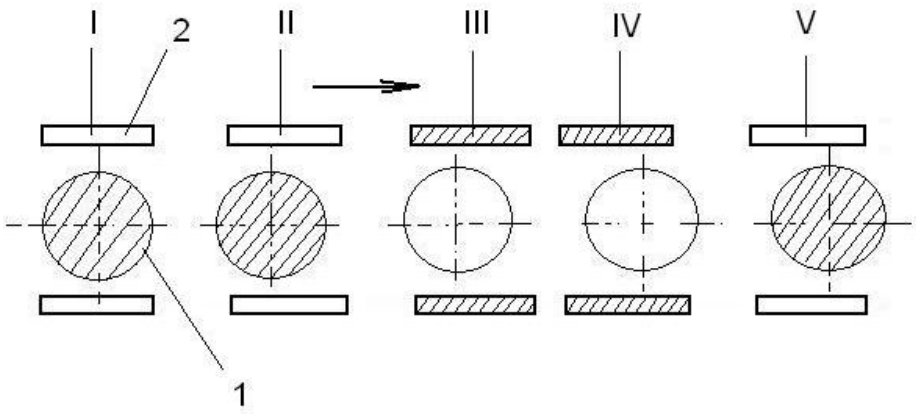
При разработване на нови конструкции стрели стремежът е те да бъдат максимално олекотени. Това се постига чрез използване на по-здрави леки материали, или чрез избор на по- удачна конструкция. При изработване на стрелите се използват легирани стомани. Това позволява масата им да се намали с 10-15%, а от тук и вместимостта на кофата да се увеличи с толкова, както и масата на багера да се намали с 5-7%. За основните и натоварени елементи на стрелата не се препоръчва използването на дуралуминий, тъй като трудно се заварява и има по-нисък модул на еластичност от стоманата. Алуминиевите сплави се използват за малко натоварените елементи като стълби, площадки и др. Отново с цел намаляване на масата на стрелата и повишаване на нейната якост, долната част на стрелата се изработва като едно цяло с двунога стойка и платформа (Фиг.16.6 г).

На върха на стрелата се монтират ролкови блокове за подемното и поддържащите въжета. По дължината на стрелата се монтират стълби и пътеки водещи до основните и възли, а в петата и са монтирани направляващи ролки за теглителното въже.

Крачещ ходов механизъм на багер драглайн. Крачещият ходов механизъм се използва при драглайните среден и тежък тип и по-рядко при роторните и верижните багери и насипообразуватели. Крачещият ходов механизъм се състои от задвижващ механизъм, опорни лапи 2 и опорна база 1 - основната рама на багера. Придвижването на машината се осъществява, както е показано на фиг.16.7. Положение I е изходно - машината лежи на опорната база 1, а лапите 2 са повдигнати; II - лапите се придвижват напред; III - лапите се спускат до терена-, а опорната база заедно с багера се повдига; IV -багерът се опира на лапите, а опорната база заедно с целия багер се премества напред; V - опорната база, заедно с багера се спуска на земята, а лапите се повдигат в изходно положение, след което цикълът се повтаря. Промяната на посоката на движение на багера-се извършва чрез завъртане на платформата.

Предимство на крачещият ходов механизъм е, че има просто устройство, малка маса, осигурява ниско относително натоварване върху почвата и голяма маневреност.

Недостатъците му са: малката скорост на движение (до 0,35km/h), необходимост от изравняване на пътя при движение, по-големи габарити, по-голям разход на енергия (при движение се повдига по-голямата част или цялото тегло на багера) и по-големите динамични натоварвания във всички механизми, вследствие на тласъците, които възникват при движение.



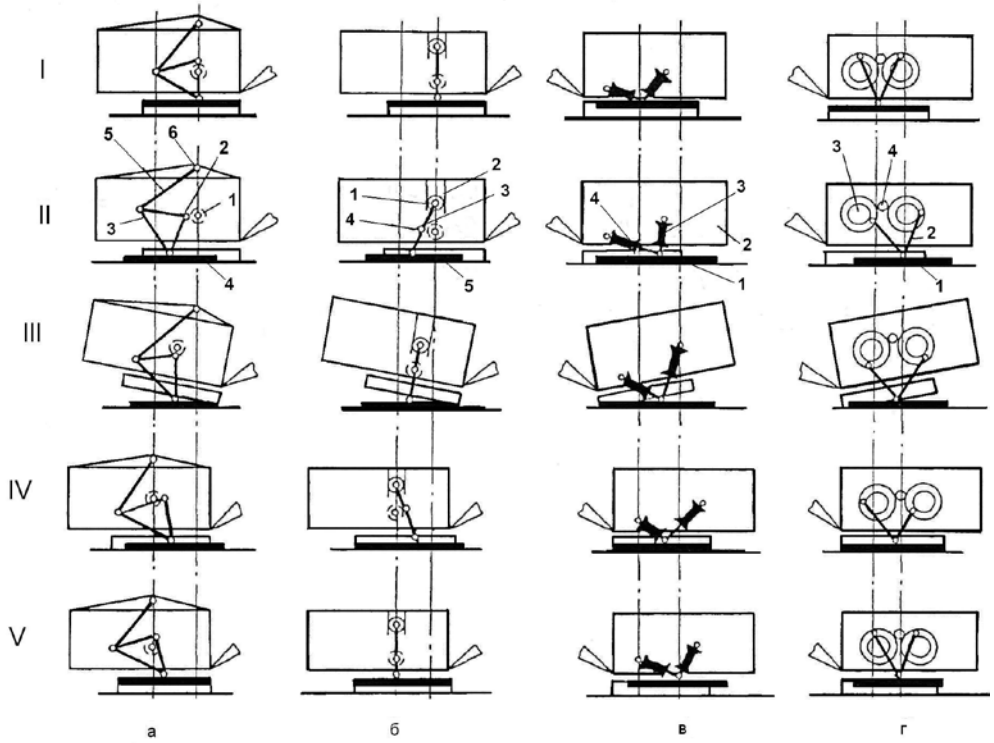
Фиг.16.7. Положение на лапите и опорния кръг при кračене

Кračещите ходови механизми биват механични и хидравлични. Механичните биват: ексцентрикови; коляно-шарнирни; коляно-кръстоглавни и двуколянови.

Хидравличните биват: лостово-люлеещи се с вътрешен опорен кръг и с релсов кračещ механизъм.

Механичните кračещи ходови механизми се използват обикновено при багерите с маса до 200t, а хидравличните при по-тежките модели. Хидравличните кračещи механизми имат значителни предимства пред механичните. Осигуряват по-голяма плавност на движението, липсва тежък ходов вал, а багерът се издига толкова, колкото е необходимо за кračенето.

На фиг.16.8а и фиг.16.9а е показан коляно-шарнирен кračещ ходов механизъм с последователните положения при кračене.

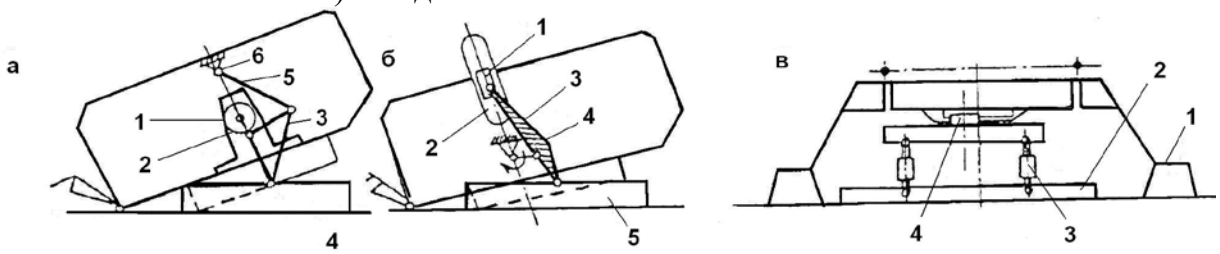


Фиг.16.8. Кračещи ходови механизми

а – коляно-шарнирен; б – коляно-кръстоглавен; в – хидравличен; г – двуколянов

Ходовият вал 1 върти коляно 2, което чрез триъгълна рама 3 е свързано с лапите 4. Триъгълната рама е свързана също чрез мотовилка 5 към шарнира 6. В положение I багерът копае като лежи на опорната си база, а лапите 4 са повдигнати. При завъртане на ходовия вал 1 и коляното 2 на 90° (положение II) лапите се изнасят наляво и се спускат на терена. При следващите 90° (положение III) багерът се повдига и премества наляво на половин стъпка. След още 90° (положение IV) багерът се отпуска на терена, при което се изпълнява и останалата половина от стъпката. В положение V лапите отново се повдигат и цикълът се повтаря. Този механизъм се използва от американската фирма „MARION“ и Новокрематорския машиностроителен завод (НКМЗ) в Русия (багер ЗШ-5/45 и др.)

Устройството и действието на коляно-кръстоглавия ходов механизъм (Фиг.16.8 б и Фиг.16.9 б) е подобно.



Фиг.16.9. Схеми на крачещи ходови механизми
а - коляно-шарнирен; б - коляно-кръстоглавен; в - с вътрешен опорен кръг (чехословашки патент)

Механизмът се състои от кръстоглав, движещ се по направляващи 2, коляно 3, мотовилката 4 и лапа 5. Мотовилката е закрепена шарнирно в три точки - в горния край за кръстоглава. в средата за коляното и в долния край за лапата. Краченето се осъществява при завъртане на ходовия вал. който върти коляното 3, а то повдига и спуска мотовилката 4, заедно с лапите или багера. Този механизъм се използва от фирмата "Пейдж".

Двуколяновият крачещ ходов механизъм (Фиг.16.8г и Фиг. 19.10) се използва при мощните драглайни на фирмата „MARION“ с вместимост на кофата 110m^3.

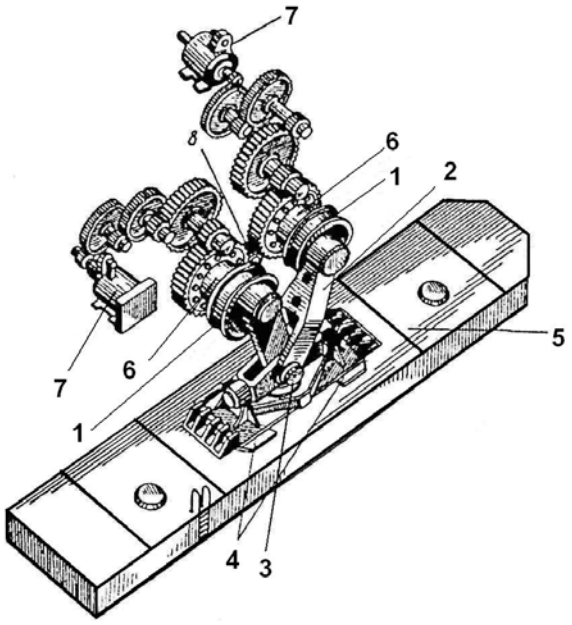
Крачещият ходов механизъм има два кривошипа 1, съединени с единия край на опорите 2. Другият край на опорите е свързан за лапите 5 чрез устройства 3 и 4, които позволяват на лапите при крачене да се самонагаждат към терена. Въртенето на кривошипа 1, а чрез него повдигането и спускането на лапите, се осъществява чрез двигател 7 и редуктор 6. За осигуряване на еднаква скорост на въртене на двата кривошипа се използва паразитно зъбно колело 8, което изравнява евентуалните разлики в оборотите на двете задвижвания. Използването на два задвижващи механизма се налага от това, че изработването на един задвижващ вал за машина с такова тегло е невъзможно.

На фиг.16.8в е показан лостово-люлеещ се хидравличен крачещ ходов механизъм. С 1 са показани лапите, с 2 - въртящата се платформа, с 3 - подемните цилиндри и 4 - спомагателните цилиндри. При работа (положение I) всички цилиндри са прибрани, лапите са повдигнати, а багерът лежи на основната рама. При крачене чрез цилиндри 3 и 4 лапите 1 се преместват по

посока на движението (надясно) и се отпускат на земята (положение II). При нарастване на налягането в подемните цилиндри 3, десният край на багера се повдига и той се премества на половин стъпка (положение III). След това чрез спомагателните цилиндри 4 багерът се придърпва към лапите, като се изпълнява и останалата част от стъпката (положение IV). Накрая подемните и спомагателните цилиндри повдигат лапите в изходно положение и цикълът се повтаря (положение V). Този крачещ ходов механизъм се използва при всички модели на Уралския завод за тежко машиностроене - Русия (ЭШ-14/75, ЭШ-15/90, ЭШ-25/100) и американската фирма *"MARION"* за драглайните 4250W и 9600-М с вместимост на кофата 168 и 191m^3.

На фиг.16.9в е показан хидравличен крачещ ходов механизъм с вътрешен опорен кръг (чехословашки патент). Механизмът се състои от външна пръстеновидна опора 1, вътрешна опора 2, хидравлични цилиндри за повдигане на багера и вътрешната опора и хидравлични цилиндри 4 за придвижване. При работа багерът лежи на двете опори, както е показано на фигурата. Последователните положения на крачене са: повдигане на вътрешната опора чрез цилиндри 3; преместване на вътрешната опора надясно чрез цилиндри 4; спускане на вътрешната опора до терена и повдигате на външната опора чрез цилиндри 3; преместване на външната опора чрез цилиндри 4 надясно и спускане на външната опора до терена. След това цикълът се повтаря.

На фиг. 16.10 е показан двуколянов крачещ ходов механизъм на багер *"MARION 8800* и *8900M* с вместимост на кофата 110m^3. Механизмът се състои от две колена 1, закрепени за единия край на опорите 2. Другите краища на опорите са закрепени за лапите 5 чрез устройства 3 и 4, позволяващи на лапата да се нагажда към терена. Задвижването на ходовия механизъм се осъществява чрез двигатели 7 и редуктори 6. За изравняване на скоростите на въртене на двата механизма се използва паразитното зъбно колело 8. Използването на два механизма за крачене е предизвикано от невъзможността да се изработи един ходов вал за такъв тежък багер. На фиг.16.11 е показан релсов хидравличен крачещ ходов механизъм, разработен в НКМЗ - Русия. Освен при някои драглайни се използва и за и насипообразуватели.

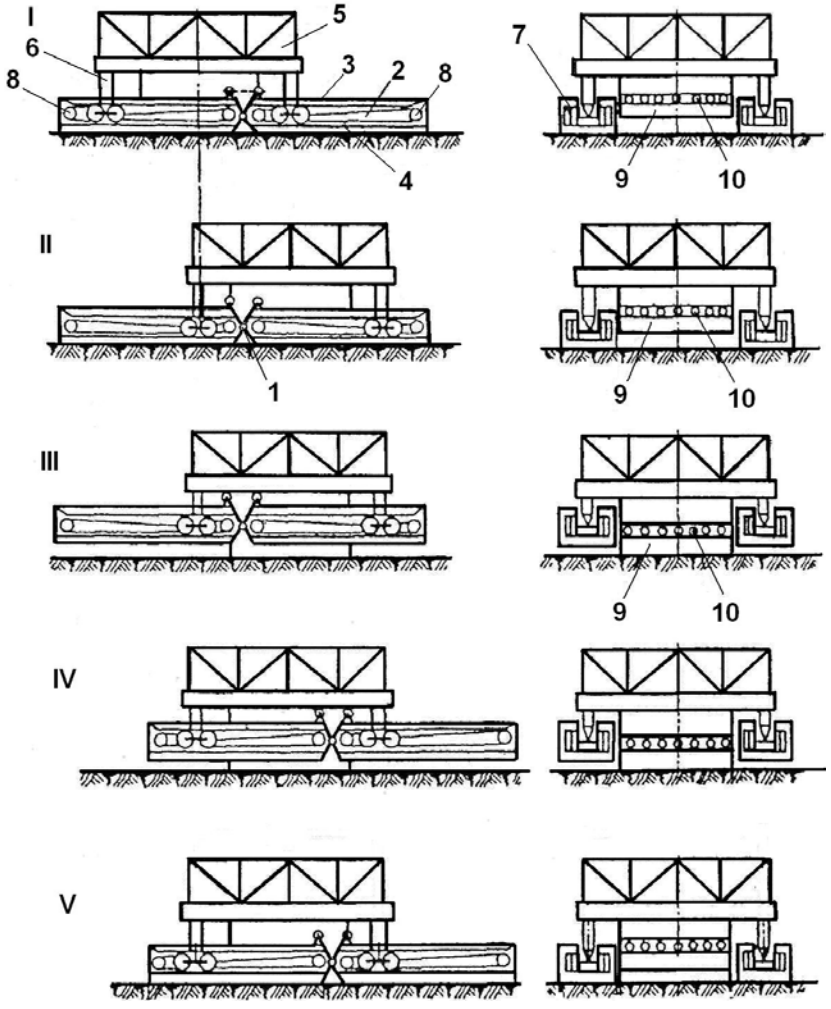


Фиг. 16.10. Механизъм за крачене на драглайн *MARION 8900M*

Механизмът се състои от сферични шарнири 1, четири лапи 2, горни и долни направляващи релси 3 и 4, рама на машината 5, четири хидравлични крика 6, ходови колички 7, теглителни лебедки 8, опорна база на багера 9 и механизъм за въртене 10.

При работа (положение I) опорната база на багера 9 чрез хидравличните крикове 6 е повдигната, а багерът лежи на четирите лапи 2. За да започне придвижването на багера трябва да се премине през следните положения: положение II - включват се теглителните лебедки 8, които чрез полиспасти преместват опорната база надясно (или наляво) в крайно положение лебедките се изключват; положение III - чрез хидравличните крикове опорната база се спуска до терена, а се повдигат лапите; положение IV - чрез теглителните лебедки лапите се придвижват надясно (или наляво); положение V - опорната база се повдига, а се спускат лапите и багерът е готов за извършване на следващата стъпка.

Завиването се извършва по същия начин, както при останалите крачещи ходови механизми. При повдигнати лапи машината се завърта около опорната база 9 по ролковия опорен кръг.



Фиг.16.11. Схема на релсово крачещ ходов механизъм

3. Изчисляване на крачещия ходов механизъм

Скоростта на движение на багера се определя по формулата:

$$v_{Б} = k_{n}.n.l, m / h \qquad (16.1)$$

където: $k_n = 0,7 \div 0,9$ коефициент отчитащ приплъзването при движение;

- n - броят на крачките за час;
- q - обем на кофата, m^3;
- l - дължина на една крачка, m.

За един час ходовият механизъм извършва следните видове работа:

1. За периодично повдигане на багера на височина h:

$$A_h = n\left(G_Б - G_Л\right)h, J / h \qquad (16.2)$$

2. За периодично повдигане на лапите на същата височина:

$$A_h = n.G_Л.h, J / h \qquad (16.3)$$

3. За триене на влачещата се част от багера:

$$A_T = n.\varphi.\mu.G_Б.l, J / h \qquad (16.4)$$

4. За преодоляване на наклон:

$$A_H = G_Б.\sin\alpha_H, J / h \qquad (16.5)$$

където: $G_Б$ е теглото на багера, N;

- $G_Л$ е теглото на лапите N;
- μ - коефициент на триене между почвата и опорната повърхност на багера;
- $\varphi = 0,15 \div 0,2$ - коефициент, отчитащ каква част от багера се влачи;
- α_H - ъгъл на наклона на терена на движение.

Общата работа, изразходвана за преодоляване на съпротивленията при движение е:

$$A = A_h + A_Л + A_T + A_H, J / h \qquad (16.6)$$

Необходимата мощност за задвижване на крачещ ходов механизъм с к.п.д - $\eta_M = 0,5 \div 0,7$ може да бъде определена от формулата:

$$N = \frac{A}{3600.10^3.\eta_M}, kW \qquad (16.7)$$

4. Сили действащи на кофата на багерите - драглайн

По време на копаене, кофата на багера – драглайн (Фиг.16.12) се привежда в движение от теглителното въже, което се опъва от теглителната лебедка със сила S_T. Върху кофата на багера драглайн действат още:

- P_K - сила на копаене, N;
- T - сила на триене, N;
- G_{K+M} - тегло на кофата с материала, N.

Теглителната сила S_T може да бъде определена от условието за равновесие

(поради постоянната скорост на движение на кофата) след проектиране на силите по оста x:

$$S_T = P_K + G_{K+M} \sin\alpha + T, N \qquad (16.8)$$

Силата на копаене P_K се определя от израза:

$$P_K = k_0.F = k_0.b.\delta = k_0 \frac{q(1+\psi)}{\varphi.l_K.k_P}, N \qquad (16.9)$$

където: b, δ са широчината на кофата и дебелината на стружката, m;

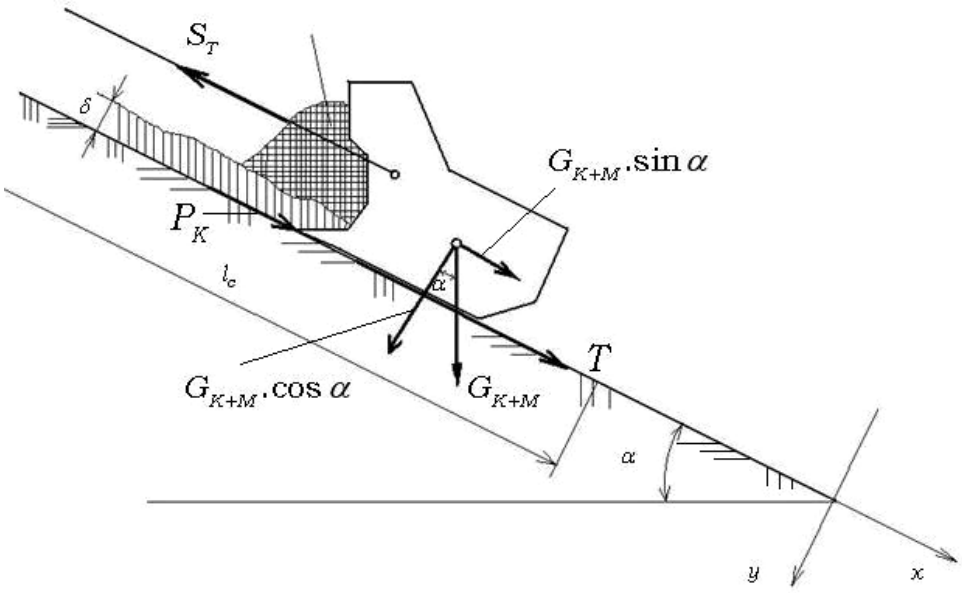
- α - ъгъл на наклона на работния скат;
- q - обем на кофата, m^3;
- l_K - дължина на кофата на багера, m;
- k_P - коефициент на разбухване на материала.

От условието за равенство на материала в масива и в кофата може да се напише:

$$b.\delta.l_C.k_P = q + q_\psi \qquad (16.10)$$

където: l_C, m е дължината на снеманата от кофата стружка;

- q_ψ, m^3 - обемът на материала, който се влачи пред кофата;
- $\varphi = \frac{l_C}{l_K}, \psi = \frac{q_\psi}{q}$ - коефициенти на пропорция



Фиг.16.12. Сили при копаене с багер - драглайн

Използвайки въведените коефициенти на пропорция (11.3) приема следния вид:

$$b.\delta.\varphi.l_K.k_P = q + \psi.q \qquad (16.11)$$

От това уравнение може да бъде определена дебелината на стружката:

$$\delta = \frac{q(1+\psi)}{b.\varphi.l_K.k_P}, m \qquad (16.12)$$

Силата на триене се определя от израза:

$$T = \mu.G_{K+M}\cos\alpha, N \qquad (16.13)$$

където μ е коефициентът на триене между кофата и скалата.

След заместване на P_K и T в (11.1), за теглителната сила се получава:

$$S_T = k_0 \frac{q(1+\psi)}{\varphi.l_K.k_P} + G_{K+M}(\sin\alpha + \mu\cos\alpha), N \qquad (16.14)$$

Мощността на теглителната лебедка може да се определи от израза:

$$N = \frac{S_T.v_T}{10^3.\eta_M}, kW \qquad (16.15)$$

където: $v_T, m/s$ е скоростта на теглителното въже;

- η_M - механичният к.п.д. на предавката.

17. РОТОРНИ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ.

17.1. КЛАСИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИП НА РАБОТА НА РОТОРНИТЕ БАГЕРИ

17.1.1. Общи сведения за роторните багери

Работният орган на многокофовите багери обединява повече от една кофа. При тях копаенето е непрекъснат процес. Главните предимства на многокофовите багери са непрекъснатата работа, по-малкият относителен разход на енергия, възможността за селективно изземване и по-точният профил на откосите. Големият брой работни органи осигурява непрекъснатост на работния процес, по-спокойно и постоянно натоварване на машината и много по-голяма производителност. Наред с това те имат по-малка универсалност, работят при по-меки скали и по-трудно се работи с тях при зимни условия.

Роторните багери намират широко приложение в минната промишленост за разкриване и добив на полезни изкопаеми и в строителството при строеж на язовири, канали, пътища и др. Произвежданите роторни багери имат теоретична производителност от 100 до 30000m^3/h. Роторните багери успешно се прилагат за работа не само в меки скали, но и в средно твърди и твърди скали и въглища. Областта на тяхното приложение продължава да се разширява, както по вид на работата, така и по минно-геоложките и климатически условия.

Роторните багери имат следните предимства пред верижните:

- при една и съща производителност имат по-малка маса;
- вследствие на по-голямата периферна скорост на роторното колело имат по-голяма производителност (1,7 до 2,2 пъти);
- поради по-малките загуби от триене при работа на изпълнителния орган имат по-малко износване на роторното колело (1,5-1,8 пъти);
- по-малък разход на енергия и по-висок к.п.д. (1,5- 1,7 пъти);
- осигуряват по-добро селективно изземване;

- поради отпадането на транспортната функция на изпълнителния орган може да се получи по-голяма сила на режещия ръб, което позволява роторните багери да се използват за по-твърди скали;
- не изискват постоянна височина на стъпалото.

Възприето е означението на различните багери да се образува от първите букви на признаците, показващи типа на багера. У нас се използват немски роторни багери, затова е пояснено тяхното означение: роторен - S; с гъсеничен ходов механизъм - R; с въртящ се горен строеж - s; обем на кофата – J, 1; дълбочина на копаене – t, m: височина на копаене – h, m; ход на подаване – V, m; отделно претоварващо устройство - B.

Например означението SRsJ h/lV + BRs, трябва да се разчита така: роторен багер с гъсеничен ходов механизъм, с въртящ се горен строеж със съответния обем на кофата, височина и дълбочина на копаене и подаване на ръката и отделно претоварващо устройство с гъсеничен ходов механизъм и въртящ се горен строеж.

17.1.2. Класификация на роторните багери

Роторните багери се класифицират по следните признаци:

- според предназначението си - за разкриване, за добиване на полезни изкопаеми и за разпределение на скалната маса на насипището;
- според производителността си - на малки (до 630m^3/h), средни (до 2500m^3/h), големи (до 5000m^3/h), мощни (до 10000m^3/h) и свръхмощни (над 10000m^3/h);
- според развиваното усилие на копаене - с нормално усилие (до 0,7MPa), с повишено усилие (да 1,4MPa) и с високо усилие (от 1,4 до 2,1MPa);
- според начина на подаване на работния орган към забоя - чрез придвижване на ръката и чрез придвижване на цялата машина;
- според ходовия механизъм - с гъсеничен, релсов и крачещ ходов механизъм;
- според вида на претоварващото устройство - пристроено към самия багер или монтирано на отделен ходов механизъм;
- според габаритите – компакт багери и големи полиспасни багери;
- според разположението на забоя - с горно, долно и смесено копаене.

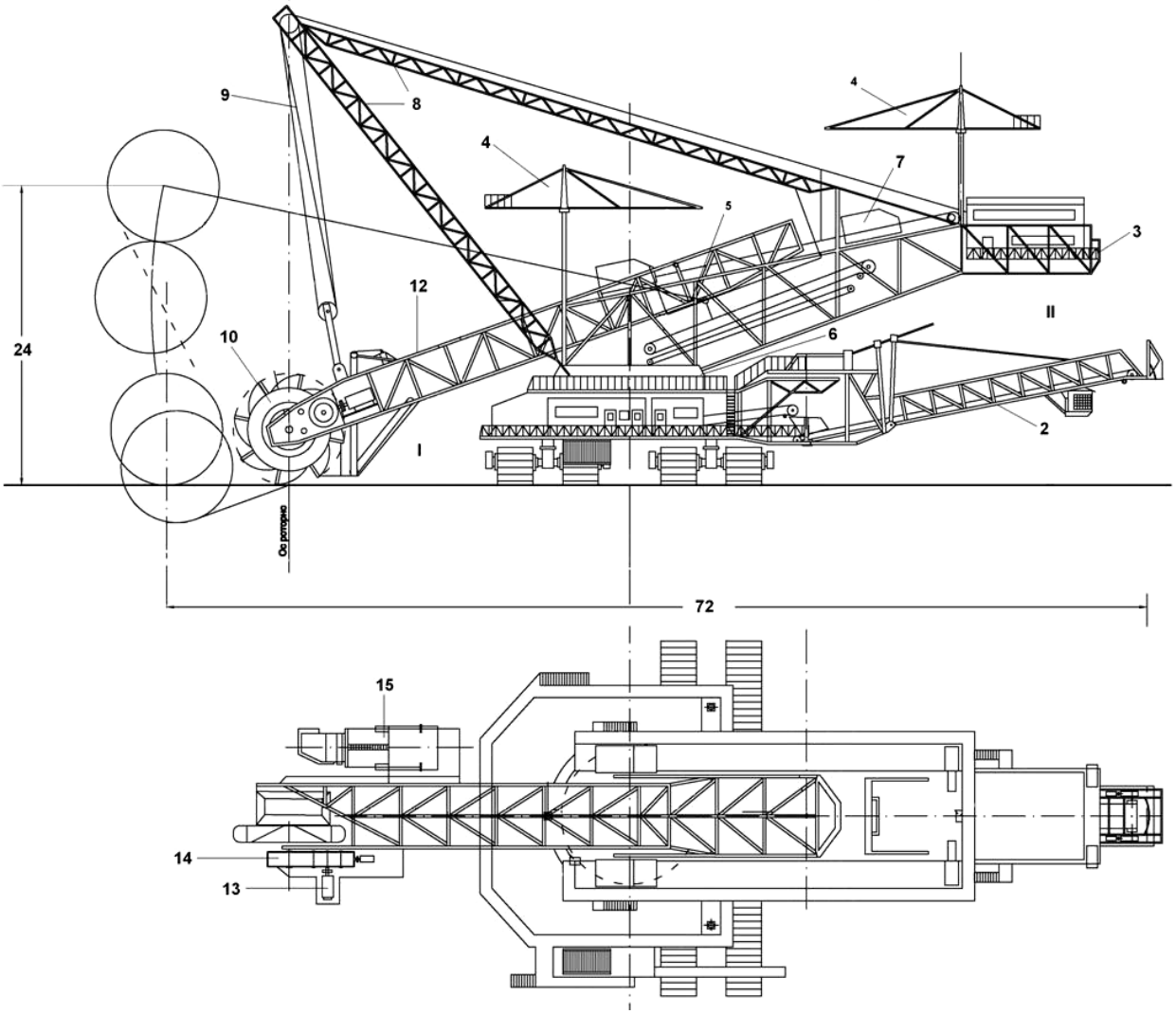
17.1.3. Принципна схема и начин на работа на роторните багери

На фиг.17.1 е показана схема на роторен багер SRs-1200.

Багерът се състои:

- долен строеж, състоящ се от ходов механизъм 1, разтоварваща конзола 2 с механизъм за въртене и за изменение на наклона й, помещения за персонала, електрически съоръжения, компресорна станция и др.
- горен строеж,състоящ се от роторно колело 10, задвижвано от редуктор 14 и двигател 13, кабина на машиниста 15, ръка 12, мачта 8, подемни въжета 9, задвижвани от подемна лебедка, разположена в балансовата камина 3, механизъм за подаване на ръката 5, подвижни противотежести 7, механизъм за въртене на горния строеж 6, кабина на багериста 11, кранове 4, система от транспортьори, претоварващи устройства и др.

Както се вижда, изпълнителният орган на роторните багери представлява роторно колело, по периферията на което са закрепени определен брой кофи.

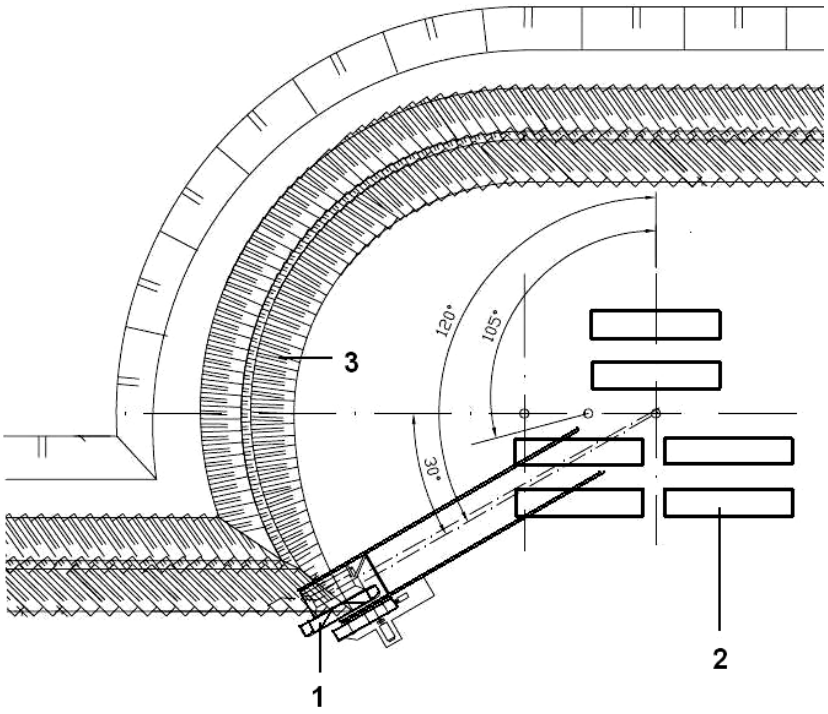


Фиг.17.1. Роторен багер SRs-1200

При въртене на роторното колело около своята ос, а заедно с ръката и около оста на багера кофите срязват материала от масива. При издигане на кофата нагоре попадналият в нея материал се изсипва върху лентовия транспортьор, монтиран върху ръката. По-нататък чрез транспортните и претоварващи устройства, монтирани на горния и долния строеж, материалът се подава на транспортното средство.

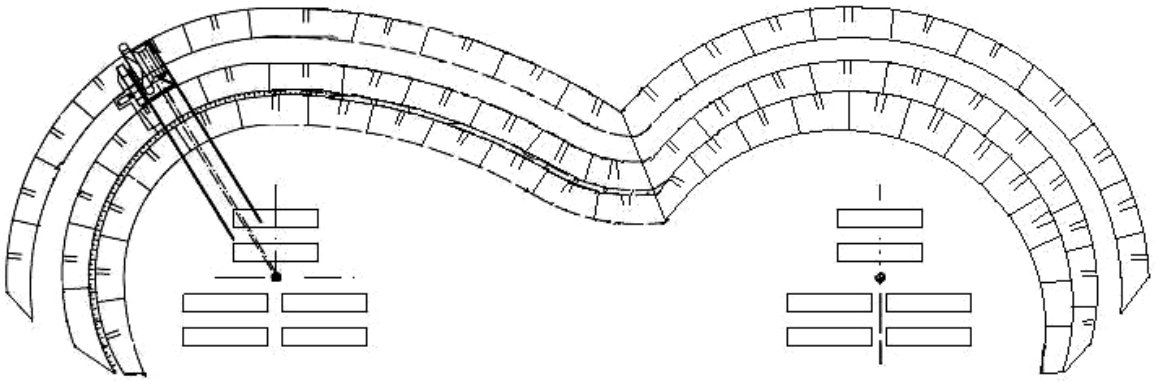
Роторните багери работят по две схеми - със заходка и по челото на фронта.

При работа със заходка (Фиг.17.2) платформата заедно с ръката и ротора се завърта около вертикалната ос на ъгъл 90-120°. След изземване на стружката по цялата широчина на забоя роторът се спуска надолу на разстояние 0,5-0,75 от диаметъра му и снема втора стружка. След изземване на най-долната стружка роторът (при багери с подвижна ръка) или целия багер (при неподвижна ръка) се премества на една стружка напред. Тази схема се използва при товарене на материала в ж.п. вагони или върху лентови транспортьори.



Фиг.17.2. Схема на работа на роторните багери със заходка
1 – роторно колело; 2 – гъсеничен ходов механизъм; 3 – забой

При схема на работа по челото на фронта (Фиг.17.3) платформата заедно с ръката и ротора се върти на ъгъл φ наляво и надясно от средното положение и последователно срязва стружка до изчерпване на пълната височина на стъпалото отгоре надолу. След това багерът се премества по дължината на фронта на разстояние t. Тази схема се използва при успоредна работа на багера с транспортен мост.



Фиг.17.3. Схема на работа на роторните багери по челото на фронта

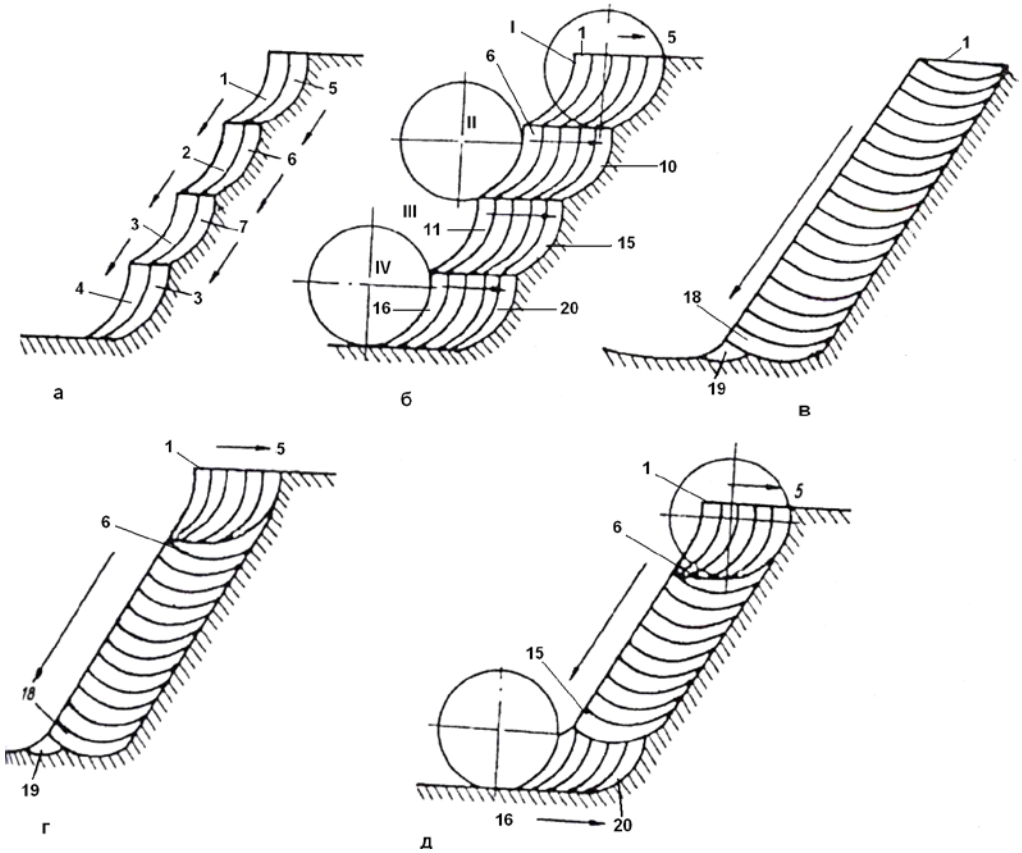
Независимо от конструкцията и от схемата на работа, багерът може да работи със снемане на вертикални, хоризонтални и комбинирани стружки (Фиг.17.4).

При снемане на вертикални едноредови стружки (Фиг.17.4а) роторът се върти около своята ос и около оста на въртене на багера, като снема стружка по

цялата широчина на забоя. След това се спуска надолу, като снема стружките 2, 3 и 4. След това роторът се вдига и се подава на една стружка напред и по същия начин снема стружките 5, 6, 7 и 8.

При снемане на вертикални многоредови стружки (Фиг. 17.4б) роторът, след снемане на стружка 1 се подава напред и снема последователно стружките 2, 3, 4 и 5 - положение I. След това се издърпва назад, спуска се надолу в положение II и взема последователно стружките 6-10, III – 11-15 и IV – 16 -20.

При работа с хоризонтални стружки (Фиг.17.4в) роторът снема стружки от 1 до 19 като се спуска надолу. След това се вдига, завърта се на една широчина на стружката и изземва по същия начин следващата ивица.



Фиг.17.4. Схема на разработване на забоя

Последователността на снемане на комбинирани стружки (Фиг.17.4г,д) е показана с цифри. Работата с комбинирани стружки се използва при селективно изземване.

Най-често се използва схема **б** и най-рядко - схема **в**. По разход на енергия за добив на тон полезно изкопаемо двете схеми - с вертикални и хоризонтални стружки са почти равностойни. По- малък е разходът на енергия за издигане на материала при работа с вертикални стружки. Този фактор има значение при меки скали, когато до 40% от енергията се изразходва за издигане на изкопания материал. Освен това при работа с хоризонтални стружки нарастват динамичните натоварвания на багера, тъй като кофите се врязват изведнъж на максималната дебелина на стружката. Изборът на начин за изземване най-често се прави на място, в зависимост от характера на пласта.

17.2. КОНСТУКТИВНИ СХЕМИ НА РОТОРНИТЕ БАГЕРИ. КОНСТРУКЦИЯ НА ОСНОВНИТЕ ВЪЗЛИ

17.2.1. Конструктивни схеми на роторните багери

Съществува твърде голямо разнообразие на конструктивните схеми на роторните багери според вида на роторното колело, начина на подаване на ротора към забоя, вида на разтоварващия лентов транспортьор, от начина на уравновесеност, мястото на монтаж, въртене и повдигане, както и според редица други конструктивни признаци.

На фиг.17.5 са показани най-често използваните конструктивни схеми на роторните багери.

На схема (Фиг.17.5а) е показана конструктивната схема на багер с една централна въртяща се платформа 1, към която са монтирани работният орган 2 и разтоварващото устройство 3. Ръката е без подаване с фиксирана противотежест, която уравновесява само работният орган. Изкопаният материал се подава директно от роторния на разтоварващия транспортьор.

На схема (Фиг.17.5б) е показан багер с една централна - въртяща се платформа 1, към която са монтирани работният орган 2 и разтоварващото устройство 3. Ръката е с подаване с подвижна противотежест, за взаимно уравновесяване на работния орган и разтоварващото устройство. Изкопаният материал не се подава директно от роторния на разтоварващия транспортьор, а чрез претоварачен транспортьор.

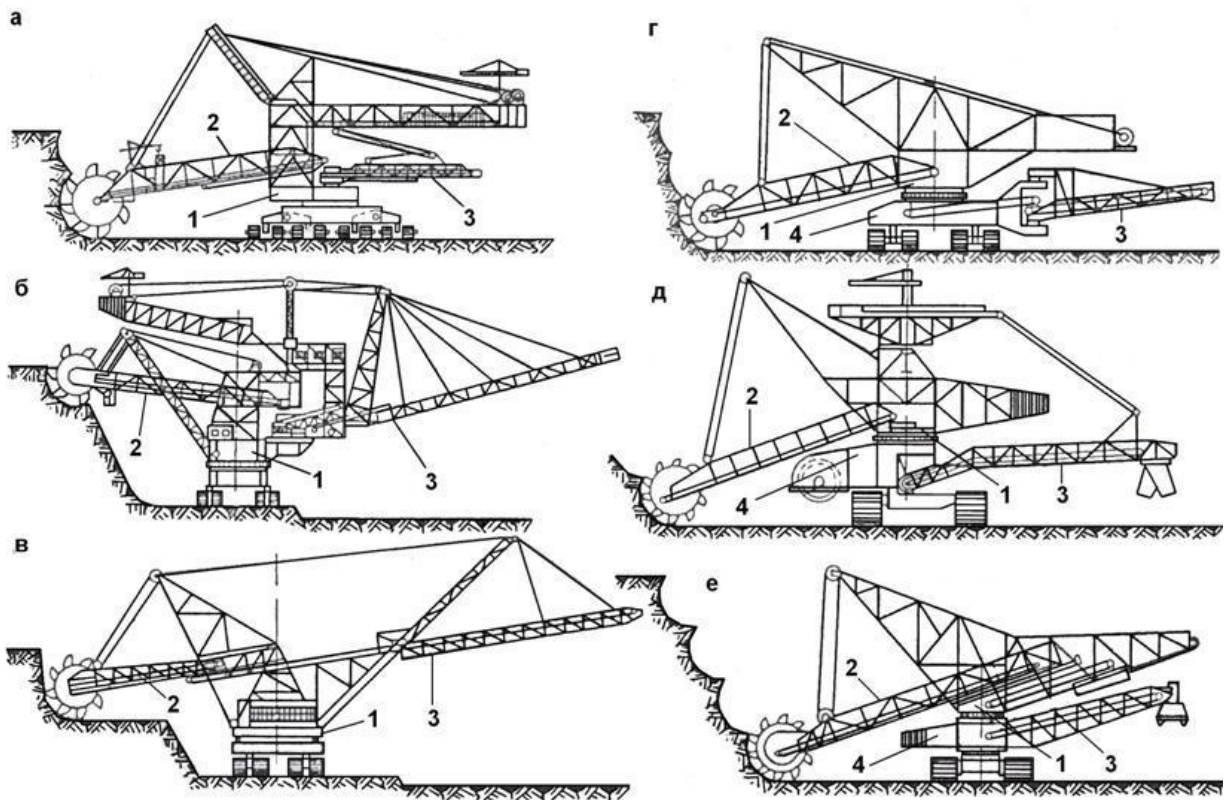
На схема (Фиг.17.5в) е показан багер с една централна въртяща се платформа 1, към която са монтирани работният орган 2 и разтоварващото устройство 3. Ръката е с подаване, с фиксирана противотежест и взаимно уравновесяване на работния орган и разтоварващото устройство. Изкопаният материал се подава директно от роторния на разтоварващия транспортьор. Показаната конструкция е американска. Характеризира се с простото си устройство и малка маса. Удобна е за използване на насипище.

На схема (Фиг.17.5г) е показан багер с една централна въртяща се платформа 1, към която е монтиран работният орган 2, а разтоварващото устройство 3 е монтирано към долния строеж 4, който не се върти. Ръката е без подаване с фиксирана противотежест, която уравновесява само работния орган. Изкопаният материал не се подава директно от роторния на разтоварващия транспортьор, а чрез опорно-завъртащото устройство и претоварачен транспортьор.

На схема (Фиг.17.5д) е показан багер с една централна въртяща се платформа 1, към която е монтиран работният орган 2, а разтоварващото устройство 3 е монтирано към долния строеж 4, който не се върти. Ръката е без подаване с отделно уравновесяване на работния орган и на разтоварващия транспортьор. Изкопаният материал не се подава директно от роторния на разтоварващия транспортьор, а чрез-опорно завъртащото устройство.

На схема (Фиг.17.5е) е показан багер с две централни въртящи се платформи. На горната платформа 1 е монтиран работният орган 2, а на долната платформа 4 - разтоварващото устройство 3. Ръката е с подаване с отделно уравновесяване на работния орган и на разтоварващия транспортьор.

Изкопаният материал не се подава директно от роторния на разтоварващия транспортьор, а чрез възвратен транспортьор и опорно-завъртащото устройство.



Фиг.17.5. Конструктивни схеми на роторни багери

Най-важният принцип, по който са класифицирани, показаните на фиг.17.5 багери е броят на въртящите се платформи и мястото на монтиране на работния орган и разтоварващото устройство. На схеми **а, б** и **в** имаме една въртяща се платформа, към която са монтирани работният орган и разтоварващото устройство. На схеми **г** и **д** въртящата се платформа също е една, но към нея е монтиран само работният орган, а разтоварващото устройство, е монтирано към долния строеж. На схема **е** въртящите се платформи са две като на горната платформа е монтиран работният орган, а към долната - разтоварващото устройство.

От особена важност е начинът на закрепване на работния орган към въртящата се платформа. Както се вижда от фиг.17.1 и 17.5 закрепването на ръката може да бъде подвижно, позволяващо на ръката при работа да се подава напред и назад (Фиг.17.1 и Фиг.17.5 б, в, е) и неподвижно (Фиг.17.5 а, б, г, д), при което ръката е закрепена шарнирно към въртящата се платформа и може само да се повдига и спуска. В първия случай, радиусът на копаене е променлив и зависи от степента на подаване на ръката напред, а във вторият - радиусът на копаене е постоянен. При багери с подвижна ръка след изземване на материала по цялата широчина и височина на забоя за изземване на следващия слой се подава ръката, а багерът остава на място. Това продължава до изчерпване на целия ход на ръката, след което тя се прибира максимално и следва преместване на багера за изземване на нов цикъл. При багерите без подаване на ръката при

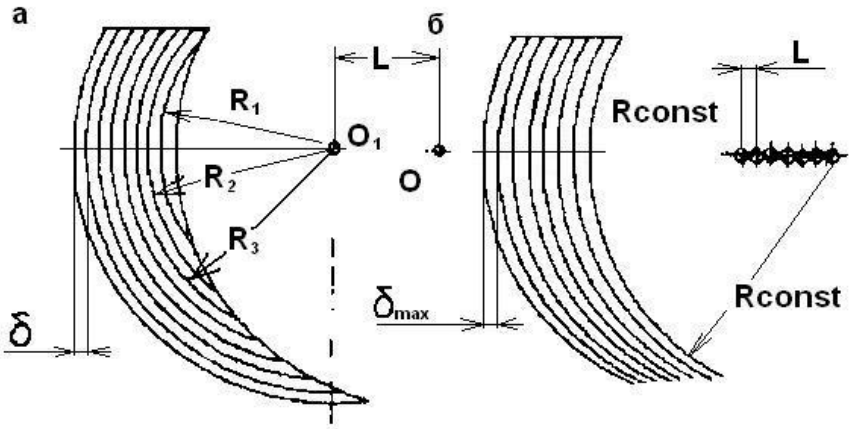
изземване на всеки следващ слой се премества багерът.

Роторните багери с подвижна ръка трябва да се предпочитат при работа в почви с по-малка носеща способност, тъй като включването на ходовия механизъм става по-рядко, след като се изчерпи ходът на ръката и опасността от затъване е по-малка. Подаването на роторното колело напред се извършва с механизма за подаване, а не чрез придвижване на целия багер, поради което времето за спомагателните операции е по-малко. От друга страна обаче, конструкцията на багерите с подвижна ръка е по-сложна и скъпа, необходимо е уравновесяване на машината чрез подвижни противотежести и други усложнения при претоварване на материала от лентовия транспортьор на ръката към лентовия транспортьор на разтоварачната конзола чрез използване на междинен - обратно движещ се претоварачен транспортьор, което води до увеличаване масата на машината с 10-17%.

Роторните багери с неподвижна ръка имат по-малка маса и много по-проста конструкция. При копаене работата на багерите е по-спокойна с по-малки трептения в конструкцията. Напоследък преобладават багерите без подаване на роторната ръка, особено за тежките модели багери.

При багерите с подвижна ръка дебелината на стружката 5 е постоянна (Фиг.17.6а), тъй като въртенето на платформата се извършва от една точка O_1, а за всяка нова стружка радиусите на копаене R_1, R_2, R_3 и т.н се променят, като си снемат сърповидни стружки с еднаква дебелина на стружката 5 по цялата широчина на забоя, отместени по оста на напредване на багера на разстояние δ. Постоянната дебелина на стружката осигурява постоянно натоварване на двигателя и постоянна производителност при работа в различни точки на забоя. Това значително облекчава автоматизацията на машината.

При багери без подаване на ръката всяка нова стружка се изземва от нов център O_1, а радиусът на копаене R е константа (ръката е неподвижна). По този начин на работа формата на стружките е сърповидна и моментната дебелина на стружката δ не е еднаква по широчината на стъпалото (моментната дебелината на стружката δ се определя при пресичането й с равнина, перпендикулярна на траекторията на копаене). При работа с постоянна честота на въртене на горния строеж би следвало багерът да дава променлива производителност в зависимост от положението на ръката, а двигателят да бъде неравномерно натоварен.



Фиг.17.6. Сечение на стружката при роторните багери

Най-малко натоварен ще бъде при изземване на стружката в края на откоса, когато дебелината на стружката 5 е най-малка. За да се избегне това багерите без подаване на ръката са снабдени с автоматично устройство за изменение честотата на въртене на горния строеж. С намаляване дебелината на стружката, нараства честотата на въртене на горния строеж. По този начин се осигурява постоянно натоварване на двигателя, а производителността на багера не намалява.

Роторните багери, използвани в откритите рудници са сложни машини, с големи габарити и изключително голяма производителност. При тяхното производство се поставят твърде високи изисквания. Малко страни произвеждат роторни багери за откритите рудници. Основно роторните багери са произвеждани: в Германия (Лаухамер, Круп, ЛМГ, Демаг) и (Лаухамерверк)), Русия (Новокрематорския машиностроителен завод, Донецкгормаш и Ждановтяжмаш), Чехословакия (Витковицки концерн), Полша, Япония, САЩ и др.

Тук са разгледани използваните у нас багери в рудниците на “Мини Марица-Изток” - ЕАД, както и други по-характерни конструкции.

На фиг.17.1 бе показан и описан един от основните роторни багери, използвани в “Мини Марица-Изток” - SRs 1200, с вместимост на роторните кофи 12001, височина на копаене 24m, дълбочина на копаене 4m и подаване на ръката 12m. Както се вижда багерът е с една въртяща се платформа, към която е монтирана ръката с роторното колело и гумено- транспортната лента. Ръката се повдига и спуска чрез стоманени въжета, образуващи полиспастна система с подемна лебедка, разположена в балансовата кабина и служеща за противотежест. Ролките за подемното въже са закрепени за мачта, която заедно с металната конструкция на горния строеж образува тризвенник. Това създава достатъчна стабилност на горния строеж. Багерът е с подвижна ръка и подвижна противотежест. При изнасянето на ръката напред, подвижната противотежест се измества назад, за да се запази устойчивостта на багера. Към горния строеж са монтирани два подемни крана. Пренасянето на изкопания материал към транспортното средство е до голяма степен затруднено. От лентовия транспортьор на ръката, материалът се предава на претоварачен лентов транспортьор с обратно движение на лентовото платно, след това материалът преминава през опорно-въртящото устройство и отново чрез междинен транспортьор се предава на транспортьора на разтоварващата конзола и от него към транспортното средство.

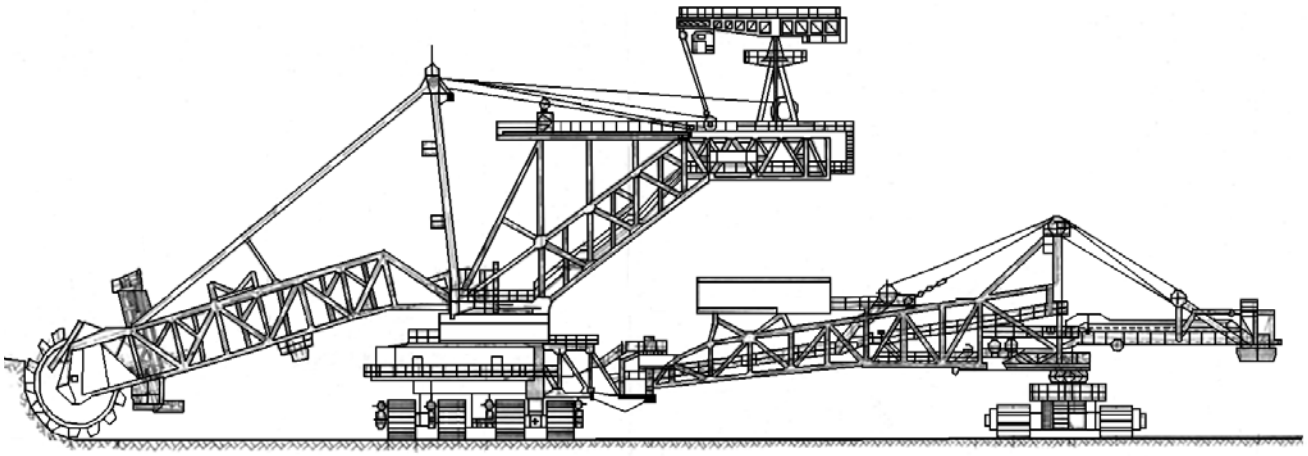
Разтоварващата конзола е монтирана към долния строеж на багера. Тя е снабдена със собствен механизъм за завъртане и изменение на наклона й. Ходовият механизъм е гъсеничен. В долния строеж са разположени и редица помещения за персонала, за електрическите съоръжения, компресорна станция и др.

Багер SRs 2000 е основна разкривна машина за “Мини Марица-изток” - АД. Произвежда се в заводите Лаухамер на Германия, в няколко модификации - SRs 2000 28/3; SRs 2000 33/3 + VR и SRs(K) 2000 28/3 + VR (Фиг.17.7). Горният строеж се състои от въртяща се платформа, към която са монтирани неподвижна

ръка с роторно колело. Роторното колело е монтирано под ъгъл спрямо оста на ръката. Диаметърът му за всички модификации е 11m. Различните модификации имат различна сила на копаене. Най-голяма е за последната модификация, отбелязана с буквата К. Използва се за работа в твърди и замръзнали почви. Конструкцията е усилена с използване на по-качествени материали.

Багер SRs 2000 33/3 се различава с по-голямата височина на копаене, широчина на блока (55m), радиус на копаене (44m срещу 37m), радиус на разтоварване (88,5m срещу 43,5 и 40,5m) и широчина на лентовия транспортьор (2m срещу 1,8m). Първият багер е без отделно претоварачно устройство, а останалите два с такова, работещо съвместно с багера и монтирано на отделен гъсеничен механизъм. Поради липса на подаващ механизъм на ръката, конструкцията на горния строеж е максимално опростена и олекотена. Тук тризвенният механизъм е образуван от две греди и метална конструкция. Повдигането и спускането на ръката с роторното колело също се извършва чрез стоманени въжета, образуващи полиспастна система и подемна лебедка монтирана в балансовата кабина. Към горния строеж е монтиран един подемен кран. Пренасянето на изкопания материал към транспортното средство е много по-директно. От лентовия транспортьор на ръката материалът - преминава през опорно-въртящото устройство, след което чрез междинен транспортьор се прехвърля на транспортьора на разтоварващата конзола.

Към долния строеж е монтирало претоварващото устройство, което в края си е свързано със собствен гъсеничен ходов механизъм. Това дава възможност претоварващото устройство, заедно е претоварващия транспортьор да се удължи с допълнителна конзола с дължина 19m. По този начин разстоянието от оста на въртене на багера до мястото на разтоварване става достатъчно голямо - 86,5m.



Фиг.17.7. Багер SRs-2000

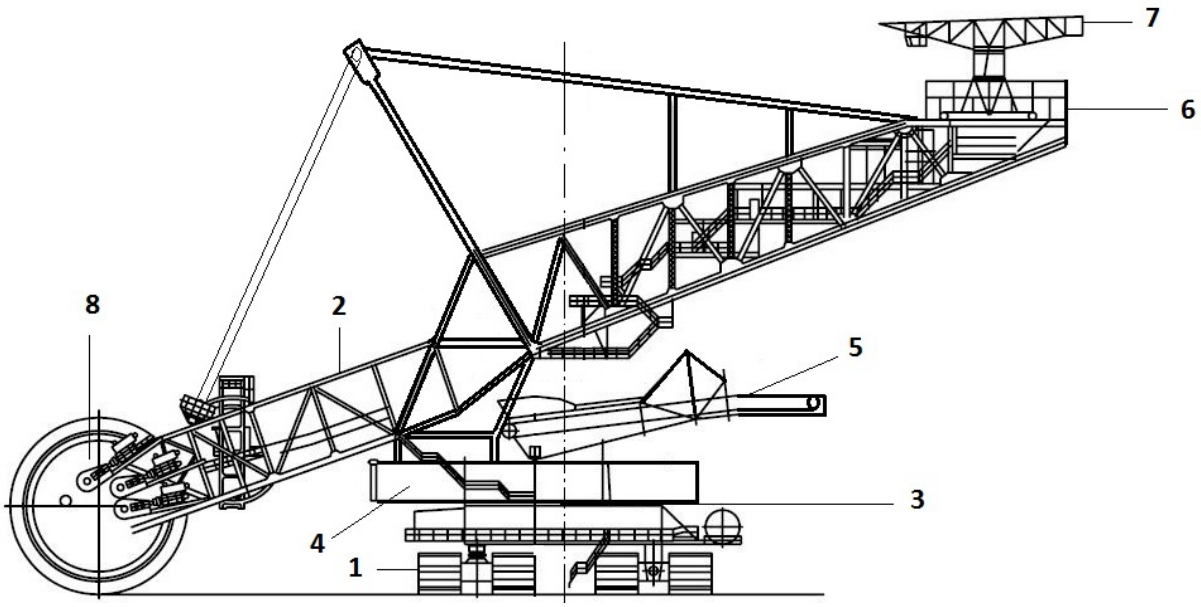
Багер SRs 4000 също се произвежда в Германия в няколко модификации - SRs 4000 39/5 + VR и SRs(K) 4000 36/3,5 + VR (Фиг.17.8). Конструкцията на багера е подобна на SRs 2000. Вместимостта на кофата е 40001, а габаритните му размери са значително по- големи. Багерът е с неподвижна ръка. Багер SRs 4000 е доставен от немската фирма “TAKRAF” за специфичната работа със земни маси с твърди включения.

Теоретичната производителност на тази машина е 6900 кубични метра на

час. Експлоатационното му тегло е над 5000 тона. Роторното колело на багера е безсекционно с диаметър на режещата повърхност около 16m, с 16 кофи. Носещата конструкция е с 4 въртящи механизма. Общата височина на багера е около 52m или приблизително височината на 20-етажна сграда, заедно с ремонтния кран. Дължината на роторната стрела, измерена от центъра на багера до центъра на роторното колело, е 42m.

Багерът се състои от ходов механизъм 1, част от долния строеж 4, опорно устройство 3, стрела 2, на която е монтирано роторното колело 8, противотежест 6 и кран 7.

Височината на копаене на багера е 36m, дължината на разтоварващата част е 86m, с възможност за удължаване с 10m и допълнителна конзола с дължина 36m. Така разстоянието от оста на въртене на багера до мястото на разтоварване е 132m. Ходовият механизъм на багера е гъсеничен с шест броя гъсеници, четири от към страната на ротора и две към разтоварващото устройство.



Фиг.17.8. Багер SRs-4000

Разтоварващото устройство в края си също е с гъсеничен ходов механизъм с три гъсеници. Багер SRs(K) 4000 е също с усилена конструкция за работа в по-тежки условия. Има по-голяма маса, по-малка височина и дълбочина на копаене, широчина на блока, радиус на копаене, широчина на лентовото платно, по-малка производителност, поради по-тежките условия, при които работи. Увеличен е и броят на кофите в ротора от 16 на 22. Багерите са с пристроено претоварачно устройство със собствен гъсеничен ходов механизъм и възможност за увеличаване на дължината му с 10m.

Всички монтажни работи по строителството и монтажът на багера са изпълнени за седем години от “Минстрой Марица-изток”. Извършена е пълна модернизация на системите за управление с техника от най-ново поколение. Приблизителната стойност на инвестицията в SRs-4000 е в размер на около 24 милиона лева. На фигура 17.9 е показана снимка на багера намиращ се на монтажната площадка на рудник “Трояново-1” на “Мини Марица-Изток” ЕАД.

Фиг.17.9. Багер SRs-4000 на монтажната площадка

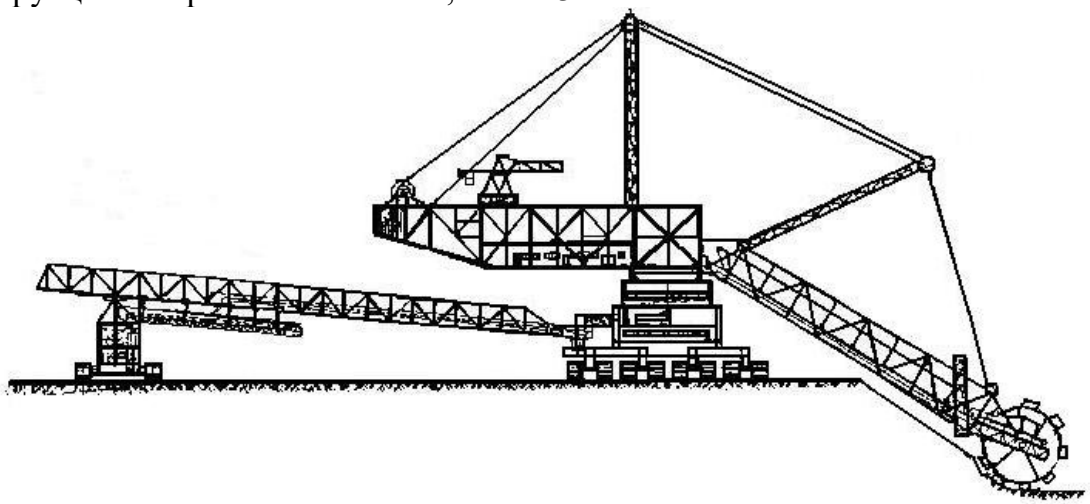
Багер SRs 3800 50/25 (Фиг.17.10) е производство на Германия. Може да работи в горен и долен забой. Обикновено дълбочината на копаене за тези багери е 50% от височината на копаене. Ограничаващ фактор за работа на багера на по-голяма дълбочина е допустимият наклон на роторната транспортна лента, който е около 18°. За да се увеличи дълбочината на копаене над носещият основен транспортьор се монтира притискащ транспортьор, долното платно, на който притиска материала. При работа в горен забой притискащият транспортьор се демонтира. Ръката на багера е неподвижна. Закрепена е шарнирно към въртящата се платформа. В горния край на ръката е монтирана шарнирно мачта. В края на мачтата е монтиран ролков блок и устройство за свързване с вантово въже. Другият край на вантовото въже е свързан с ръката в близост до роторното колело. По такъв начин се получава един тризвенен механизъм, състоящ се се от ръка, мачта и вантово въже. При повдигане и спускане на ръката конфигурацията на този тризвенен механизъм не се променя.

Повдигането и спускането се извършва чрез стоманено въже, полиспастна система и задвижваща лебедка, монтирана над балансовата кабина и противотежестта. Полиспастната система е образувана от подемното въже и двата ролкови блока - в края на мачтата на тризвенния механизъм и в края на вертикалната мачта, монтирана над горния строеж. Вертикалната мачта е закрепена към въртящата се платформа чрез вантови въжета. Над въртящата се платформа е монтиран един въртящ се кран.

Към долния строеж е монтирана разтоварващата конзола, която е снабдена със собствен ходов механизъм. С това се увеличават технологичните

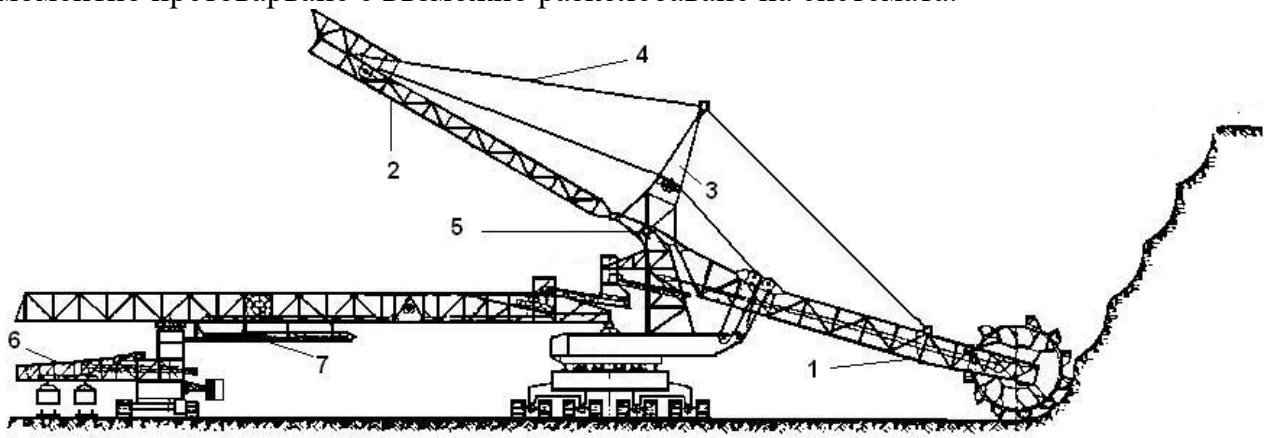
възможности на машината, тъй като разтоварващата конзола може да заема различно положение.

Багер SRs 3000 50/5 (Фиг.17.11) е производство на Германия. Това е една оригинална силно, опростена и олекотена конструкция. Работният орган 1 и противотежестта 2 са закрепени в шарнира 5 на триъгълната пръстово-вантова конструкция 3. Тя се състои от ръката на работния орган 1, металната конструкция на противотежестта 2, мачта 3 и вантови въжета 4.



Фиг.17.10. Багер SRs 3800 50/25

Моментът, който създава противотежестта спрямо шарнира 5, трябва да бъде по-голям от момента, създаван от роторната ръка, ротора заедно е материала и реакцията на забоя. Задаването и фиксирането на работната позиция на роторното колело се извършва чрез полиспастната система 6, монтирана между въртящата се платформа и роторната ръка. Лебедката за полиспаста на подема е разположена при противотежестта. При тази конструкция всички елементи на работния орган и противотежестта представляват твърда система, монтирана на една опора 5. Недостатък на конструкцията е, че при по-голямо моментно претоварване е възможно разколебаване на системата.



Фиг.17.11. Багер SRs 3000 50/5

Разтоварващата конзола е монтирана към горния строеж и е снабдена със собствен гъсеничен ходов механизъм. Към него са монтирани две конзоли 6 и 7,

снабдени с транспортни ленти, което позволява промяна на дължината на разтоварващата конзола. Разстоянието между оста на въртене на платформата до оста на гъсеничния ходов механизъм на разтоварващата конзола може да се променя от 72 до 96m. Така избраната конструктивна схема, особено удължаването на разтоварващата конзола, е довела до известно усложняване на пренасянето на изкопания материал до транспортното средство. От работното колело материалът се предава на ред гумено-транспортни лепти - на роторната ръка, три последователни претоварачни ленти,монтирани на въртящата се платформа, лента на разтоварващата конзола и три ленти, монтирани на конзолите 6 и 7.

17.2.2. Конструкция на основните възли на роторните багери

Долен строеж. Долният строеж на багера представлява стоманена пространствена конструкция. В долната му част се намира ходовият механизъм, а в горната част - някои от частите за механизма за въртене. В повечето случаи към долния строеж е прикрепена и конзолата на разтоварващия транспортьор с механизма й за въртене. Странично към разтоварващата конзола е монтирана кабината на машиниста по разтоварването. От кабината трябва да има добра видимост към мястото на разтоварване. Свързването й към конзолата е такова, че независимо от нейното положение тя винаги е хоризонтална. От кабината се командва повдигането и спускането на конзолата, завъртането й и отварянето на отклонителната клапа на улеите за разтоварване и лентовите транспортьори.

Долният строеж се оформя като затворено помещение, в което се ремонтната работилница, битовите помещения, електроразпределителните и командни устройства, компресорните уредби и др. съоръжения. Оправдано е тяхното добро обзавеждане с оглед създаване на добри условия за работа на обслужващия персонал.

Ходов механизъм. Най-често при роторните багери се използва гъсеничен ходов механизъм. В зависимост от масата на машината се използват ходови механизми с две, три, четири, шест, дванадесет или шестнадесет гъсенични вериги.

При маса на багера до 400t ходовият механизъм е с две гъсеници, при маса до 800t - три гъсеници, при маса до 2000t - до шест гъсеници и при по-голяма маса - дванадесет или шестнадесет гъсеници.

Конструктивните схеми, по които са изградени гъсеничните ходови механизми на многокофовите и еднокофови багери са показани на фиг.17.12.

Схеми **г. ж. н. о. п** се използват предимно в еднокофовите багери, които бяха разгледани по-рано. При тези схеми опирането върху ходовия механизъм е в четири точки.

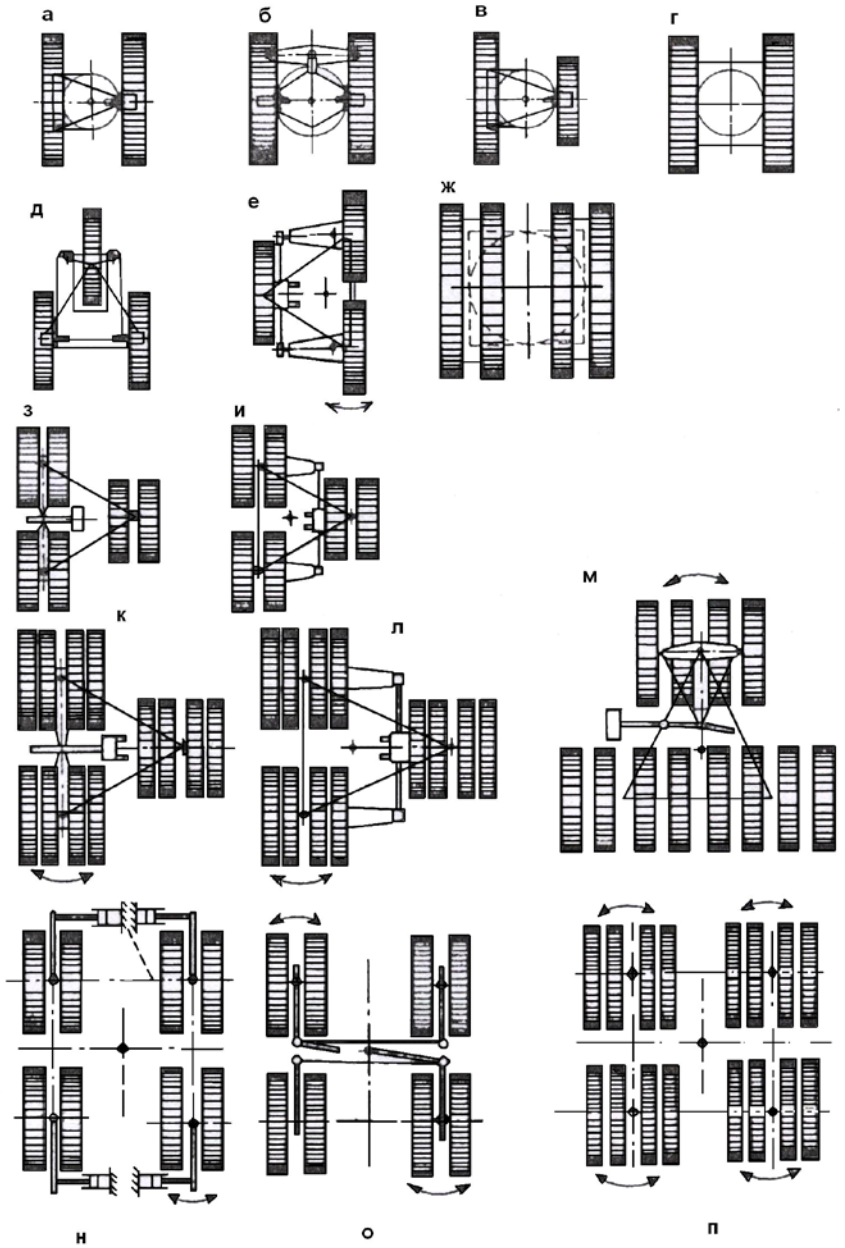
Почти във всички роторни багери опирането върху ходовия механизъм е в три точки (останалите позиции на фиг.17.12).

Движението на багера по крива при две (четири) гъсеници се постига чрез задържане на едната (двете) гъсеници.

При три или кратни на три гъсеници завиването се извършва или чрез завъртане на предната гъсеница (схема **д, м**) или на двете гъсеници, които се движат една след друга (схема **е, з, и, к, л**). В този случай радиусът на завиване

е най-малък.

При осем и шестнадесет гъсеници се завъртат всички четири групи, най-често чрез хидравлични цилиндри (схеми **н, п**). По схема **о** се завъртат само предната ляла и задната дясна двойка гъсеници. Останалите две двойки гъсеници са монтирани за вертикалните оси свободно, поради което и те се завъртат, но пасивно.



Фиг.17.12. Схеми на гъсенични ходови механизми

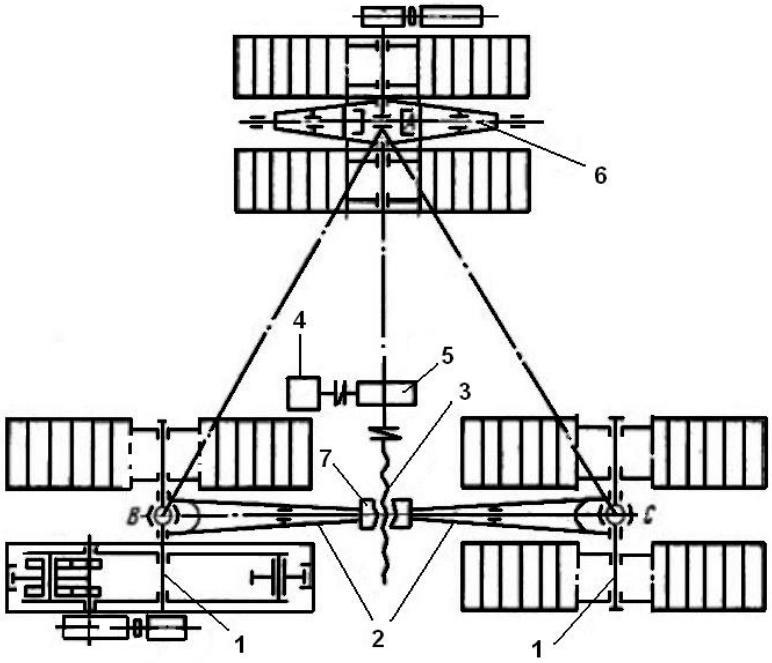
Ходовия механизъм на багер SRs 2000 (схема **з** на Фиг.17.5) чиято конструкцията е показана на фигура 17.13 се състои от три двойки гъсеници, от които управляеми са двете двойки, разположени една след друга. Долната рама се опира в сдвоените гъсенични колички в три точки A, B и C чрез шарнири и хидравлични крикове. И трите ходови колички са съединени подвижно във вертикалната плоскост на осите 1 (това по-добре се вижда на следващата фиг.17.14). Количката A се закрепва към базата с помощта на полуоста 6,

позволяваща да се самонагажда по двете равнини. Завиването на багера се извършва с количките В и С.

Осъществява се чрез включване на двигателя 4 в съответната посока. Въртеливото движение от двигател чрез редуктор 5 се предава на ходовия винт 3, свързан с гайката 7. Гайката 7, в зависимост от посоката на въртене на винта, се премества наляво или надясно, при което телескопните шпиндели 2 завъртат двете двойки гъсеници в съответната посока – едната двойка ще се завърти по часовниковата стрелка, а другата - обратно.

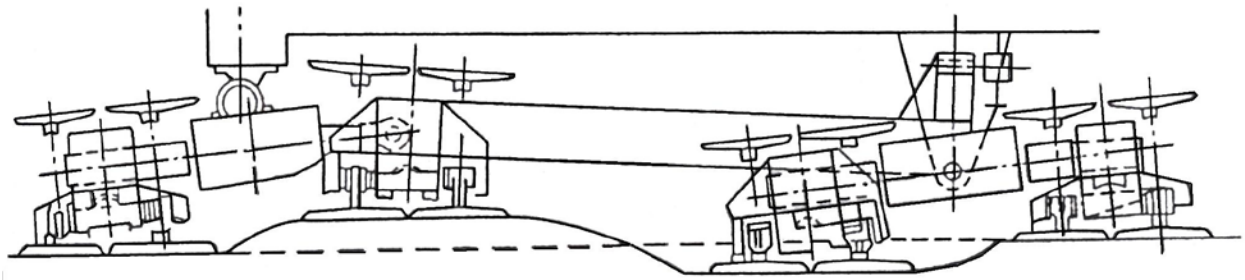
Конструкцията на гъсеничния ходов механизъм при роторните багери не се различава съществено от тази на еднокофовите багери, които бяха разгледани по-рано.

Всяка гъсеница се задвижва от отделен двигател и редуктор. Отделните гъсеници се свързват чрез кобилични системи така, че да се нагаждат към неравностите на терена (Фиг. 17.14). Масата на гъсеничния ходов механизъм заедно с долната рама достига до 35% от масата на багера.



Фиг.17.13. Ходов механизъм на багер SRs 2000

Горен строеж. Горният строеж на багера представлява скелет от метална прътова конструкция, която може да се върти в двете посоки на определен ъгъл или на 360°. Основната платформа на горния строеж лежи върху опорно-въртящото устройство. Към горния строеж са монтирани изпълнителният орган, стрелата с ролковите блокове, през които минават въжетата на полиспастната система за повдигане и спускане на роторната ръка, конзолата на противотежестта, монтажният кран, кабината на багериста, а при някои багери и разтоварващата конзола, заедно с механизма за нейното въртене. Част от конзолата на противотежестта се оформя като затворено помещение, в което са поместени различните лебедки, електрически съоръжения и други механизми.



Фиг.17.14. Окачване на долната рама на ходовите гъсенични механизми

Горния строеж включва опорно-въртящия механизъм, който са намира между долния и горния строеж. Различните му механизми са част от двата строежа.

Опорно-въртящ механизъм. Опорно-въртящият механизъм на роторните багери има доста общи неща с механизма при еднокофовите багери. При роторните багери най-често се използват механизми с малък брой големи ролки.

На фиг.17.15 е показано опорно-въртящо устройство, използване при багер SRs 1200. Горният строеж на багера се опира върху рамата 12 на долния строеж чрез четири колички търкалящи се върху опорния кръг. Всяка от четирите колички има по четири сравнително големи ролки 1. Ролките чрез своите оси 13 са закрепени за малките кобилици 2. Всяка количка има по две малки кобилици, които от своя страна са монтирани чрез осите 14 и 15 на голямата кобилица 3.

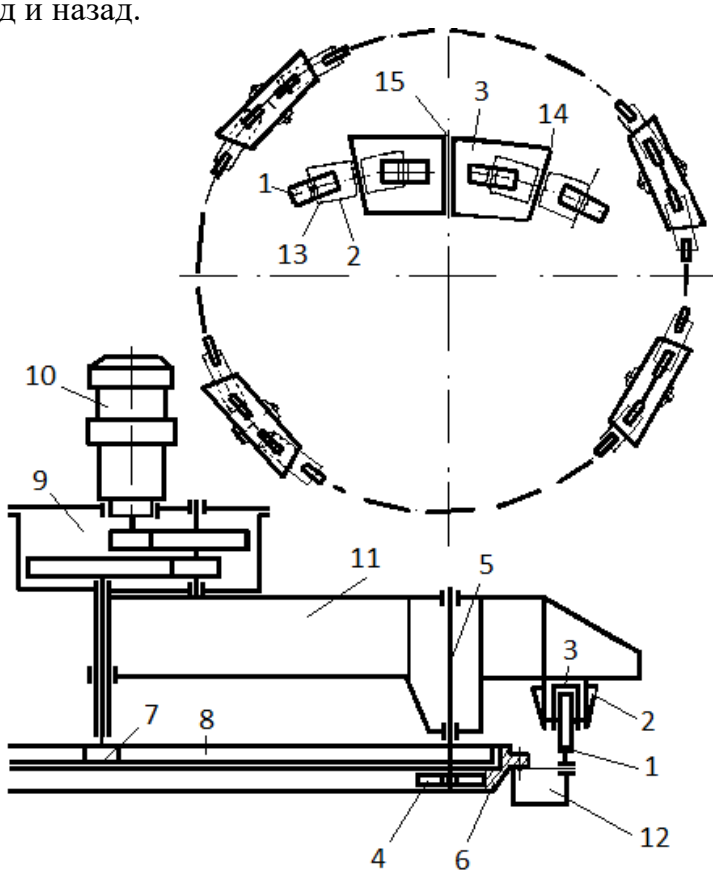
Горният строеж на багера се опира върху четирите големи кобилици 3 на четирите колички: Тази конструкция на количките осигурява равномерно разпределение на товара върху всички опорни ролки. Опорните колички се удържат от странично преместване чрез ролките 4 и кръговата опора 6. За обиране на хлабината между кръговата опора 6 и ролките 4, осите им 5 са монтирани в ексцентриков механизъм, който позволява тяхното изместване. При еднокофовите багери ролята на ролките 4 се изпълняваше от централната цапфа. Въртенето на горния строеж се осъществява чрез двигател 10, редуктор 9 и зъбно колело 7, зацепено със зъбния венец 8, който е закрепен за неподвижната рама 12 на долния строеж. Двигателят и редукторът са монтирани на въртящата се платформа 11 на горния строеж.

Изпълнителен орган на роторните багери. Изпълнителният орган на роторните багери се състои от ръка, подаващ механизъм, механизъм за повдигане и спускане на ръката, лентов транспортьор и роторно колело с механизъм за задвижването му.

Роторна ръка. Роторната ръка е нитована пространствена конструкция от стоманени греди, тръби и профили. Сечението й може да бъде правоъгълно, триъгълно и ромбоично. В предната част на ръката странично е закрепено роторното колело със задвижването му. По дължината на ръката се монтира лентовият транспортьор за извозване на материала. Както вече беше изтъкнато, ръката може да бъде свързана с платформата по два начина - да се подава напред и назад и същевременно да се повдига и спуска или само да се повдига и спуска.

Подаващ механизъм на роторната ръка. Задният край на роторната ръка е свързан шарнирно с подвижна или неподвижна опора. Опората е неподвижна

при багери без подаване на ръката. В този случай опората позволява на ръката само да се повдига и спуска. Подвижна опора се използва при багери с подаване на ръката напред и назад.

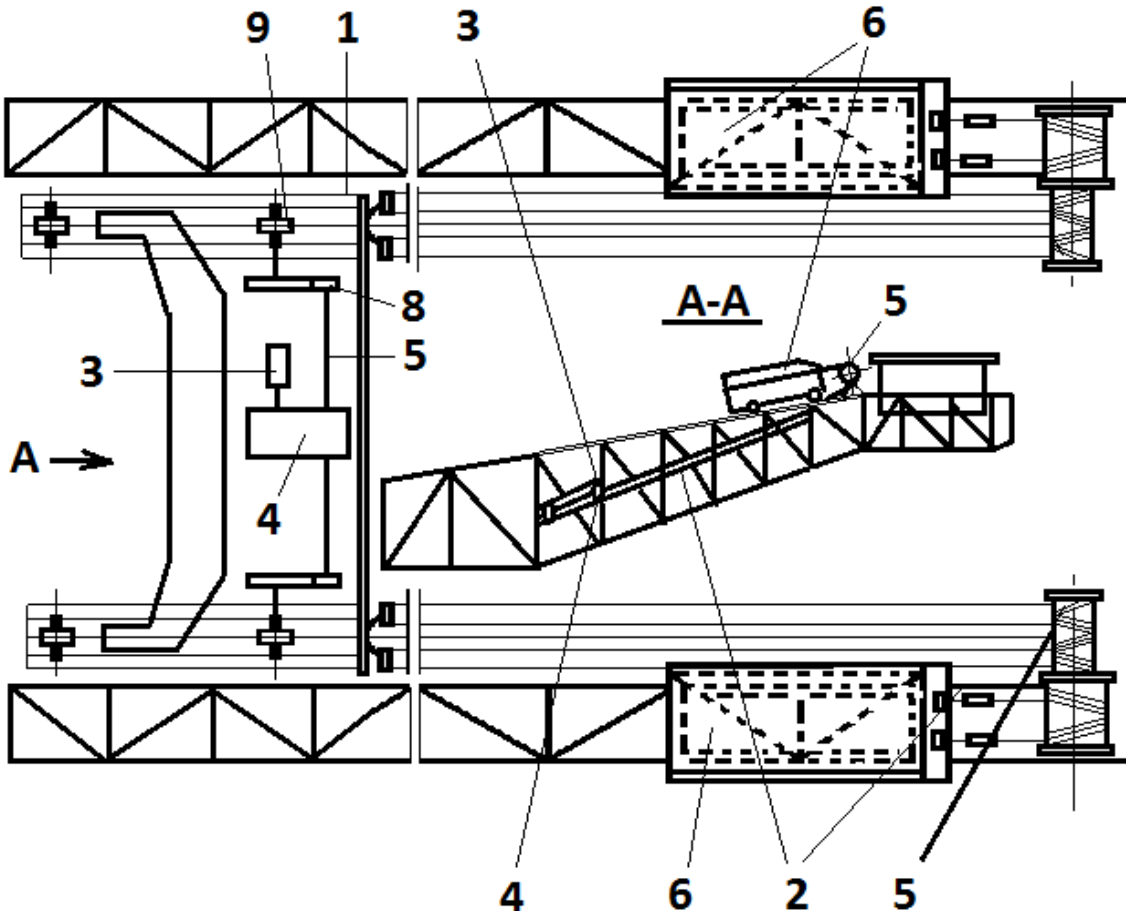


Фиг.17.15. Опорно въртящ механизъм на багер SRs1200

Механизмът за подаване на ръката може да бъде зъбно реечен (при малък ход на подаване - до 10-15m) и въжен чрез лебедка (при голям ход на подаване – 15 – 35m. Използването на подвижна ръка и механизъм за подаване увеличава теглото на багера с 20- 25%.

Схема на подаващ механизъм на ръката е показана на фигура 17.16. В края на роторната ръка е закрепена опорната количка 1. Ако подаването на ръката се извършва чрез зъбно-рейков механизъм върху опорната количка се монтира собственото задвижване. То се състои от двигател 3, редуктор 4, оси 7, зъбна предавка 8 и двойка зъбни колела 9, зацепени със зъбните рейки. Двойката зъбни рейки са монтирани от двете страни на релсите на наклонения път 2.

При подаване на ръката чрез въжен механизъм и лебедка, опорната количка 1 е без задвижване. Снабдена е с ролки, които се търкалят по наклонения път 2. Задвижването се осъществява чрез двубарабанна лебедка 5, която придвижва опорната количка 1 с ръката и подвижните противотежести 6. При подаване на ръката се променя центърът на тежестта на горния строеж. За да се запази уравновесеността на горния строеж, а от там и на багера, механизмът за подаване на ръката е блокиран с механизма за преместване на количките с противотежестите. При подаване на ръката напред, подвижните противотежести се преместват назад.

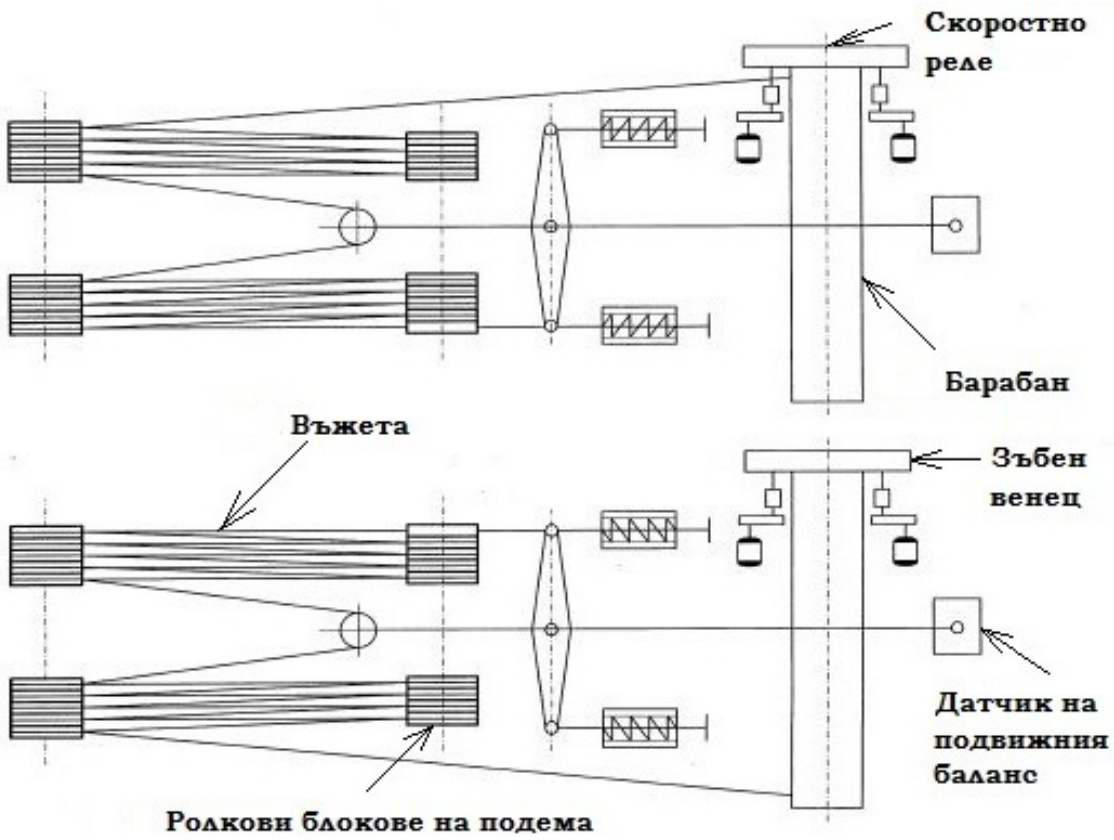


Фиг.17.16. Подаващ механизъм на ръката на багер SRs1200

Механизъм за повдигане и спускане на ръката. При работа ръката заедно с роторното колело трябва да заемат различно положение по височината на стъпалото. Повдигането и спускането на ръката се извършва от подемен механизъм (Фиг.17.17), състоящ се от въжета, образуващи полиспастна система и подемна лебедка. Подемните сили са значителни - за средните модели - 700-1250kN, а за най-тежките модели над 3000kN. Скоростта на подема е в граници 3 до 5m/min.

Роторната ръка е свързана към подемната лебедка чрез система полиспасти. изпълнени по различни схеми в зависимост от конструкцията на багера. Тъй като механизмът за повдигане на ръката е от най-отговорните, при всички схеми окачването на ръката е на два клона, като всеки клон може да издържи работният орган при евентуално скъсване на другия клон. Въпреки това, повредите в подемния механизъм - скъсване на въже, скъсване на някой елемент от задвижващия механизъм са крайно нежелателни, тъй като стабилността на целия багер може да се наруши, като възникне опасност от катастрофа.

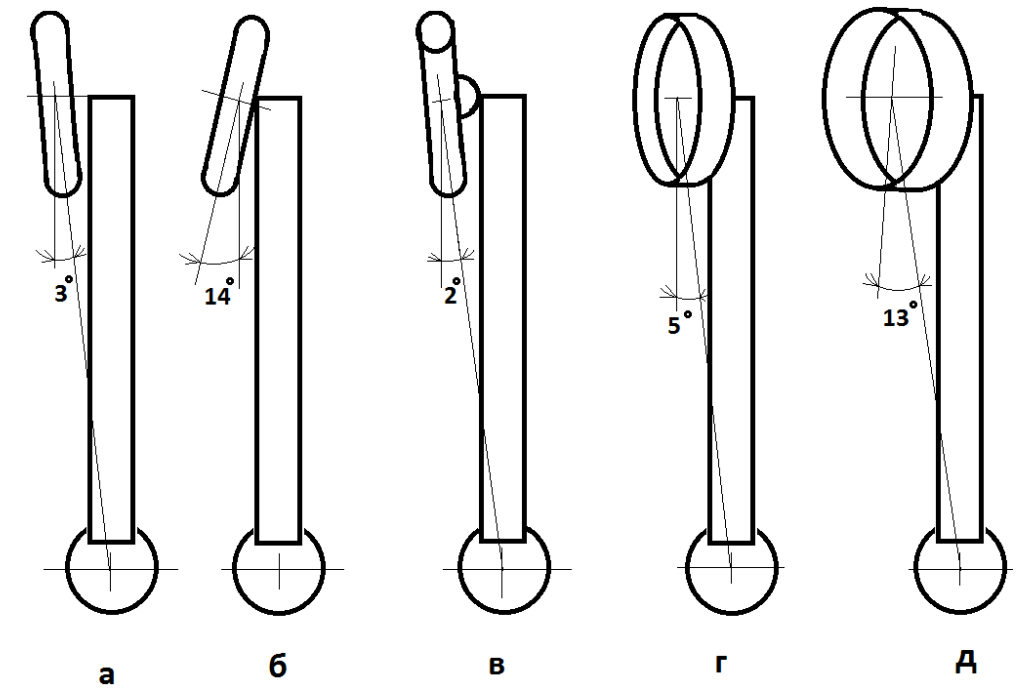
Роторно колело. Роторното колело представлява стоманена заварена конструкция. Състои се от корпус и кофи. Кофите са щамповани или изковани от стоманени листове. Поради разнообразните условия на използване на роторните багери съществува изключително голямо разнообразие на тяхната конструкция, задвижване и окачване към ръката.



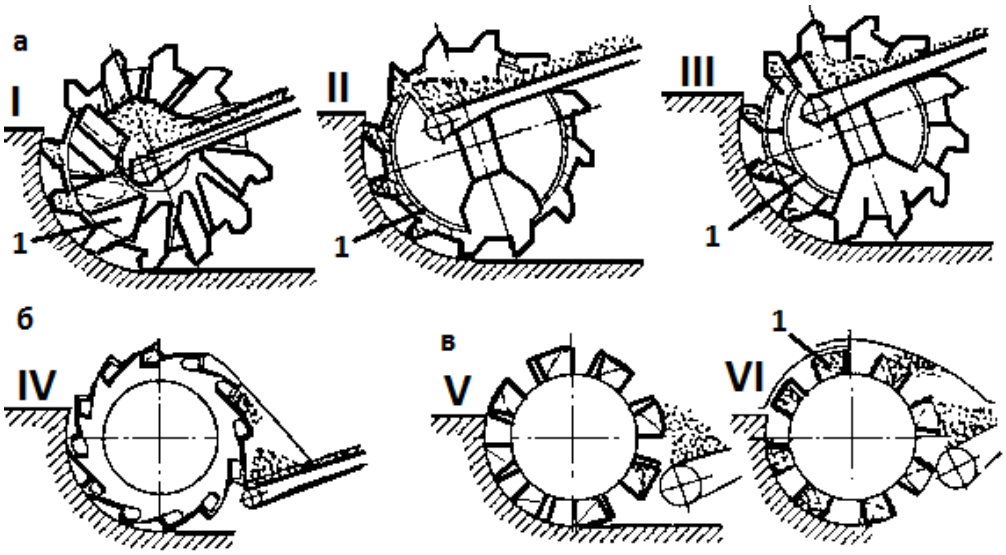
Фиг.17.17.Подемен механизъм на роторен багер SRs 2000

В зависимост от разположението на оста на въртене на роторното колело спрямо оста на барабана на лентовия транспортьор различаваме следни варианти на изпълнение - паралелно (Фиг.17.18а), под ъгъл в хоризонталната плоскост (Фиг.17.18б,в), под ъгъл във вертикалната плоскост и под ъгъл в хоризонталната и вертикалната плоскости (Фиг.17.18г,д). Паралелното разположение се използва в малките и средни багери. При такова разположение разтоварването на материала се затруднява. В останалите случай това се избягва, тъй като разтоварващата част на ротора се приближава или се намира над транспортьора. Наклоняването на ротора към страната на лентовия транспортьор осигурява значително подобряване на условията за разтоварване без усложняване на конструкцията на ротора.

В зависимост от начина на разтоварване на кофите, роторното колело може да бъде с – гравитационно, инерционно (центробежно) и комбинирано разтоварване. При гравитационното разтоварване конструкцията на ротора може да бъде камерна, безкамерна и полукамерна. Това е показано на фиг.17.19. На схеми **а** са показани трите вида кофи с гравитационно странично разтоварване - I - камерна, II - безкамерна и III - полукамерна. На схема **б** - също гравитационно, но челно разтоварване. На схема **в** - с инерционно разтоварване - V - без повдигане на материала и VI - с повдигане на материала през центъра на ротора. С позиция 1 е показан затварящ роторното колело сектор.



Фиг.17.18. Разположение на роторното колело спрямо ръката и лентовия транспортьор



Фиг.17.19. Схеми на роторни колела

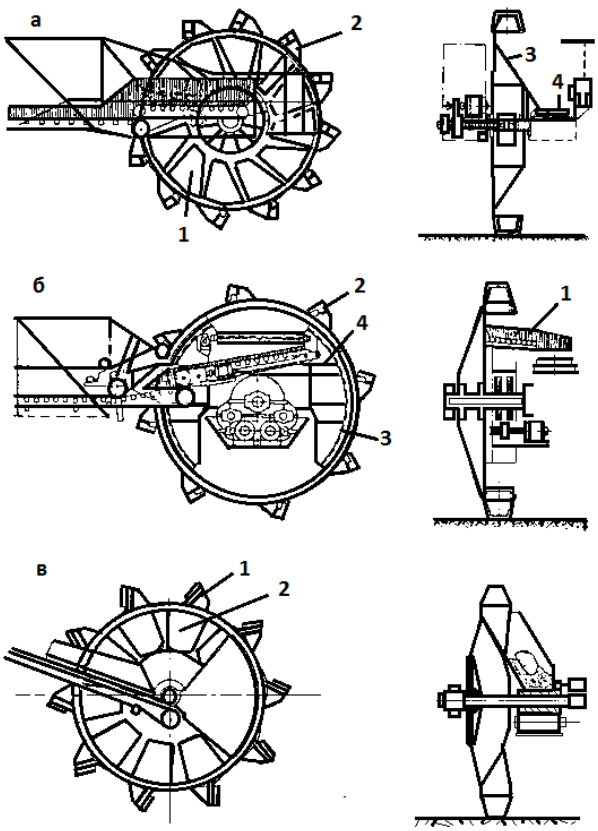
По-подробно конструкцията и начинът на работа но роторните колела с гравитационно странично разтоварване е показно на фиг.17.20.

Роторното колело с камерна конструкция (Фиг.17.20а) се състои от самото колело 1 и закрепени по цилиндричната повърхност кофи 2. Загребаният материал, след като се издигне от кофите в горно положение, се плъзга по разтоварващата повърхност 3 и пада в транспортьора 4. Скоростта на плъзгане на материала по разтоварващата повърхност зависи от нейния наклон и от наклона на самата ос на ротора. Разтоварването на материала е възможно само в границите на определен ъгъл, който за камерните роторни колела е 60-70°. Броят на кофите и периферната скорост на ротора се избира така, че за времето, през

което кофата изминава ъгъла на разтоварване, материалът да може да измине пътят от кофата до транспортьора. Броят на кофите в ротора и честотата му на въртене са важни показатели, които най-силно влияят на производителността на багера.

Роторните колела с безкамерна конструкция (Фиг.17.20б) имат една обща разтоварваща повърхност 1. При работа материалът запълва кофите 2 и подкофовата камера 3, която е ограничена от вътрешната си страна от сегмента 4. След като кофата се издигне над върха на сегмента 4, скалата се изсипва на разтоварващата повърхност 1, след което се подава на транспортьора. Ъгълът на разтоварване в безкамерните ротори достига до 120°, а пътят който трябва да измине материалът по движещата се повърхност (ротора, и подкофовата камера), е много по-малък. Това позволява да се увеличи честотата на въртене на роторното колело, като периферната скорост достига до 5m/s, вместо 1,5-2m/s за камерните роторни колела. Производителността на багера е много по-голяма. Недостатък на безкамерните ротори е по-малката якост на ротора.

Полукамерният (комбиниран) ротор (Фиг.17.20в) има скъсена, недостигаща до центъра на роторното колело камера. Поради това кофите 1, заедно с подкофовата камера 2 имат значителен обем и при малки размери на роторното колело, се реализира голяма производителността на багера. Скъсените камери облекчават разтоварването и придават достатъчна якост на роторното колело. Те са приели положителните качества на камерните и безкамерните ротори. При гравитационното разтоварване материалът се изсипва върху лентата под действие на силата на тежестта. При такова разтоварване честотата на въртене на ротора се приема 0,45 до 0,55 от критичната (критична е тази честота, при която центробежната сила е равна на силата на тежестта). Намаляването на честотата на въртене на ротора се налага поради по- бавното разтоварване на материала от кофите, особено при камерните кофи.



При гравитационно челно разтоварване (Фиг.17.17б) роторното колело се намира непосредствено пред лентовия транспортьор и разтоварва материала директно върху него.

При инерционното разтоварване на материала (Фиг.17.20в) периферната скорост на роторното колело се приема равна или по-голяма от критичната. В този случай може да се увеличи производителността на машината при сравнително малки размери на ротора.

Фиг.17.20. Роторни колела със странично разтоварване
а – камерно; б – безкамерно; в – полукамерно (комбинирано)

Роторните колела с инерционно разтоварване се разполагат пред транспортьора, а разтоварването може да се извърши след подема на материала (Фиг.17.19-VI) или пък без подем на материала (Фиг.17.19-V).

В двата последни случая посоката на въртене и копаене на ротора е противоположна. При багерите с инерционно разтоварване на материала масата на багера намалява 1,3-1,5 пъти при неизменни други параметри. Честотата на въртене на ротора е около четири пъти по-голяма от багери със същата производителност, но диаметърът на роторното колело е почти два пъти по-малък. С това рязко се намалява теглото на работния орган и на багера, както и неговата цена. Към недостатъците на тези багери могат да се отнесат, повишеният разход на енергия за натоварване, по-голямото прахообразуване при работа в сухи почви и по-бързото износване на работния орган.

Увеличаването на размерите на ротора и производителността на багера е предизвикало необходимостта да се използват различни конструкции приемни устройства, предаващи скалата от ротора на транспортьора. Те могат да бъдат с неподвижен конус, с въртящ се конус, с барабанен (ролков) питател, с лентов транспортьор и с комбинирана конструкция.

Най-просто и широко използвано приемно устройство е неподвижната конусна повърхност, поставено във вътрешната празнина на ротора и ограничена в горния край от двете си страни с преградни стени, които насочват материала към транспортьора. Преградните стени са разположени на разстояние, съответстващо на ъгъла на разтоварване. При товарене на лепкави глинести породи, какъвто е случаят с “Марица-изток”, материалът полепва по ротора. За почистване на материала от разтоварващата камера са използвани различни начини за почистване като:

- омокряне на разтоварващата камера с нафта; скалите не полепват, но този начин е скъп, освен това нафтата поврежда скъпите платна на лентовите транспортьори;
- поливане на роторното колело с вода - така също се намалява полепването на материала, но съществуват проблеми с доставката на вода;
- облицоване на разтоварващия щит с износени платна от лентовите транспортьори - гумата намалява полепването, но не го отстранява, освен това при износване на облицовката полепването се увеличава в повредените участъци;
- монтиране на гумени балони по повърхността на разтоварващата камера, в които периодично се подава сгъстен въздух; методът е ефикасен, но балоните се повреждат много бързо.

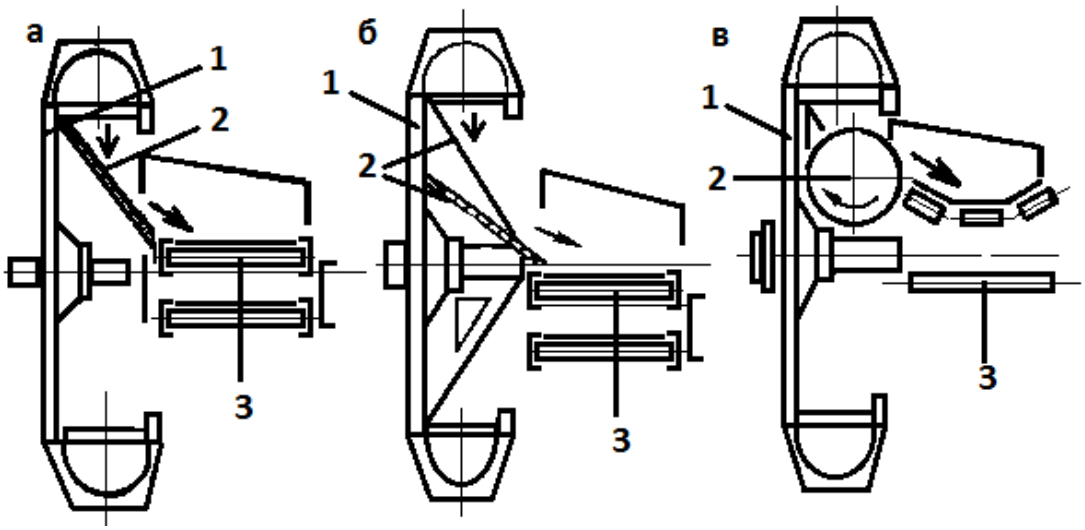
Проблемът с почистването на материала от роторното колело все още не е решен. За почистване на материала в някои конструкции се използват лопатни, ролкови и др. почистващи устройства.

Друга конструкция на приемното устройство представлява въртящ се заедно с ротора конус (Фиг.17.20а). Наклонът на конуса е около 60° - достатъчен за плъзгане на материала и предаването му към транспортьора.

За облекчаване на претоварването на материала върху транспортьора под разтоварващите се кофи са монтирани различни претоварващи устройства - подхранвачи, който могат да бъдат ролкови, пластинкови, лентови и

комбинирани. Ролковите подхранвачи се състоят от комплект ролки, покрити с гума и наклонени към лентовия транспортьор. Те се въртят от двигател и по тяхната повърхност материалът от кофите се предава на транспортьора. Ролките се монтират с минимален луфт, за да се избегне изсипването на материала между тях.

При всички подхранвачи материалът постъпва на транспортьора под прав ъгъл. Поради това скалата се плъзга по лентата докато не придобие скоростта на движение на лентата. Следствие на продължителното плъзгане на материала по лентата тя се износва по-бързо. За да се запази лентата от бързо износване, се използват междинни къси претоварващи транспортьори (Фиг.17.20а,б) с по-дебели и здрави ленти. Скалата от претоварващия транспортьор постъпва на главния транспортьор със скорост равна на скоростта на движение на лентата и почти съвпада с нея по направление.

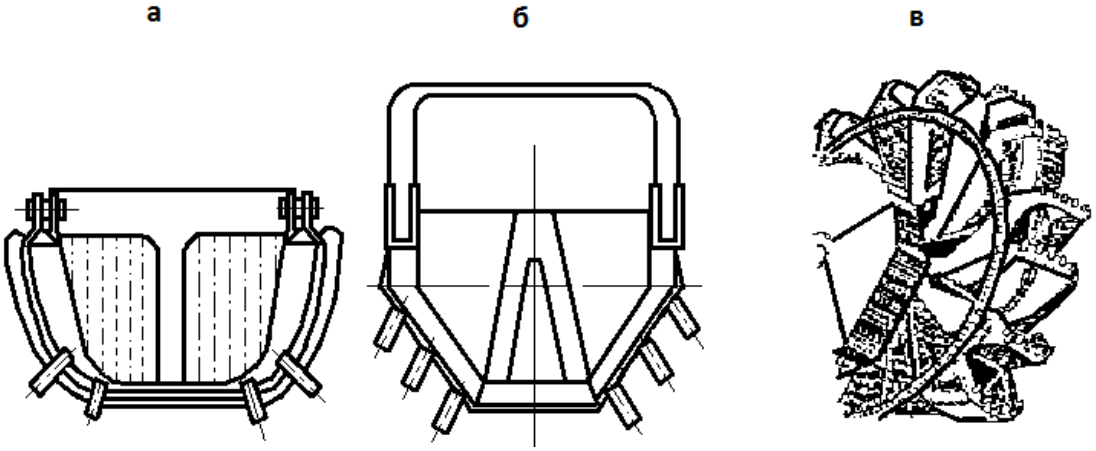


Фиг.17.20. Приемно - подхранващи устройства

Опитът от експлоатацията на роторните багери е показал, че за постигане на основните експлоатационни фактори (сигурност, ремонтопригодност, издръжливост на ударно натоварване, полепване и замръзване) трябва да се предпочитат приемно-подхранващите устройства безкамерен тип във вид на неподвижен конус (Фиг.17.21а), въртящ се конус (Фиг.17.216) и барабанен подхранвач (Фиг. 17.21в). На фигурата с 1 е показан роторът, с 2 - приемно-подхранващото устройство и с 3 лентовият транспортьор на ръката.

Кофи. Кофите на роторното колело са пресова конструкция, снабдени с режещ нож и зъби от износоустойчива стомана. Те се закрепват към роторното колело с болтове или щифтове, за да могат лесно да се сменят. При работа в лепкави скали дъното, а в някои случаи и страничните стени на кофата са заменени с корабни вериги (Фиг.17.22а). При горно положение на кофата веригите падат надолу и така полепналият материал се разтоварва. Към конструкцията на кофите се поставят следните изисквания: да осигуряват достатъчно раздробяване на материала с оглед нормалната работа на транспортьора; снижаване динамичността на процеса на рязане и осигуряване спокоен режим на роторното колело; да имат голяма износоустойчивост и добра

ремонтопригодност; малък разход на енергия и редица други изисквания. Поради разнообразните природни условия не може да има една единствена конструкция, пригодена за всички случаи. Например при работа в меки или пластични скали наличието на режещи зъби затруднява процеса на копаене. За тези условия най-подходяща е аркообразната форма на кофите. За твърдите скали също може да се използва аркообразна форма, но снабдена с режещи зъби (Фиг.17.22а). По-добри резултати се получават при използване на кофите за разделно рязане (Фиг.17.22б), разработени от колектив на МГУ ”Св. Иван Рилски”.



Фиг.17.21. Конструкции на кофи на роторни багери

Кофите са снабдени с режещи зъби, разположени странично и траекторно дефазирани. Така се постига последователно (неедновременно) внедряване на режещите зъби и то в режим на полублокирано рязане (вместо режим на блокирано рязане при старата аркообразна конструкция). Конструкцията на зъбите е самозаточваща се чрез обръщането им. Замяната им е силно облекчена. Постигнато е равномерно разпределение и намаляване на натоварването по целия режещ контур, с което се повишава износоустойчивостта на зъбите. Режещият нож практически не участва в рязането. Динамичността на процеса на рязане и разходът на енергия са силно намалени. За намаляване на динамичността на процеса на копаене е от съществено значение и броят на режещите елементи, разположени по периферията на роторното колело и начинът на окачване на роторното колело.

За средните и големи роторни багери, работещи във високи забои, съставени от различни по свойства скали е целесъобразно да се използват кофи с междинни режещи устройства, разположени между кофите (Фиг.17.21в). Така се намалява динамичността на процеса на копаене и се намалява едрината на изкопания материал.

Формата на кофата, на режещия нож, както и на цялата компановка на роторното колело имат голямо значение за осигуряване на рационално рязане с минимален разход на енергия. Значими научни изследвания и постижения в тази област имат специалистите от катедра "Механизация на мините” при МГУ”Св. Иван Рилски”.

17.3. КОМПАКТ РОТОРНИ БАГЕРИ – КОНСТРУКТИВНИ ОСОБЕНОСТИ

Компакт роторните багери са машини с по-малки габарити и маса но с относително големи по диаметър роторни колела и значителна производителност. Това обуславя използването им при по-ниски стъпала на копаене, но при по-твърди породи скали и полезни изкопаеми, и на места изискващи ниско специфично натоварване върху почвата.

На фиг.17.22 е показан първият компакт роторен багер закупен от „Мини Марица изток“ – ЕАД. Той е тип К401 и е произведен от фирма „NEON“ – Чехия.

Фиг.17.22. Компакт роторен багер тип К401

Багерът е с роторно колело с диаметър 8m и има теоретична производителност от 1200m^3/h. Задвижването на роторното колело е електромеханично но фирмата производител го предлага с електро хидравлично задвижване.

Ходовият механизъм (Фиг.17.23) е съставен се от 2 гъсеници (верижни шасита), имащи статически определено четириточково окачване. Всяка гъсеница се задвижва от 2 двигателя с мощност по 75kW. Верижните шасита с по 50 елемента и се състоят от задвижваща и опъваща звезда и шест двуредни лоста. Горния клон на веригата се поддържа от 4 на брой ролки. Опъването на веригите се осъществява от два хидравлични цилиндъра с механично осигуряване на затягащ лост с болт и гайка.

Фиг.17.23. Ходов механизъм на багер тип К401

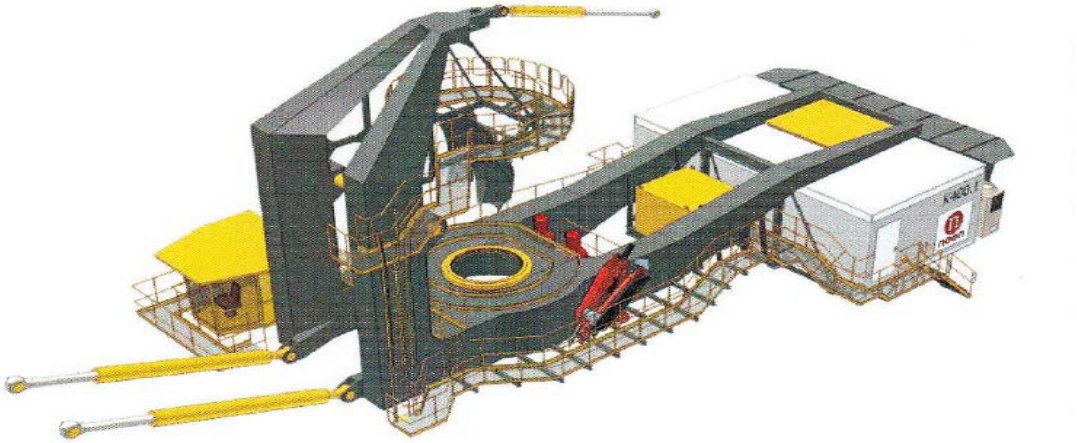
Завъртането на горния строеж на компакт багера се осъществява чрез

външна предавка на опорния лагер от два планетарни редуктора с мощност по 45 kW. Входа на планетарния редуктор е снабден с мотор-редуктор със спирачка. Задвижващия блок е снабден със сух съединител за настройка на максималния момент. Изходящия вал на редуктора е оборудван с пиньон вал с еволвентни зъби, навлизащи във външната предавка на пояса на орбиталния лагер. Захранването на електромоторите за завъртане се осъществява чрез честотен преобразувател. Местоположението на завъртане се сканира и постоянно се регулира, а за крайните позиции на завъртане на долния строеж се използват крайни изключватели.

Горния строеж (Фиг.17.24) представлява заварена кутиена конструкция с колони и надлъжни греди с правоъгълно сечение, пренасяща подстанция, баланса и други устройства.

Разстоянието от основните носещи колони на стоманената конструкция до оста на въртене на машината е приспособена така, че тя отговаря на завъртането и приближаването на роторната и разтоварната стрела до 50^{O} . За да бъде постигнато това, се добавя надстройка на пресипване между стрелите, добавена е кръгова площадка за преминаване между стрелите, коригирани площадки със сгъваема платформа на разтоварната стрела.

Разтоварната стрела (Фиг. 17.25) представлява две заварени греди свързани с напречни греди и решетъчно укрепване. В предната си част разтоварната стрела е захванатата към колоните на роторната част на разтоварната стрела.



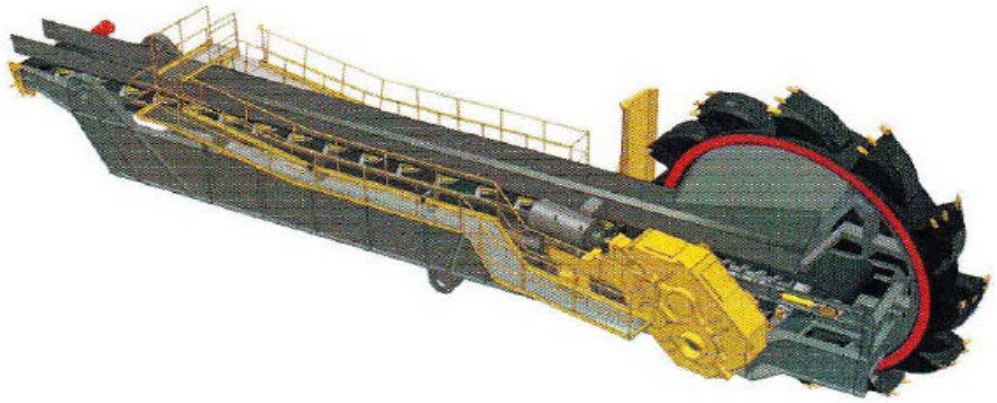
Фиг.17.24. Горен строеж на багер К401

Фиг.17.25. Разтоварна стрела на багер К401

Между основните греди е монтирана транспортна лента и достъпни пътеходни. На края на стрелата е поставен улей за изсипване с паралеограма за накланяне или завъртане на щита за точно насочване потока на материала към транспортьора на релсовия бункер.

Носещата част на роторната стрела (Фиг.17.26) е изградена от заварена стоманена конструкция от две греди с правоъгълно сечение, система от напречни греди и решетъчно укрепване. Конструкцията е така направена, че да може да се постави наклонено безмоторно роторно колело. Разстоянието от оста на роторното колело до оста на ротация на машината е 21m, а разстоянието от оста на роторното колело до оста на накланяне на стрелата е 17,5m. В задната част на стрелата има патрони за захващане към носещите колони към конструкцията на средната част. Частично над и между основните греди на стрелата минават лентови транспортьори с монтирани отстрани пътеходни.

На неподвижната рама на падащата страна е разположен задвижващ барабан с окачено задвижване, състоящо се от мотор със спирачка и скоростна кутия. Опъващия барабан е разположен в пространството на роторното колело, задвижван е хидравлично с два хидравлични цилиндъра и хидравлични ключалки. В средната част на улея за пресипване има регулируем щит със сменяема износоустойчива облицовка, насочваща потока на материала към бункера на разтоварната лента.



Фиг.17.26. Стрела на багер К401

На фиг.17.27 е показан компакт роторен багер тип SR_s430.11/1 на фирма „TAKRAF“ – Германия.

Фиг.17.27. Компакт роторен багер тип SR_s430.11/1

Стрелата на багера е с дължина 20m, а разтоварната 28m като и двете се подържат от хидравлични цилиндри. Багерът работи при максимална височина на стъпалото до 11m и при максимална дълбочина на копаене – 1m. Роторното колело е с диаметър от 8m с 10 кофи с вместимост от 520 литра.

17.4. ТЕОРИЯ НА РАБОТА НА РОТОРНИТЕ БАГЕРИ. ОСНОВНИ ПОНЯТИЯ

17.4.1. Мощността при копаене

На фиг.17.28 е показан схематично режещият контур на роторното колело. В момента рязането се извършва по повърхнината C_2. Внедряването на кофата в масива започва от т. 1, а излизането й от него - в т. 2. На фигурата са означени:

H е височината на изземвания слой, m;

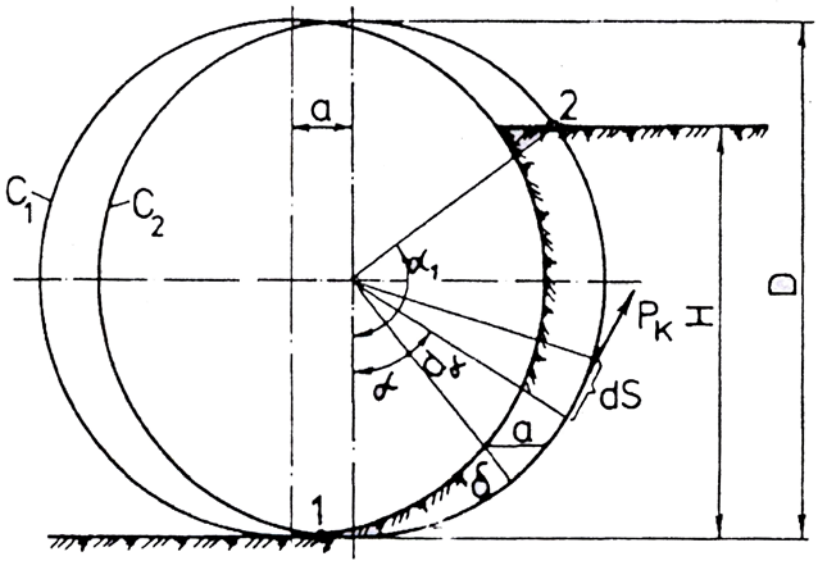
- D - диаметърът на роторното колело, m;
- δ - моментната дебелина на стружката при пресичането й с равнина, перпендикулярна на траекторията на копаене, m;
- a - подаването на роторното колело ($a = \delta_{MAX}$), m;
- α - ъгъл, определящ положението на режещата кофа, градуси;
- α_1 - граничната големина на ъгъла α, градуси.

За да се определи силата на копаене не трябва да се знаят параметрите на срязваната стружка дебелината δ и широчината b.

Моментната дебелина на стружката b се определя по израза:

$$b = a.\sin\alpha, m. \qquad (17.1)$$

Ъгълът α се изменя от 0 до неговата гранична стойност α_1. Пропорционално на ъгъла ще се изменя и дебелината на срязваната стружка от $\delta = 0$ при $\alpha = 0^o$ до $\delta = \delta_{MAX} = a$ при $\alpha = 90°$, след което отново ще намалява.



Фиг.17.28. Срязване на стружка от роторен багер

Граничната големина на ъгълът α се определя от израза:

$$\sin\left(\alpha_1 - 90\right) = \frac{H - \frac{D}{2}}{\frac{D}{2}} = \frac{2.H - D}{D};$$ от където следва изразите:

$$\cos\alpha_1 = \frac{D - 2H}{D} \qquad \text{или} \qquad \alpha_1 = \arccos\frac{D - 2H}{D}. \tag{17.2}$$

Широчината на стружката b, която срязва всяка отделна кофа, се определя както следва:

$$b = t_1.v_n; \tag{17.3}$$

$$t_1 = \frac{l}{v_K} = \frac{\frac{\pi D}{n_K}}{v_K} = \frac{\pi D}{n_K.v_K}; \tag{17.4}$$

$$b = \frac{\pi D}{n_K}\frac{v_n}{v_K}.m \tag{17.5}$$

където t_1 е времето за завъртане на кофата на разстояние една стъпка 1 (разстоянието между две съседни кофи по периферията на роторното колело), s;

- v_n - периферната скорост на подаване на роторното колело в следствие въртенето на платформата, m/s;

- l - разстояние между две кофи, m;

- v_K - периферна скорост на копаене (периферната скорост при въртенето на роторното колело около своята ос), m/s;

- n_K - броят на кофите в ротора.

Съпротивителната сила, която среща всяка отделна кофа при копаене е:

$$P_K = k_0.F_C = k_0.b.\delta = k_0\frac{\pi D}{n_K}\frac{v_n}{v_K}a.\sin\alpha, N; \tag{17.6}$$

където: k_0 е специфичното съпротивление на скалите при копаене, Pa;

- F_C - сечението на срязваната стружка, m^2.

Елементарната работа, извършвана от силата на копаене P_K ще бъде:

$$dA_{1K} = P_k ds = P_K\frac{D}{2}d\alpha = \frac{1}{2}k_0 a.b.D.\sin\alpha d\alpha, \tag{17.7}$$

където ds е елементарното преместване на приложната точка на силата на копаене P_K.

След интегриране в границите от 0 до α_1 се получава необходимата работа за срязване на една стружка:

$$A_{1K} = \int_0^{\alpha_1}\frac{1}{2}k_0 a.b.D.\sin\alpha d\alpha = \frac{1}{2}k_0 a.b.D\left(\cos\alpha_1 - 1\right) =$$

$$= \frac{1}{2}k_0 a.b.D\left(1 - \frac{D - 2H}{D}\right) = k_0 a.b.H, J \tag{17.8}$$

Броят на срязваните стружки за един час е:

$$z = n_P.n_K = \frac{3600.v_K}{\pi D} n_K, \tag{17.9}$$

където n_P е честотата на въртене на ротора, s^{-1}.

Работата за копаене в продължение на един час може да се определи от израза:

$$A_K = z.A_{1K} = z.k_0.a.b.H = z.k_0.q = k_0.Q_{TEOP}, J \tag{17.10}$$

$$A_K = \frac{3600v_K}{\pi d} n_K.k_0.a\frac{\pi d}{n_K}\frac{v_n}{v_K} = 3600k_0.a.H.v_n, J \tag{17.11}$$

където q е обемът на кофите, m^3.

Мощността при копаене се определя от израза:

$$N_K = \frac{A_K}{3600.10^3} = \frac{z.k_0.a.b.H}{3600.10^3} = \frac{z.k_0.q}{3,6.10^5} = \frac{k_0.Q_{TEOP}}{3,6.10^5} = k_0.a.H.v_n, kW. \tag{17.12}$$

17.4.2. Мощността за издигане на материала

Роторният багер преодолява съпротивления и за издигане на материала до мястото на разтоварване. От фиг.17.29 се вижда, че всяка кофа започва да копае в т.1, копаенето завършва в т.2, а материалът се разтоварва в т.3. Работата за издигане на материала може да се изрази чрез изменение на потенциалната енергия на стружката. Обемът на стружката е със сложна конфигурация. Той може да се замени с обема на един прав паралелепипед, както е показано на фигурата с прекъсната линия, и то без да се допуска грешка. В такъв случай изменението на потенциалната енергия на стружката спрямо т.3 ще бъде:

$$\Delta E_P = A_{1G} = G\left(h - \frac{H}{2}\right) = \frac{a.b.H.\rho}{2}\left(2h - H\right), J \tag{17.13}$$

където: G е теглото на срязваната стружка, N;

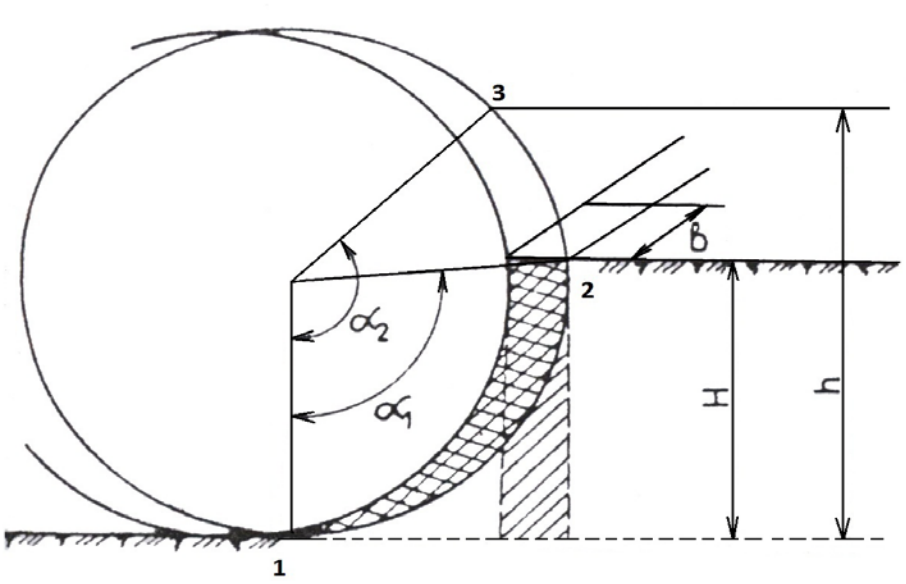
- h - височина на разтоварване, m;
- ρ - обемно тегло на материала, N/m^3.

Работата за издигане на материала за един час може да се определи от израза:

$$A_G = z.A_{1G} = \frac{3600v_K}{\pi d} n_K \frac{a.b.H.\rho}{2}\left(2h - H\right), J \tag{17.14}$$

Работата за издигане на материала може да се изрази чрез работата за изкопаването му посредством коефициентът k_e по следния начин:

$$k_e = \frac{A_{1G}}{A_{1K}} = \frac{A_G}{A_K} = \frac{N_G}{N_K}; \tag{17.15}$$



Фиг.17.29. Сечение на стружката при издигане на материала

Следователно:

$$k_e = \frac{\frac{a.l.h.\rho}{2}(2h-H)}{k_0.a.b.H} = \frac{\rho.(2h-H)}{2k_0}. \qquad (17.16)$$

Общата теоретична работа, изразходвана от роторния двигател ще бъде:

$$A_m = A_K + A_G = A_K(1+k_e) = 3600k_0.a.H.v_n\left[1+\frac{\rho(2h-H)}{2k_0}\right], J \qquad (17.17)$$

Теоретичната мощност може да се определи:

$$N_m = N_K(1+k_e) = k_0.a.H.v_n.10^{-3}\left[1+\frac{\rho(2h-H)}{2k_0}\right], kW \qquad (17.18)$$

Действителната изразходвана мощност от роторния двигател е:

$$N = \frac{k_0.a.H.v_n}{10^3\eta_M}\left[1+\frac{\rho(2h-H)}{2k_0}\right], kW \qquad (17.19)$$

17.4.3. Производителност на роторните багери

Теоретичната производителност на роторните багери може да се определи по формулата:

$$Q_{TEOP} = 0,06.q.z, m^3/h. \qquad (17.20)$$

където: q е обемът на кофите, l;

- z - броят на изсипаните кофи за една минута.

Техническата производителност се определя от израза:

$$Q_{TEX} = 0,06.q.\frac{k_H}{k_P}z, m^3/h. \qquad (17.21)$$

където: k_H е коефициент на напълване на кофите;

- k_P - коефициент на разбухване на материала.

Експлоатационната производителност се определя от израза:

$$Q_{EXC} = 0,06.q.k_{И}.\frac{k_H}{k_P} z, m^3 / h. \qquad (17.22)$$

където $k_{И}$ е коефициент на използване на багера по време.

Броят на изсипаните за минута кофи се определя:

$$z = n_P.n_K = \frac{60.v_K}{\pi D} n_K. \qquad (17.23)$$

18. ВЕРИЖНИ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ

18.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ, КЛАСИФИКАЦИЯ И СХЕМИ НА РАБОТА НА ВЕРИЖНИТЕ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ

18.1.1. Общи сведения за верижните многокофови багери

Първите многокофови багери са построени във Франция през 1859 г. и са използвани за строеж на ж.п.линии. По-късно, през 1863-1869 г., са използвани при строежа на Суецкия канал.

Верижните многокофови багери се използват в строителството и минното дело. Багерите, използвани в строителството са с малки размери и производителност. В минното дело верижните багери се използват, както за откриване, така и за добиване на полезни изкопаеми - за работа в меки скали, в които няма твърди включения или едри камъни и без провеждане на взривни работи. Пригодени са за съвместна работа с железопътен и лентов транспорт, както и с транспортни мостове и насипообразуватели.

За изясняване на общото устройство и начина на работа с верижни багери най-напред са разгледани принципните схеми на два вида багери. На фиг.18.1а е показан верижен багер с релсов ходов механизъм и портално разтоварване на материала, а на фиг.18.1б с гъсеничен ходов механизъм и разтоварваща конзола. На двете фигури позициите са отбелязани с еднакви цифри.

Показаната на фиг.18.1 схема е на използвания у нас багер EDs 1120. Конструкцията и принципът на работа на роторните и верижните багери е близка. Различават се само по изпълнителния работен орган.

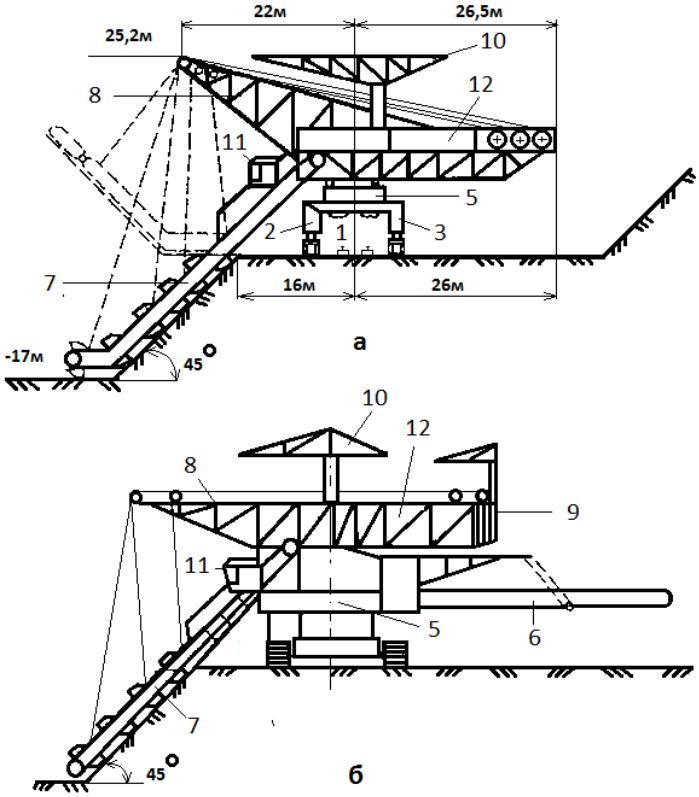
Верижните багери се състоят от:

Долен строеж. Долният строеж се състои от основна рама 1, неподвижна опора 2, люлееща се опора 3, ходов механизъм 4, елементи на механизма за въртене 5, конзола на разтоварващия транспортьор 6, механизъм за нейното въртене и изменение на наклона, помещения за персоната, токоприемно устройство, кабелен барабан и др.

Горен строеж. Горният строеж се състои от изпълнителен орган 7, стрела с ролкови блокове 8, конзола на противотежестта 9, монтажен кран 10, кабина 11 на багериста, ремонтна работилница и други помещения 12 за апаратурата, електросъоръженията, лентовите транспортьори, претоварачи и други съоръжения.

Работният орган на верижните многокофови багери представлява рама, по

която се придвижва затворена верига със закрепени на нея кофи. При движение на веригата по направляващата рама и при преместване или завъртане на багера кофите срязват материал от масива. Попадналият в кофите материал се изнася до горния край на изпълнителния орган, където се изсипва върху багерните транспортни съоръжения. Те от своя страна го пренасят до мястото на разтоварване в транспортните средства. За да не се изсипва материалът след излизане от забоя се използва направляващ улей.



Фиг.18.1. Конструктивни схеми на верижни багери
а - е релсов ходов механизъм и портално разтоварване;
б - с гъсеничен ходов механизъм и разтоварваща конзола

При порталните багери с релсов ходов механизъм подвижният ж.п. състав минава през портала на багера. Изкопаният материал се изсипва във вагоните през разтоварващите бункери. При багерите със странично разтоварване материалът се разтоварва чрез лентов транспортьор, монтиран на разтоварващата конзола.

18.1.2. Класификация на верижните многокофови багери

Верижните многокофови багери се класифицират:

- според предназначението си - за разкриване, за добиване на полезни изкопаеми, за разпределяне на скалната маса по насипището и за копаене на канали;
- според обема на кофите и мощността - с малка мощност (обем на кофите от 10 до 200 litra), със средна мощност (200-500l) и с голяма мощност (над 500l);
- според възможността за въртене на багерния корпус - въртящи се и невъртящи се;

- според ходовия механизъм - с релсов, гъсеничен, крачещ и плаващ ходов механизъм;
- според разположението на забоя - за долно копаене, за горно копаене и за долно и горно копаене;
- според начина на разтоварване.

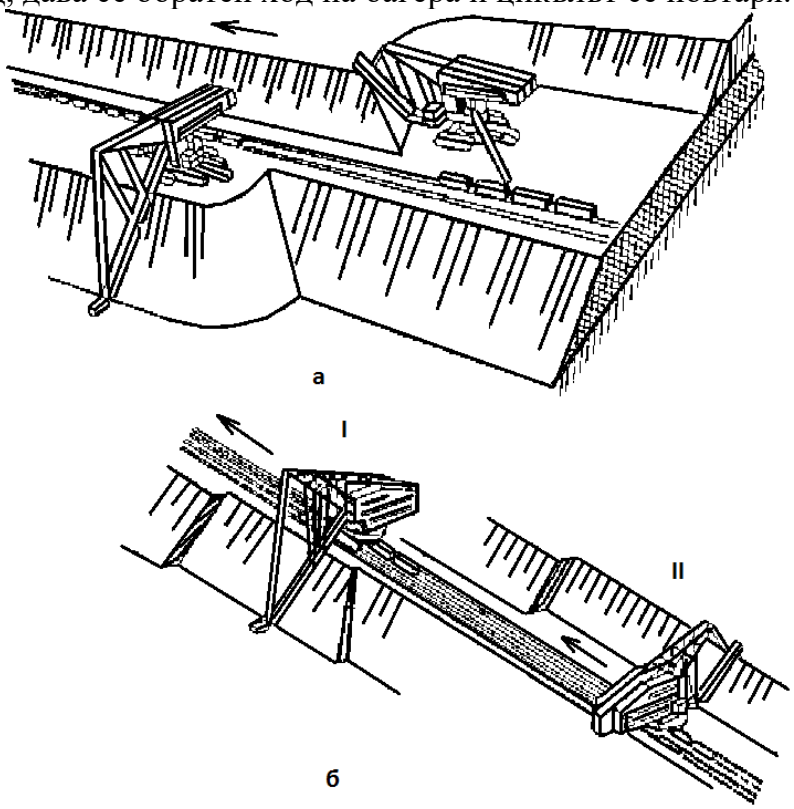
Възприето е означението на различните багери да се образува от първите букви на признаците, показващи типа на багера. У нас се използват верижни багери предимно от Германия, поради което е пояснено тяхното означение: верижен - Е; с гъсеничен ходов механизъм - R; със странично разтоварване - S; еднопортални - Е; двупортални - D; с въртящ се горен строеж - s.

18.1.3. Схеми на работа на верижните многокофови багери

При верижните багери се използват два начина на работа.

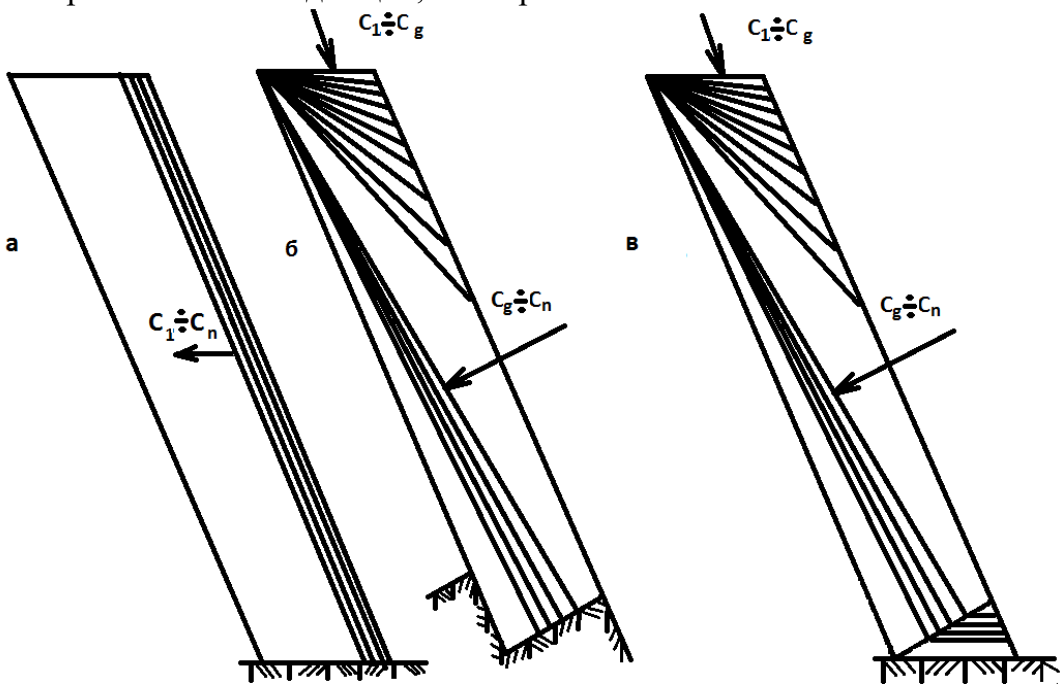
Блоков (Фиг.18.2а). Прилага се при багери с гъсеничен или с крачещ ходов механизъм. Копаенето се извършва при съчетаване на двете движения на изпълнителния орган - движение на кофовата верига по направляващата рама и въртенето на горния строеж.

Фронтален *(Фиг.18.2б).* Прилага се най често при багерите с релсов ходов механизъм. Копаенето се извършва също при съчетаване на двете движения - движение на кофовата верига по направляващата рама на изпълнителния орган и преместване на целия багер по релсовия път, построен по дължината на стъпалото. Кофите се движат по траектория, наклонът на която се определя от скоростите на кофовата верига и на багера. След изземване на стружката по цялата дължина на забоя багерните линии, заедно с багера се преместват на една стружка назад, дава се обратен ход на багера и цикълът се повтаря.



Фиг.18.2. Схеми на работа на верижните многокофови багери
а - блокова схема при долно и горно копаене; б - фронтална схема при долно и горно копаене

При работа с верижни багери са възможни два начина на стружкообразуване - с паралелни стружки (Фиг.18.3а) и с ветрилообразни стружки (Фиг.18.3б,в). При изземване на паралелни стружки се осигурява нормални производителност на багера, материалът се изземва по цялата, височина и дължина на забоя, поради което отделните кофи са по-малко и по-равномерно натоварени. От гледна точка на използване на инсталираната мощност на багера и осигуряване на по-спокоен режим паралелното стружкообразуване има безспорни предимства. Но от друга страна, този начин на работа изисква непрекъснато изместване на релсовите пътища (след срязване на всяка стружка), което е значително затруднение. Ето защо, в някои случаи, при работа в по-тежки забои се срязват ветрилообразни стружки (Фиг.18.3б,в). В този случай дължината на стъпалото се разделя на отделни участъци, в района, на които работи машината. След като се изземе материалът от дадения участък, багерът преминава на следващия, а в първият се изместват линиите.



Фиг.18.3. Образуване на стружки от верижни многокофови багери
а – с паралелни стружки; б – с ветрилообразни стружки без планиращо звено; в - с ветрилообразни стружки с планиращо звено

Изземването на материала от забоя може да става при използване на планиращо звено (Фиг.18.3 в) или без използване на такова (Фиг.18.3б). При работа без планиращо звено долният хоризонт не е подравнен, което създава допълнителни неудобства и изисква подравняването му с други машини. При работа с планиращо звено долният хоризонт е добре оформен с помощта на планиращото звено. При работа с ветрилообразни стружки багерът не работи с номиналната си производителност (особено при изземване на горните стружки), по-малък брой кофи работят едновременно, повишава се динамичността на процеса, което се отразява неблагоприятно на всички механизми на машината.

На фиг.18.4 е показан изглед на верижен многокофов багер тип ER_S710 на фирма „TAKRAF“ - Германия, използван в „Мини Марица Изток“ – ЕАД.

На фиг.18.5 е показан а схема на машината със основните и възли и

елементи.

Верижен многокофов багер ERs710 е изграден върху три точкови опори състоящи се от три двойки гъсеници, две от който са управляеми и една неуправляема двойка гъсеници 17 и 18. Двете двойки гъсеници на разположени една след друга и за свързани с конструкцията посредством два плъзгащи сферични лагера, едната двойка гъсеници е свързана неподвижно към долен стоеж на багера 19 и 20.

Фиг.18.4. Общ изглед на багер ERs 710

Долния стоеж на багера включва ходов механизъм 17 и 18, платформа, механизъм за управление на посоката на движение 21, кабелен барабан 22 , почивна кабина ел. зала, резервоар с вода за противопожарната, грес инсталация и системата за централно смазване.

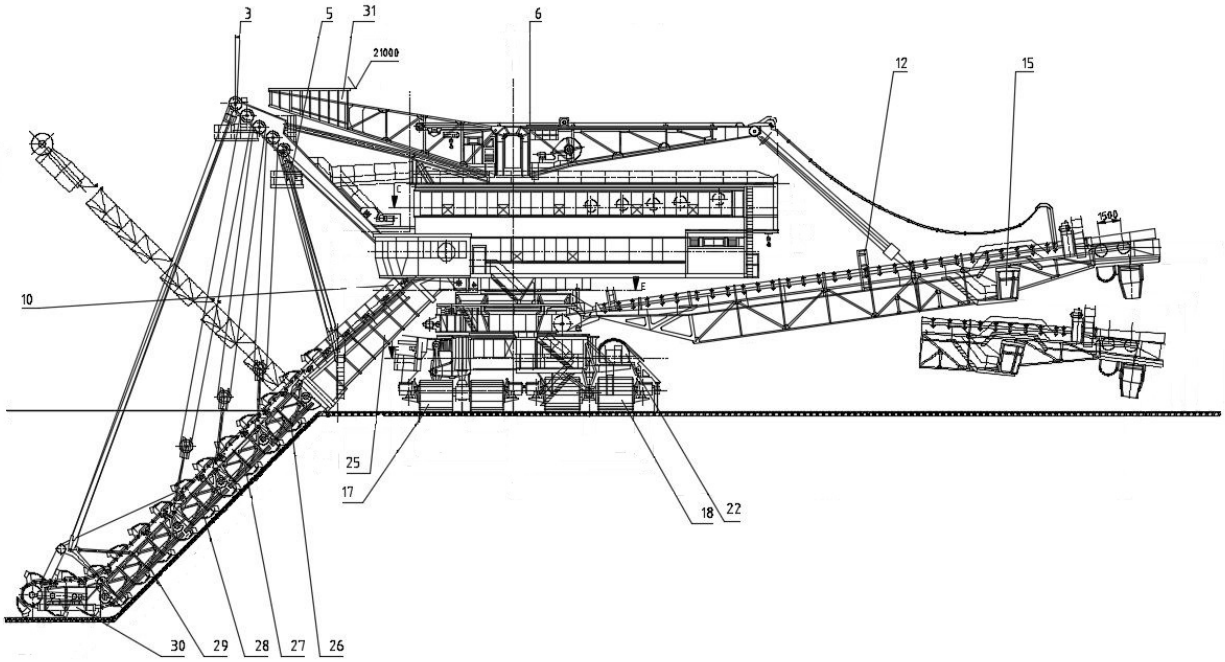
Към платформата е монтирана централната конзола (ракета), която представлява дебелостенна метална тръба на която диаметъра и намаляват стъпаловидно от основата към върха 11 около централната колона се въртят елементите на горния стоеж на багера.

Горният строеж се състои от разтоварна стрела 12, конзола и противотежест за разтоварна стрела 31, монтирани върху централната конзола 11), разтоварна шайба за транспортиране на минната маса от кофова верига разтоварна стрела 7, улей и стрела за кофова верига съставен от пет чупещи звена със самостоятелен подем за всяко едно от тях и за улея 25,26,27,28,29 и 30, две кабини за машинист минни машини багер 16), ел зала 23), зала за механични ремонти 24, и компресор 7).

Долният строеж се състои от ходовия механизъм които служи за задвижване и маневриране на багера, от към страната на лентовия транспортьор е монтиран и кабелния барабан на който е навит захранващия кабел 6kV,и някой битови помещения.

Номиналните условия на работа са температура -15 C° до +40 C° при отрицателните температури е задължителни ходовия механизъм задължително

да се раздвижва, за да не замръзне.



Фиг.18.5. Основни възли на багер ERs710

18.2.ТЕОРИЯ НА РАБОТА НА ВЕРИЖНИТЕ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ

18.2.1. Траектория на копаене и дебелина на стружката

За да се определят силите, възникващи при копаене, трябва да се познават траекторията на копаене, а чрез нея - параметрите на срязваната стружка - дебелина на стружката δ и широчина на стружката - b. Тези параметри могат да се определят по фиг.18.6, на която е показана схемата на работа, параметрите на забоя и на изпълнителния орган.

На фигурата са означени:

v_K - скоростта на копаене (скоростта на движение на кофовата верига спрямо направляващата рама), m/s;

v_n - скоростта на подаване (скоростта на движение на багера по дължината на стъпалото), m/s;

v - резултантна скорост на кофата, m/s;

t - разстояние (стъпка) между кофите, m;

b - широчина на срязваната стружка, m;

δ - дебелина на срязваната стружка при пресичането й с равнина перпендикулярна на траекторията на копаене, m:

l_1 - дължина на откоса, m;

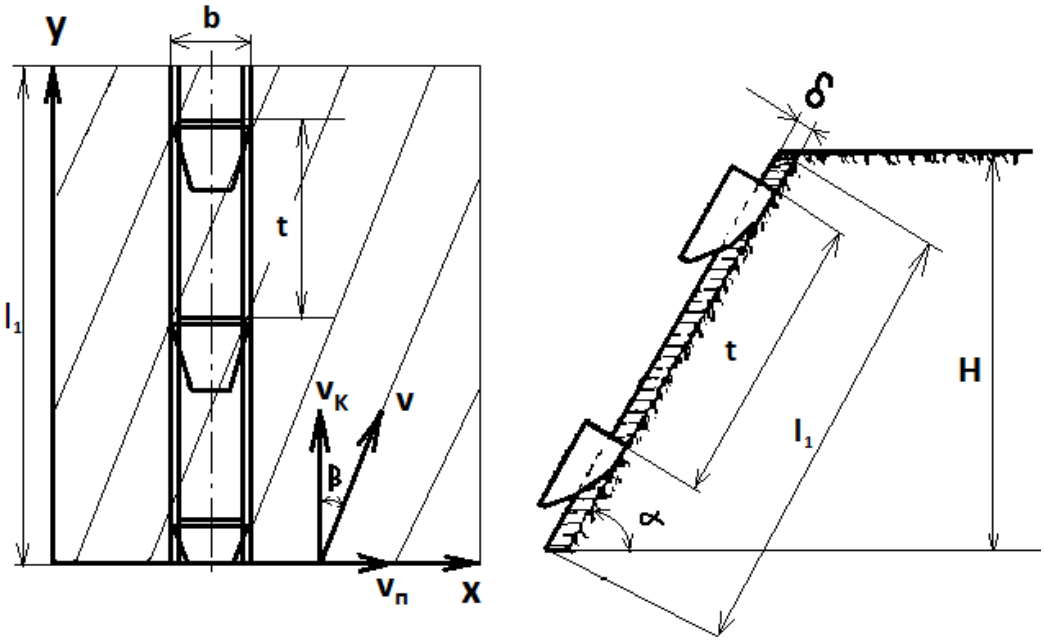
α - ъгъл на наклона на откоса, градуси;

H - височина на стъпалото, m;

β - наклон на траекторията на копаене спрямо оста на направляващата рама.

Скоростта на кофата може да се определи като сума на скоростите:

$$\vec{v} = \vec{v}_K + \vec{v}_n. \tag{18.1}$$



Фиг.18.6. Траектория на копаене и параметри на стружката

Наклонът на траекторията на копаене към оста Y може да се определи от израза:

$$tg\beta = \frac{v_n}{v_K}. \tag{18.2}$$

От друга страна, $tg\beta$ може да се определи:

$$tg\beta = \frac{b}{t}. \tag{18.3}$$

При съвместно решаване на горните две зависимости спрямо b се получава:

$$b = t.tg\beta = t\frac{v_n}{v_K}. \tag{18.4}$$

Дебелината на стружката се определя от условието за равенство на обема на материала в кофата и масива т.е.

$$q.\frac{k_H}{k_P} = l_1.b.\delta, \text{ откъдето следва, че } \delta = \frac{q.k_H}{l_1.b.k_P}, \tag{18.5}$$

където: k_H е коефициент на напълване на кофите;

- k_P - коефициент на разбухване на материала.

Тъй като $l_1 = \frac{H}{\sin\alpha}$ и $l_1 = t.n_K$, където n_K е броят на едновременно копаещите кофи, изразът за δ придобива вида:

$$\delta = \frac{q.k_H \sin\alpha}{H.t.k_P tg\beta} = \frac{q.k_H v_K \sin\alpha}{H.t.k_P v_n}, m \tag{18.6}$$

В израза за δ всички величини за багера и работното място, с изключение на v_n, са постоянни. Следователно дебелината на срязваната

стружка може да се променя само чрез изменение на скоростта на движение на багера.

Работният орган на верижните багери трябва да преодолява следните съпротивления:

- съпротивление при копаене;
- съпротивление за издигане на загребания материал до мястото на разтоварване;
- съпротивления от триенето и собственото тегло на работния и празния клон на режещата
верига;
- съпротивления при огъване на планките на веригата една спрямо друга при задвижващия и опъващия барабан и при отклонителните ролки.

Тук ще бъдат разгледани само първите два вида съпротивления.

18.2.2. Съпротивление при копаене

Определя се по известната от еднокофовите и роторни багери формула:

$$P_{1K} = k_0.F = k_0.b.\delta, N \qquad (18.7)$$

където: k_0 е коефициент на специфично съпротивление на скалите при копаене, Pa;

- F, m^2 - сечение на срязваната стружка.

Като се заместят δ и b с техните стойности, за силата на копаене на една стружка се получава:

$$P_{1K} = k_0.\frac{q.k_H.v_K.t.v_n \sin\alpha}{H.t.v_n.k_P.v_K} = k_0.\frac{q.k_H.\sin\alpha}{H.k_P}, N \qquad (18.8)$$

Общото съпротивление при копаене на всички кофи ще бъде:

$P_K = n_K.P_{1K}, N$

При работа броят на режещите кофи се изменя в граници от n_K до n_{K-1}. Пропорционално на тях се изменя и съпротивлението при копаене от P_K^{MAX} до P_K^{MIN}. Колебанието е около 10%. Ако се използва средната стойност на P_K^{CP}, грешката зададен момент ще бъде 5%.

$$P_{KCP} = \frac{P_K^{MAX} + P_K^{MIN}}{2} = n_{CP}.P_{1K} \qquad (18.9)$$

където n_{CP} е средния брой на режещите кофи.

$$n_{CP} = \frac{l_1}{t} = \frac{H}{t\sin\alpha} \qquad (18.10)$$

$$P_{KCP} = \frac{H}{t.\sin\alpha} k_0 \frac{q.k_H.\sin\alpha}{H.k_P} = k_0 \frac{q.k_H}{t.k_P}, N \qquad (18.11)$$

18.2.3.Съпротивление при издигане на материала

Изпълнителният орган извършва работа и за издигане на материала до

мястото на разтоварване. В участък 1-2 (Фиг.18.7) кофите постепенно се напълват, а в участък 2-3 се издигат вече напълнените кофи.

Работата за издигане на материала в една кофа в участък 1-2 ще бъде:

$$A_{G1}^{1-2} = 0,5G_M.H = 0,5q\frac{k_H}{k_P}\rho.H, J \qquad (18.12)$$

където: G_M е теглото на материала в кофата, N;

- ρ - обемното тегло на материала в кофата, N/m^3.

Коефициентът 0,5 е поставен, тъй като в т.1 кофите са празни, а в т.2 – пълни.

Общата работа за издигане на всички кофи в участък 1-2 ще бъде:

$$A_G^{1-2} = n_{CP}.A_{G1}^{1-2} = 0,5\frac{H}{t.\sin\alpha}q\frac{k_H}{k_P}\rho.H = \frac{q.k_H.\rho.H^2}{2t.k_P\sin\alpha}, J \qquad (18.13)$$

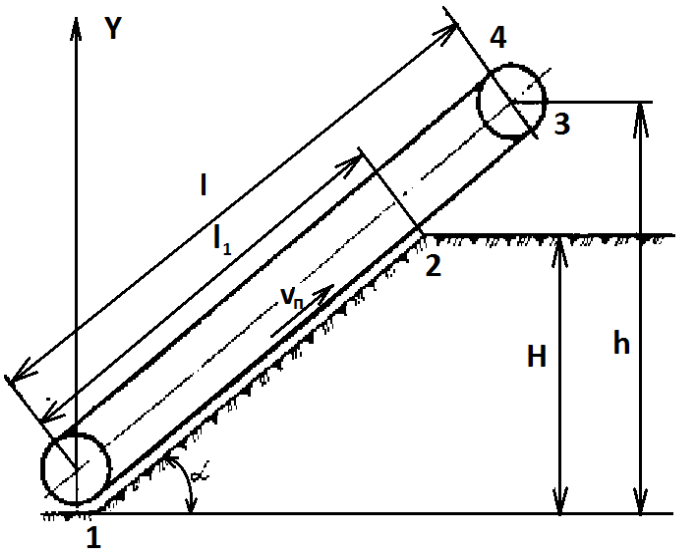
Работата за издигане на материала в една кофа в участък 2-3 ще бъде:

$$A_{G1}^{2-3} = G_M\left(h-H\right) = q\frac{k_H}{k_P}\rho.\left(h-H\right), J \qquad (18.14)$$

Общата работа за издигане на всички кофи в участък 2-3 ще бъде:

$$A_G^{2-3} = n_{CP}.A_{G1}^{2-3} = \frac{\left(h-H\right)}{t\sin\alpha}q\frac{k_H}{k_P}\rho.\left(h-H\right) = \frac{q.k_H.\rho\left(h-H\right)^2}{t.k_P\sin\alpha}, J \qquad (18.15)$$

$$n_{CP} = \frac{l-l_1}{t} = \frac{h-H}{t\sin\alpha}. \qquad (18.16)$$



Фиг.18.7. Работа за издигане на материала

Съпротивлението във веригата за издигане на изкопания материал от т. 1 до т.3 - $W_{ИЗ}$ равно на работата за издигане, разделена на изминатото разстояние:

$$W_{ИЗ} = \frac{A_G^{1-2}}{l_1} + \frac{A_G^{2-3}}{l-l_1} = \frac{q.k_H.\rho}{2t.k_P}\left(2h-H\right), N \qquad (18.17)$$

18.2.4.Теоретична мощност на двигателя, задвижващ кофовата верига.

Двигателят, задвижващ кофовата верига, трябва да преодолява разликата на силите, действащи в т. 3 и т. 4, както и съпротивленията при огъване на веригата около задвижващия и опъващия барабан и от триене на работния и празен клон на веригата.

$$S = S_3 - S_4 + W_{3-4}, N \tag{18.18}$$

Мощността на двигателя може да се определи от израза:

$$N = \frac{S.v_K}{10^3 \eta_M}, kW, \tag{18.19}$$

където η_M е к.п.д. на редуктора за задвижване на веригата.

18.2.5. Производителност на верижните многокофови багери

Определянето на различните видове производителности се извършва по същите формули, както при роторните багери.

Различен е само броят на изсипаните кофи за минута z, който се определя по формулата:

$$z = \frac{60.v_K}{t}. \tag{18.20}$$

18.3. КОНСТРУКЦИЯ НА ОСНОВНИТЕ ВЪЗЛИ НА ВЕРИЖНИТЕ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ

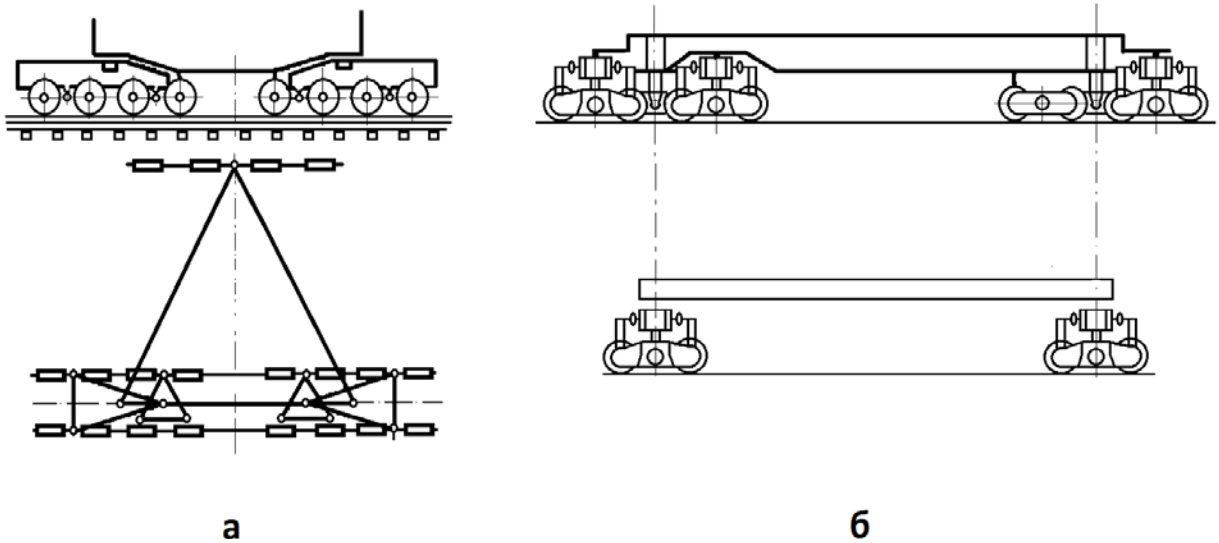
18.3.1. Долен строеж. Долният строеж на верижните багери представлява стоманена пространствена конструкция. В долната му част се намира ходовият механизъм, а в горната някои от частите на механизма за въртене на платформата. Към долния строеж обикновено се прикрепва конзолата на разтоварващия транспортьор с механизма за нейното въртене, повдигане и спускане. В долния строеж се оформят битови помещения, работилници и др. Към долния строеж се прикрепва кабелният барабан и токоприемното устройство.

1. Ходов механизъм. При верижните багери най-често се използва релсов и гъсеничен ходов механизъм.

Релсов ходов механизъм. Конструкцията на релсовия ходов механизъм се избира в зависимост от масата на багера. Допустимото натоварване на едно колело е до 200kN. Броят на релсите, върху които лежи багерът може ла бъде от 2 до 8. Релсовият ходов механизъм се състои от голям брой ходови колела (от 4 до 336) обединени и ходови колички. За да се постигне равномерно разпределение на товара върху всяка колоос, свързването им във всяка количка и обединяването им по между им става със система от люлеещи се шарнири и кобилици.

Най-леките багери с маса до 150t са на двурелсов ход. За багерите с маса до 450t се използва трирелсов ход с двустепенни кобилици - фиг.18.8 (24 ходови колела).

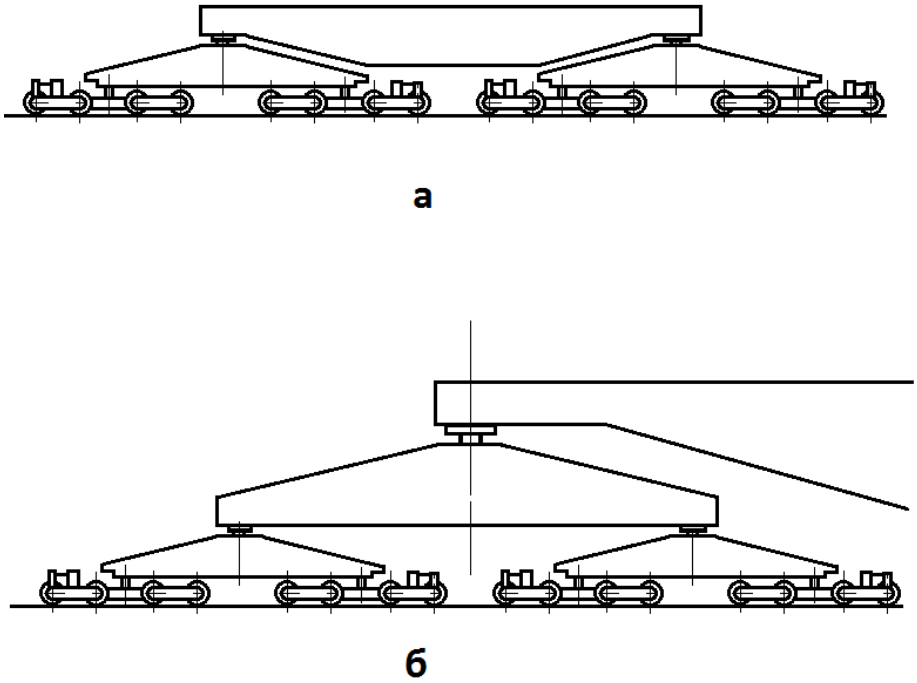
За багери с маса до 960t – също трирелсов, ход но с тристепенни кобилици и двойно повече колела - 48 (Фиг.18.9а). За багери с маса до 2500t се използва четирирелсов ход с четиристепенни кобилици и 96 колела (Фиг.18.9б).



Фиг.18.8. Опора на релсов ходов механизъм с двустепенни кобилици

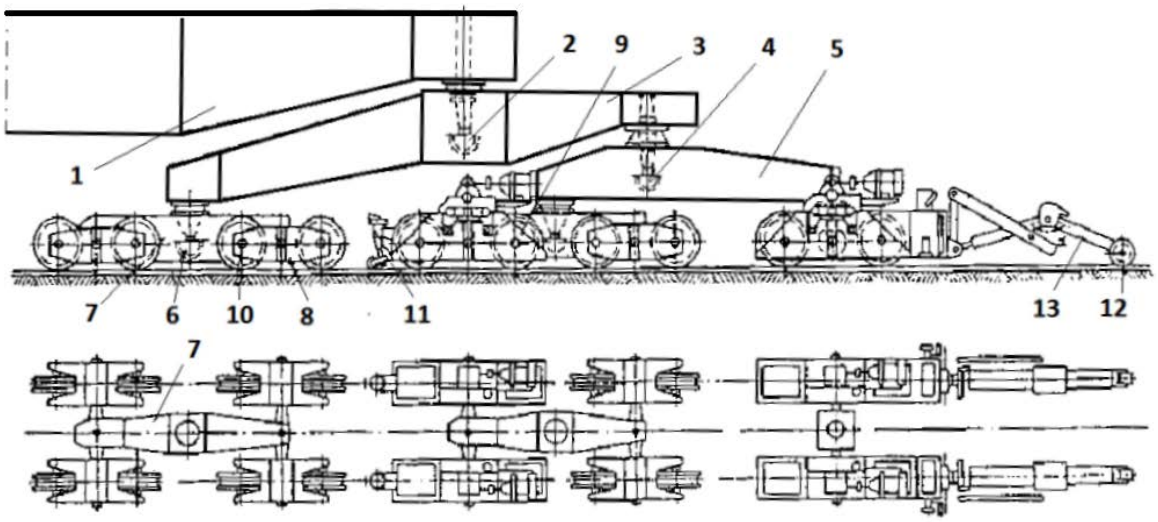
При по-тежки багери трябва да се премине към 6 или 8 релсов път без да се увеличават степените на кобилиците, тъй като това би довело до излишно увеличаване на височината и масата на багера. При работа опорите, намиращи се откъм страната на изпълнителния орган са по-натоварени, поради което от

тази страна се монтират повече групи колела.



Фиг.18.9. Опори на релсови ходови механизми с тристепенни и четиристепенни кобилици

Както се вижда, при преминаване на следваща степен кобилица броят на колелата се удвоява. За да се избегне това се използват неравнораменни кобилици с различни степени на кобилиците от двете страни (Фиг.18.10). От лявата страна кобилицата 3 е тристепенна, а от дясната - четиристепенна. Рамата на багера 1 се опира на ходовия механизъм в три сферични опори 2. Двете - неподвижни опори са разположени от към страната на долното копаене и една - подвижна - към страната на горното копаене при завъртащите се багери или към страната на противотежестта при невъртящите се. Чрез сферичните шарнири 2 натоварването се предава на главните балансири 3, които от своя страна, чрез две сферични опори 4 предават натоварването на големите балансири 5. Последните се опират чрез опори 6 на малките балансири 7, които предават натоварването на ходовите колички - задвижващите 9 и незадвижващите 8. Под големите балансири 5 отляво се намират четири двуосни колички, а в дясно - две. Затова раменатa на балансира 5 не са еднакви по дължина. В краищата на ходовите колички са монтирани допълнителни приспособления за захващане към релсите при аварийни състояния, пясъкарници 11 и приспособления с количка 12, закрепена към лост 13 за контрол на релсовия път.

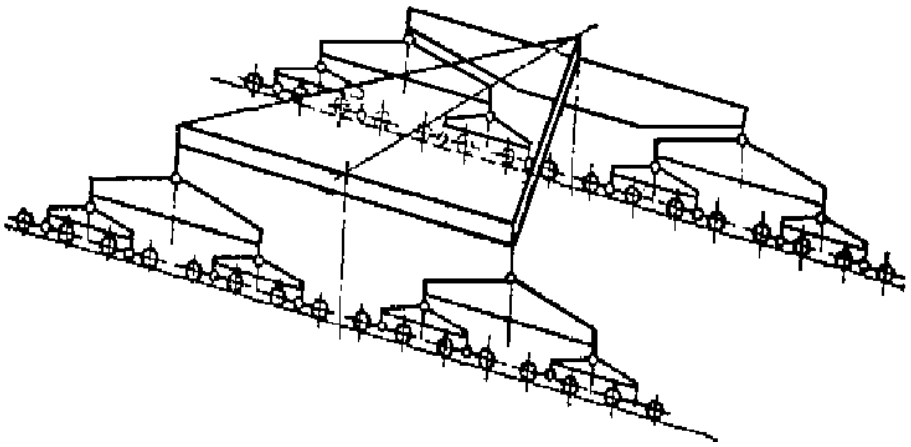


Фиг.18.10. Опори на верижен багер тежък модел с неравномерни кобилици

При достигане на препятствие, прекъсване на релсовия път, недобро съединение на релсите, недопустимо изменение на широчината на релсовия път и др. нередности, сработват крайните изключватели, които изключват задвижването и аварийните устройства захващат ходовите колички към релсовия път. Задвижването се осъществява чрез двигатели с мощност от 6 до 10kW, осигуряващи скорост на движение на багера от 3 до 12m/min. Задвижващи са 45-55% от всички ходови колела. Големият брои задвижващи колела повишават - сигурността на движението, тъй като излизането от строя на някое от задвижванията не пречи на нормалната работа на багера и не се налага незабавно спиране на багера и извършване на ремонт. Също така, използването на голям брой спирачки на всеки двигател увеличава сигурността на спирането. Допустимият наклон на пътя при работа на багера е 1:50, а при транспорт -1:30.

Тъй като верижните багери имат голяма повърхност, то при силен вятър има опасност от нежелателно придвижване на машината и от аварии. Ето защо всяка ходова количка се снабдява със закотвящо устройство. При скорост на вятъра 15m/s се подава сигнал, а при скорост 20m/s багерът спира да работи, спирачките се включват, а закотвящите устройства се задействат ръчно или автоматично.

На фиг.18.11 е показана схема на релсов ходов механизъм с равнораменни кобилици. Добре се вижда опирането на рамата на багера в три точки - две на неподвижните опори (предните) и една на подвижната (задната). Едната от опорите е подвижна, тъй като рудничните релсови пътища не винаги могат да бъдат в изрядно състояние и евентуалните допустими отклонения да могат да се поемат от подвижната опора, която да се нагоди към релсовия път.



Фиг.18.11. Ходов механизъм с равнораменни кобилици

Всяка от опорите на фигурата лежи на двурелсов път, което не е показано.

При работа на багера в комплекс с ж.п. транспорт обикновено влаковият състав стои, а над него се движи багерът, като изсипва изкопания материал във вагоните. Скоростта на движение на багера и параметрите на стружката се подбират така, че при едно преминаване на вагоните те да се натоварят напълно. В случай, че не е възможно при едно минаване на багера да се напълнят вагоните, едновременно се придвижва и влаковият състав в съответната посока. В случая влакът се управлява от багерния машинист при товаренето чрез специално дистанционно устройство.

Багерните релсови пътища се различават от нормалните, тъй като се строят често направо върху терена на не много устойчива почна. Освен това релсовите пътища много често се местят. При строеж на релсови пътища на глинести и други неустойчиви почви се налага предварително укрепване на трасето с чакъл, сгурия или по друг начин. Под релсите се поставят траверси на разстояние 1,5-1,75m. Строежът и преместването на релсовите пътища създават големи затруднения в работата на открития рудник, какъвто е случаят и с "Марица-изток" -АД. Затова релсите трябва да се избират от тежък тип - например с дължина 24m и тегло 49kg/m, а свръзките между релсите и траверсите и помежду им да позволяват използването на пътепремествящи машини. Капиталните релсови пътища с продължителен срок на служба трябва да се строят стабилно, почти както нормалните ж.п. линии.

Гъсеничен ходов механизъм. При верижните багери гъсеничният ходов механизъм се използва по-рядко, главно при багерите, работещи по блоковата схема.

Гъсеничният ходов механизъм осигурява по-голяма маневреност на багера. Също така отпада необходимостта от строеж на ж.п. линии. Наред с това обаче при тежките багери се получава голямо натоварване върху почвата. Това ограничава областта на приложение на гъсеничния ходов механизъм.

Гъсеничният ходов механизъм на верижните багери не се различава съществено от този на еднокофовите и роторните багери.

При по-тежките багери ходовият механизъм има три или три чифта гъсеници, наредени така, че двете (или двата чифта) са откъм страната на копаенето. Задвижващи са гъсениците откъм страната на копаенето. При работа

в неустойчиви скали задвижващи трябвала са всичките гъсеници. И тук долната рама се опира върху гъсениците в три точки. За да може багерът да се движи по криви, двете гъсеници, обикновено задвижващите, имат възможност да се завъртат спрямо неподвижната опора.

Кабелен барабан. Кабелният барабан служи за навиване и развиване на захранващия кабел при движение на багера.

При багерите с релсов ходов механизъм кабелният-барабан е монтиран на отделна ходова количка и се премества заедно с багера, като автоматично кабелът се размотава или прибира.

При багерите с гъсеничен ходов механизъм кабелният барабан е монтиран към багера между гъсениците. Кабелът се направлява чрез странично монтирана конзола, така че да не попада под гъсениците.

Разтоварна конзола. Разтоварна конзола е монтирана към долния строеж. Тя има собствен въртящ механизъм. Чрез специален механизъм може да изменя и наклона си в зависимост от това, в какво транспортно средство товари багерът - на транспортна лента или във влакова композиция. На разтоварна конзола е монтиран разтоварващият лентов транспортьор. Изкопаният материал от кофите се разтоварва в бункер, разположен под кофовата верига. След това се претоварва върху разтоварващия транспортьор чрез кръгов подхранвач.

18.3.2. Горен строеж. Конструкцията на горния строеж на верижните багери прилича на горния строеж на роторните багери. Горният строеж на багера представлява стоманена прътова конструкция. Почти всички съвременни багери са с въртящ се горен строеж. По този начин те могат да работят от един хоризонт е долно и горно копаене.

Към горния строеж се отнасят изпълнителният орган, стрелата с ролките, конзолата на противотежестта с подемните лебедки, монтажният кран, кабината на багериста, ремонтната работилница и други помещения за апаратурата и електросъоръженията, задвижването на кофовата верига, лентовите транспортьори, претоварачите и част от елементите на опорно- завъртащото устройство.

Въртящ се механизъм на верижните багери. Изискването багерите да могат да работят на долен и горен забой налага те да са снабдени с механизъм за въртене на горния строеж. При верижните багери, работещи фронтално подаващото движение се осъществява с ходовия механизъм, поради което механизмът за въртене на горния строеж се включва рядко - при преминаване от долен на горен забой и обратно и при необходимост от смяна на кофите или кофовата верига. Затова механизмът за въртене е с малка скорост, а задвижващият двигател има относително малка мощност.

Изпълнителен орган. Изпълнителният орган се състои от направляваща рама, кофов направляван улей, кофова верига, кофи, задвижване, претоварващи уредби и лебедки.

Направляваща рама и направляващ улеи. Те определят траекторията на движение на кофовата верига. Направляващият улей (Фиг. 18.1) поема натоварения клон от кофовата верига след излизането му от забоя до изсипване на кофите. Той представлява метална кутия със самостоятелно окачване към стрелата на багера.

Направляващата рама представлява нитована или заварена пространствена ферма от профилна стомана или от тръби.

В зависимост от начина на направление на работния клон на кофовата верига рамата може да бъде:

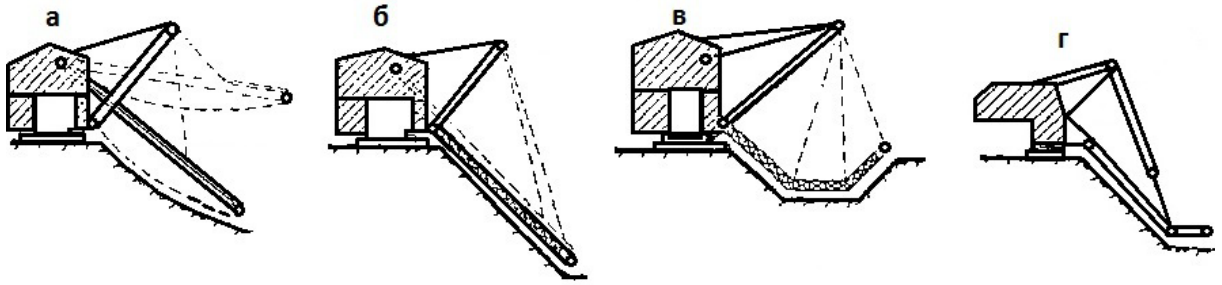
- свободно висяща верига (Фиг.18.13а);
- принудително направлявана верига (фиг.18.13б).

И при двата вида вериги горният клон лежи върху рамата и се направлява от ролки. При свободно висяща кофова верига загубите от триене между кофовата верига и направляващата рама са по-малки. Тези вериги обаче могат да се използват само при долно копаене в меки и рохкави скали и при по-малка дълбочина. Повечето багери работят с принудително направляване на веригата.

В зависимост от конструкцията направляващата рама може да бъде:

- проста (нечупеща се), (Фиг. 18.13б);
- многошарнирна (Фиг. 18.13в);
- нечупеща се с планиращо звено (Фиг. 18.10г).

Простата (нечупеща се) рама се състои от цяла пространствена ферма, свързана шарнирно с корпуса на багера. Нечупещата се рама с планиращо звено се различава от простата по това, че на края й се закрепва шарнирно планиращо звено, което изземва материала в долния край на откоса и подравнява площадката на долното стъпало.



Фиг. 18.13. Видове направляващи рами

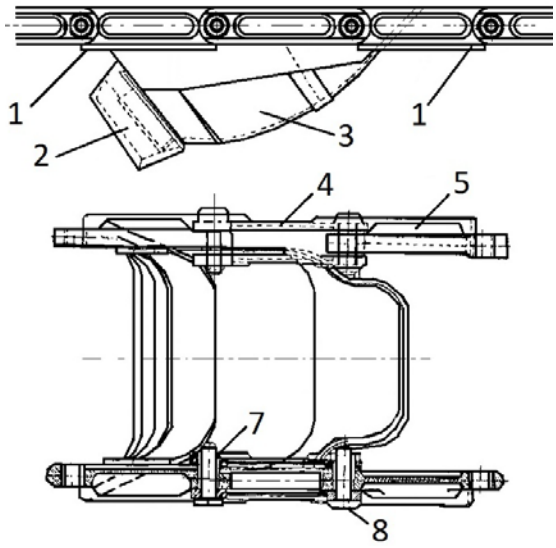
Многошарнирната рама се състои от няколко звена, шарнирно свързани помежду си. Звената могат да заемат различно положение и по този начин багерът да се използва за копаене на канали, селективно изземване и др. Направляващите рами се повдигат и спускат чрез система от въжета и полиспасти. Въжетата преминават през ролки, монтирани на стрелата и се свързват към барабана на съответната лебедка.

Съвременните верижни багери са с многошарнирни рами, които най-често се състоят от четири части (Фиг.18.1), а именно: горно звено - **а** - намира се над направляващия улей, горно планиращо звено – **б**, основна рама - **в** и долно планиращо звено - **г**. Горното планиращо звено се поставя хоризонтално при работа на багера в горен забой. То подравнява площадката, на която е разположен багерът. Долното планиращо звено се поставя хоризонтално при работа на машината на долен забой и подравнява площадката на долното стъпало. Дължината на направляващите рами е нормално до 30m, а в най-тежките модели достига до 60-70m, което позволява да се копае на дълбочина до 50m. Окачването на многошарнирната кофова рама на тежките багери се извършва на 6-8 полиспаста, със гоящи се от 24-36 клона въжета. Всеки елемент

от направляващата рама има собствено окачване, привеждано в движение от отделна лебедка. Лебедките са разположени в горната най-задна част на горния строеж и служат за противотежест на работния орган. Всички лебедки са снабдени с крайни изключватели за избягване преповдигане на работния орган.

Кофи и кофова верига *(Фиг.18.14).* Кофите се изработват от износоустойчива ламарина чрез пресоване или заваряване. В предната част на кофата 3 се прикрепва ножът 2, изработен от манганова стомана, а по-рядко режещи зъби. Свързването му трябва да позволява бързата му замяна. За да се избегне триенето на страничните стени на кофата по скалата, предната им част е най-широка, а назад се стеснява. Отстрани на кофата се прикрепват уши за свързване с веригата. Кофите се закрепват към веригата през 4, 6 или 8 звена в зависимост от твърдостта на скалите, в които се работи.По-голяма стъпка между кофите се използва при по-твърди скали и по-голяма вместимост на кофите. Кофите се разтоварват откъм задната стена, когато кофата преминава през задвижващото верижно зъбно колело. В този момент тя се завърта и намиращият се в нея материал се изсипва. Скоростта на кофовата верига е постоянна за дадена конструкция и се избира в граници от 1,0 до 1,4m/s, като по-голямата скорост се избира за вериги с по-голяма стъпка между кофите. Вместимостта на кофите определя масата на машината и производителността й. Тенденцията е да се създават все по-тежки и производителни машини

Кофовата верига се състои от два вида планки - удебелени планки 5 и плоски планки 4, свързани чрез шарнир 6. В мястото на свързване се запресоват втулки 7 от легирана стомана. Удебелените звена имат сменяеми планки 1, които служат за направляване на кофовата верига по направляващата рама.



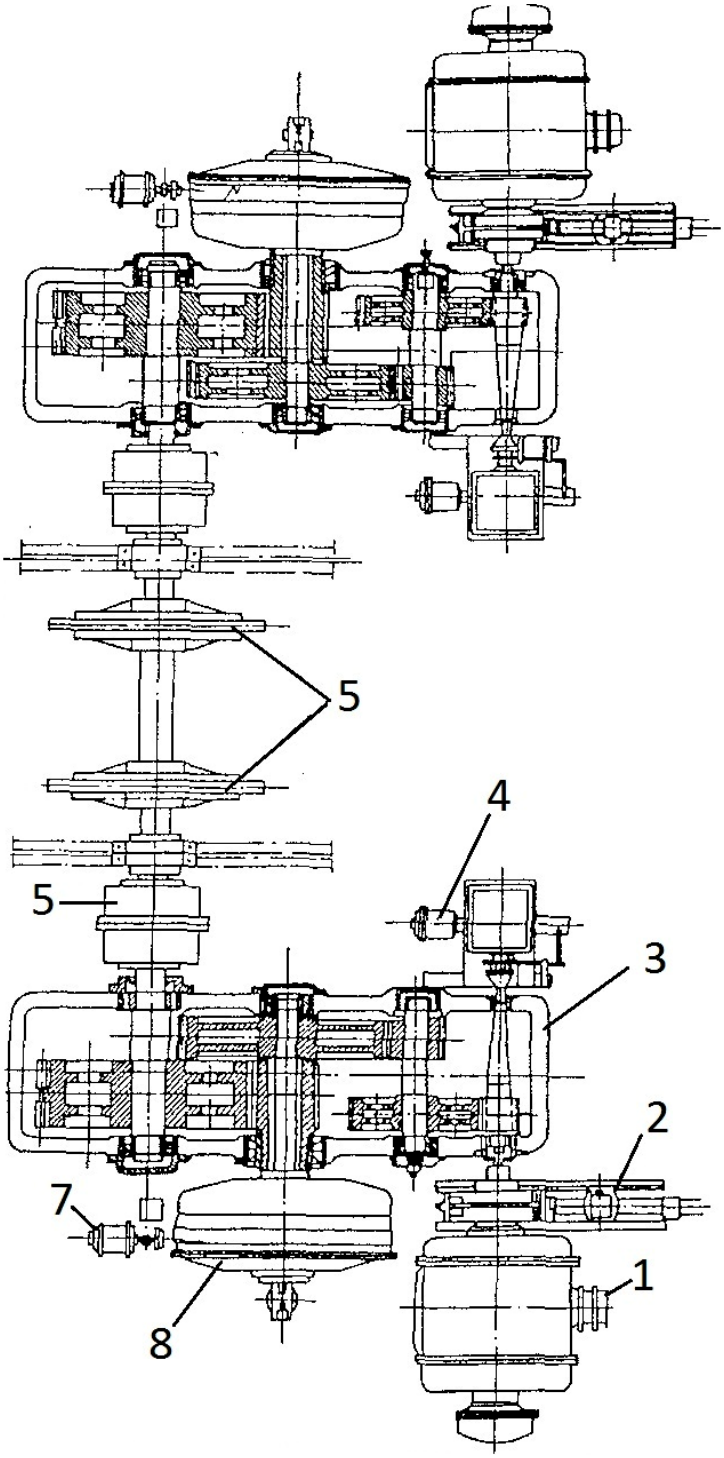
Фиг.18.14. Кофа и кофова верига

Износването на кофовата верига е интензивно. За някои участъци на "Марица-изток" – АД, веригите се износват за три седмици. Една от тежките аварии за верижните багери е скъсването на кофовата верига. Обикновено при скъсване на едната верига се къса и втората, при което цялата верига се смъква надолу, често повреждa направляващата рама и предизвиква продължителни престои на багера.

За да се избегне смъкване на веригата при скъсване на направляващата рама се монтират ловители.

Кофовата верига се задвижва от променливотоков или асинхронен двигател, редуктор с предпазен съединител и задвижващи барабани.

При по-мощните багери (EDs1120 и др.) се използват два двигателя за задвижване. Често освен главното задвижване се монтира и спомагателно, което придвижва веригата с малка скорост, необходима при преглед, мазане и ремонт. Примерна схема на задвижвани на кофова верига е показана на фиг.18.15.



Фиг.18.15. Задвижване на кофовата верига

Използват се две задвижвания. От електродвигателите 1, движението се предава на кофовата верига. На вала на електродвигателите е монтирана електромагнитна спирачка 2, а на междинния вал на редукторите - предпазен съединител 8. Системата има индивидуално мазане чрез маслена станция 7. За задвижване на кофовата верига при преглед, мазане и ремонт се използват двигатели 4. Предпазният съединител служи да изключи задвижването при претоварване на веригата. Задвижващите верижни зъбни колела са едни от най-натоварените части на багера.

Големите натоварвания, предавани на кофовата верига, малкият брой зъби, участващи в работата, ударните натоварвания характерни за верижното предаване при срещата на здрави скали предизвикват големи различия в натоварването на отделните елементи на верижните зъбни колела.

За да поемат големите динамични натоварвания те имат по-сложна и достатъчно здрава конструкция. Увеличаването на броя на зъбите на верижното колело подобрява условията за разтоварване на материала, намалява динамичността на процеса и подобрява условията на работа, както на работния орган, така и на задвижването. От друга страна с увеличаване на броя на зъбите (страните) трябва да се увеличат габаритите и задвижващият момент. Ето защо в съвременните багери броят на стените се приема не повече от 8.

18.4. УСТОЙЧИВОСТ НА ВЕРИЖНИТЕ МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ

Устойчивостта на верижните многокофови багери се определя по същия начин, както при еднокофовите багери. Коефициентът на устойчивост трябва да бъде:

$$k_У = \frac{\sum M_З}{\sum M_{ОБ}} \geq 1,3 \div 1,4 \qquad (18.21)$$

Коефициентът на устойчивост се изчислява за три различни случая - при работа, при движение и при монтаж.

18.4.1. Устойчивост при работа. При работа опасност от обръщане имаме спрямо опората А, която се намира откъм страната на забоя (Фиг.18.16).

Сумарният обръщаш момент е:

$$\sum M_{ОБ} = R_З.r_З.\sin\alpha + G_Р.r_Р + P_В.z_В, \text{Nm}, \qquad (18.21)$$

където: $R_З$ е реакцията на забоя, N;

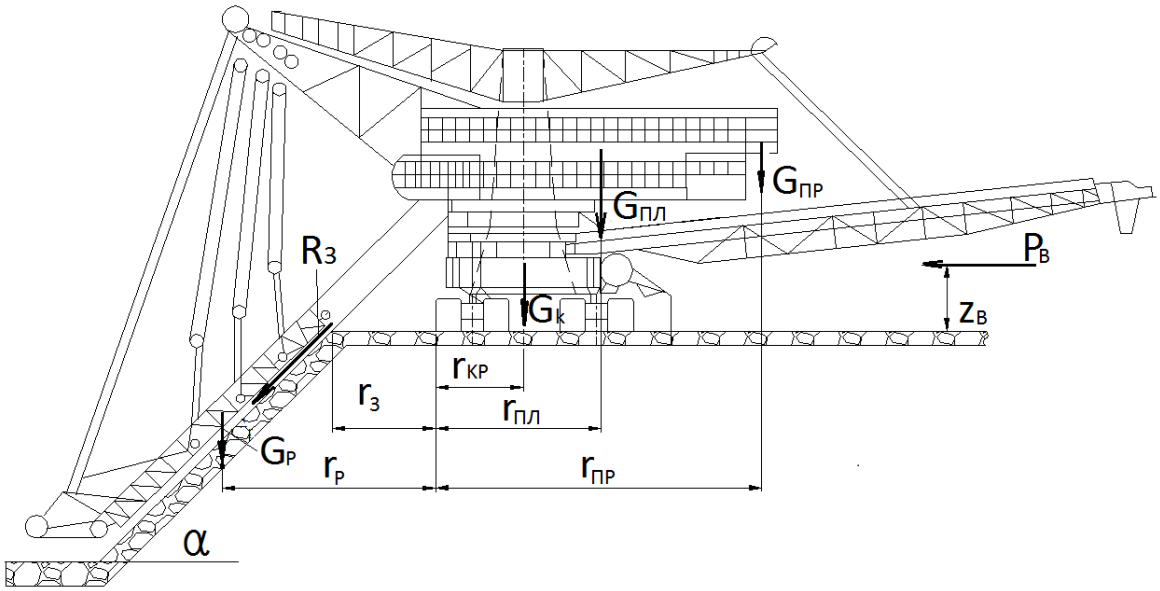
- $P_В$ - силата от ветровото натоварване, N;
- $r_З, r_Р, z_В$ - разстояния дадени на фигурата, m;
- α - ъгъл на наклона на забоя.

Сумарният задържащ момент е:

$$\sum M_З = G_К.r_{КР} + G_{ПЛ}.r_{ПЛ} + G_{ПР}.r_{ПР}, Nm, \qquad (18.22)$$

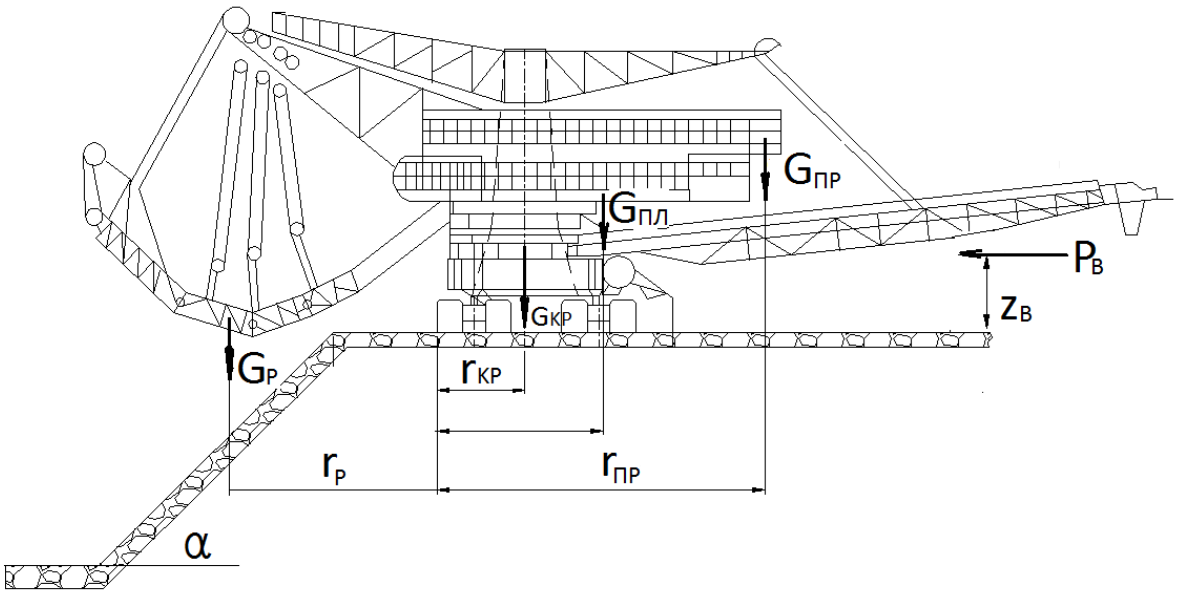
където: $G_К$ е теглото на корпуса на долния строеж, N;

- $G_{ПЛ}$ - теглото на платформата на горния строеж, N;
- $G_{ПР}$ - теглото на противотежестта, N;
- $r_{КР}, r_{ПЛ}, r_{ПР}$ - разстояния дадени на фигурата, m;
- α - ъгъл на наклона на забоя.



Фиг.18.16. Устойчивост при работа

18.4.2. Устойчивост при движение. При движение опасност от обръщане има пак спрямо опората А. Сумарните обръщащи и задържащи моменти ще бъдат съответно (Фиг.18.17):



Фиг.18.17. Устойчивост при движение

$$\sum M_{ОБ} = G_P.r_P + P_B.z_B, \text{Nm}. \qquad (18.23)$$

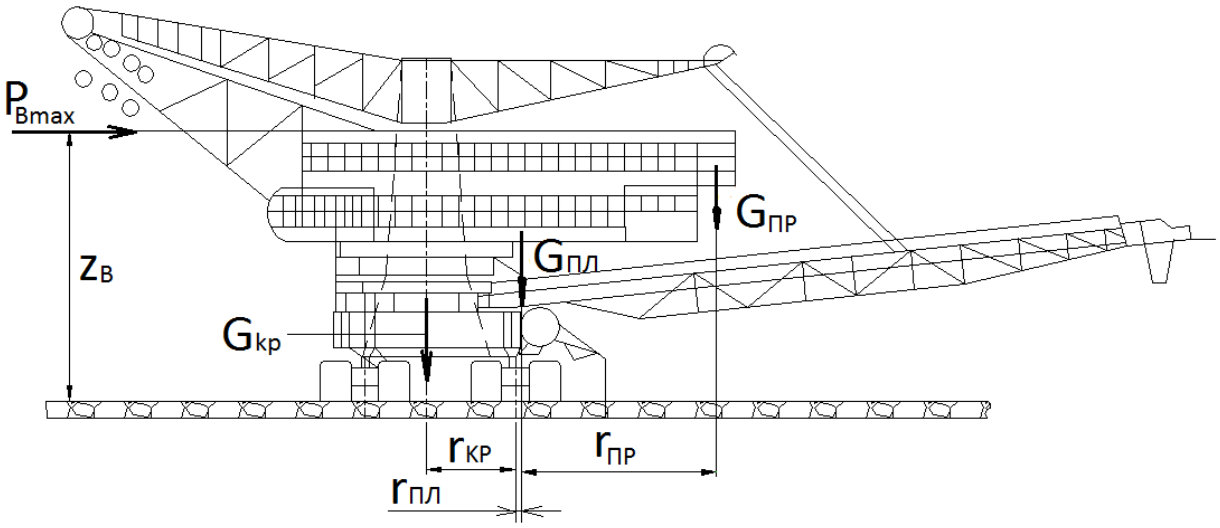
$$\sum M_З = G_{КР}.r_{КР} + G_{ПЛ}.r_{ПЛ} + G_{ПР}.r_{ПР}, Nm. \qquad (18.24)$$

18.4.3. Устойчивост при монтаж. При монтаж коефициентът на устойчивост се проверява спрямо опората В (Фиг.18.18), тъй като последен се монтира изпълнителният орган.

$$k_y = \frac{\sum M_З}{\sum M_{ОБ}} = \frac{G_{КР}.r_{КР} + G_{ПЛ}.r_{ПЛ}}{G_{ПР}.r_{ПР} + P_{B\max}.z_B} \geq 1,3 \div 1,4 \qquad (18.25)$$

Силата от вятъра се определя по формулата:

$$P_B = p.k_C.F_i, N, \qquad (18.26)$$



Фиг.18.18. Устойчивост при монтаж

където p е налягането на вятъра в Pa, $k_C = 0,4 \div 0,6$ - коефициент определящ светлото сечение на багерната конструкция, F_i е площта на багера, m^2.

19. ЗЕМЕКОПНО-ТРАНСПОРТНИ МАШИНИ

Към земекопно-транспортните машини спадат тези машини, които едновременно с отделянето на скалната маса от масива я преместват на известно разстояние. Тези машини се използват за извършване на основни работи в откритите рудници (за извършване на откривни, насипищни работи, при строителството на рудниците) или за спомагателни работи. Към тях спадат булдозери, разрохквачи, колесни скрепери и др.

19.1. БУЛДОЗЕРИ, ГРЕЙДЕРИ И РАЗРОХКВАЧИ

19.1.1.Общи сведения. Булдозерът представлява гъсеничен или колесен трактор с подвижно закрепен плугов лемеж. Използват се за изкопаване и преместване на скалната маса на неголямо разстояние. Работи при всякакви скали, при меки скали непосредствено, а при твърди след предварително разрохкване с взривни работи или с разрохквач. Производителността му бързо намалява при работа под наклон нагоре и при далечина на преместване на материала, по-голяма от 100m.

Булдозерите се използват най-често, в строителството и минното дело. В

откритите рудници булдозерите се използват като помощни съоръжения за зачистване на скалната маса, останала върху пласта полезни изкопаеми, за намаляване на височината на стъпалото, за планиране на площадки, пътища, ж.п. линии, за направа на входни и изходни траншеи, за връзка между отделните хоризонти и др. Като самостоятелно земекопно съоръжение булдозерите се използват рядко, само при разкриване на малки обекти или за разпределяне на скалната маса на насипището.

Грейдерите саприкачни или самоходни земнокопни машини, предназначени за планиране на почвата.

Разрохквачите представляват гъсеничен или колесен трактор или влекач с прикачено към тях разрохкващо устройство, състоящо се от няколко здрави и достатъчно дълги разкъртващи зъби. Разрохквачите са предназначени за предварително разкъртване на тежки, каменисти, уплътнени или замръзнали скали с оглед облекчаване на работата на земекопно-транспортните машини. Разрохквачите се използват също за изкореняване на пънове, камъни или стари пътни настилки.

19.1.2. Класификация. Булдозерите се класифицират по следните признаци:

-според размера па изпълнителния орган - на малки, с широчина на лемежа до 3m, средни - до 5m и големи - над 5m;

-според възможността за наклоняване па лемежа в хоризонтална равнина - на универсални и обикновени;

-според начина на управление на лемежа - е въжено и хидравлично управление: - според вида на задвижващата машина - с пневмоколесен и гъсеничен ход.

При универсалните булдозери лемежът може да се разполага под различен ъгъл в хоризонталната равнина, а материалът да се премества не само напред, а и в страни. Използват се главно в строителството. В откритите рудници се използват за прокарване на входни и изходни траншеи.

При обикновените булдозери лемежът се разполага перпендикулярно към оста на трактора. Те се използват главно в откритите рудници.

Въженото управление се използва само при старите булдозери. При хидравличното управление ножът се повдига и спуска чрез двойнодействащи хидравлични цилиндри. В този случай на ножа може да се предаде по-голяма напорна сила и булдозерът да работи в по-твърди скали.

Напоследък по-широко приложение намират булдозерите с пневмоколесен ходов механизъм. Той осигурява по-голяма мобилност и маневреност на машината, по-малки съпротивления при движение. Ходовата част е по-проста и евтина. Булдозерът е по-производителен. Колесните булдозери имат гуми с ниско налягане и диаметър над 2m, с което се постига висока проходимост на машината. Скоростта им на движение достига до 30km/h. Колесните булдозери могат да бъдат едноосни и двуосни, с един или два задвижващи двигателя.

Гъсеничният ход се използва при по-мощните булдозери и когато трябва да се създаде голяма напорна сила.

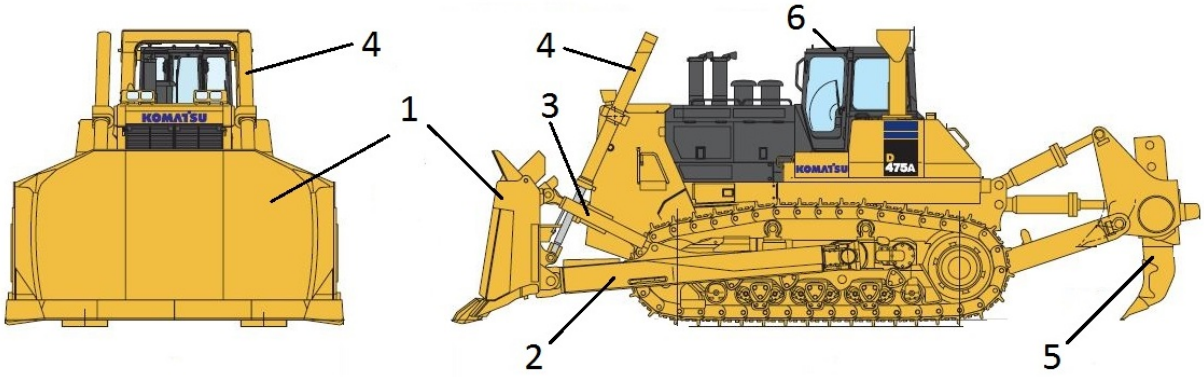
19.1.3.Конструкции. На фиг.19.1 е показан булдозер – разрохквач тип “KOMATSU”D475A-5. В предната част на машината е монтиран булдозерният

лемеж 1, шарнирно закрепен към гъсеничната рама с две напорни греди 2.

Горният край на лемежа и напорните греди са свързани чрез хидравлични цилиндри 3, с които може да се променя наклонът на лемежа и по този начин да се избира най-подходящия начин на работа в зависимост от скалите.

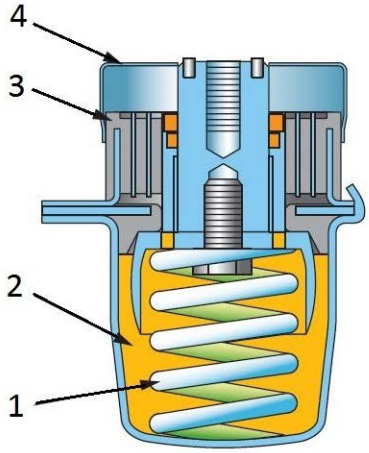
Напорният механизъм е хидравличен. Състои се от два напорни цилиндъра 4, буталните пръти, на които са свързани с лемежа. В задната част на машината е монтирана кабината на булдозериета 6 и устройството за разрохкване па материала 5, състоящо се от един масивен зъб, свързан чрез специално-устройство към рамата на булдозера. Внедряването на зъба в масива се извършва също чрез хидравличен цилиндър.

За по-голям комфорт на машиниста, кабината е окачена към рамата на булдозера посредством амортесьори (Фиг. 19.2а), които поглъщат вибрациите при движение върху неравна почва. Амотесьора се състои от пружина 1, поставена в чаша със силиконово масло 2, тампони 3 и обувка 4.

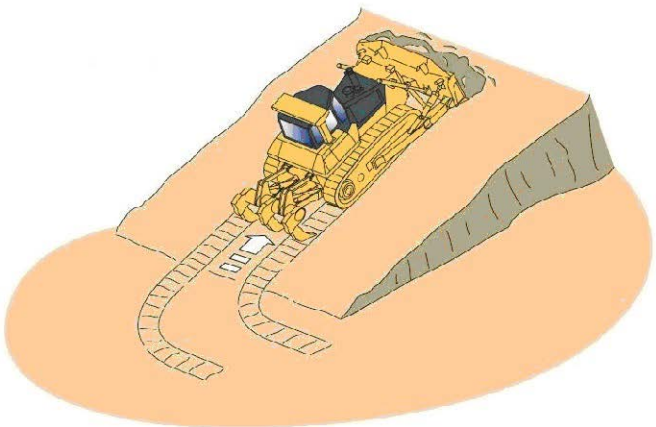


Фиг.19.1. Булдозер – разрохквач

Системата за автоматично управление чрез контролер следи оборотите на двигателя и при повишаване на натоварването (Фиг.19.2б) булдозерът автоматично минава на по-ниска предавка, с което се осигурява висока горивна ефективност.



Фиг.19.2а. Амортесьор



Фигура 19.2б. Условия за натоварване

На фиг.19.3 е показан булдозер „CATERPILLAR D8T C15”. Двигател C15 е с номинална мощност от 231 kW (310к.с.) при 1,850 об/мин, голям работен обем и висок въртящ момент, двигателят на D8T осигурява забележителна сила на

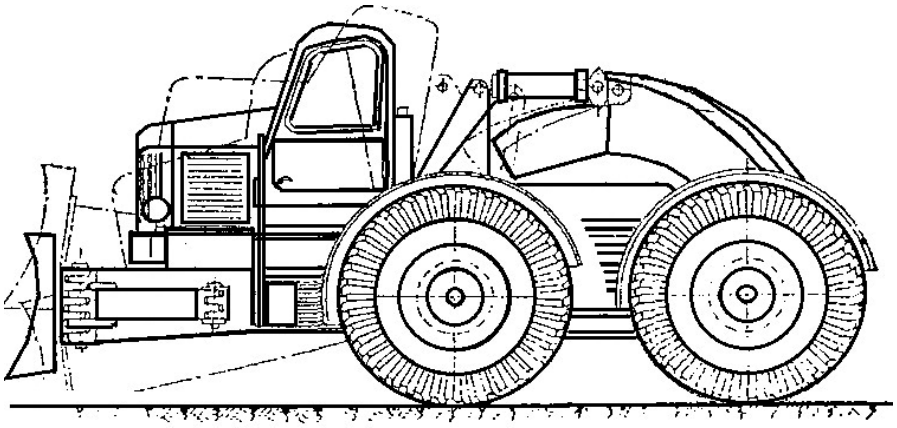
рязане и влачене. Чрез отлично съчетаните с него високоефективен хидротрансформатор и електронно управлявана трансмисия, този надежден двигател предлага дълги години безотказна експлоатация при най - различни работни условия и терени.

Фиг. 19.3. Булдозер „CATERPILLAR D8T C15”.

Дължината на машината се измерва от предницата на машината до края на теглича и е 4632mm. Височината до върха на кабината е 3493,4mm. Ширината на коловоза на булдозера е 2083mm, ширината на цапфите е 3050mm. Ширината на стандартното звено на веригата е 560mm. Дължината на веригата на земя е 3200mm. Работното тегло на машината е 38488kg като включва машината и следните елементи: пълен резервоар с гориво, всички смазочни материали, охлаждаща течност, булдозерно гребло с накланящи цилиндри, еднокорпусен плуг, хидравлични органи за управление, климатизатор, верига 560mm (ако веригите са пренатегнати или хлабави, износването на детайлите се ускорява), кабина и оператор.

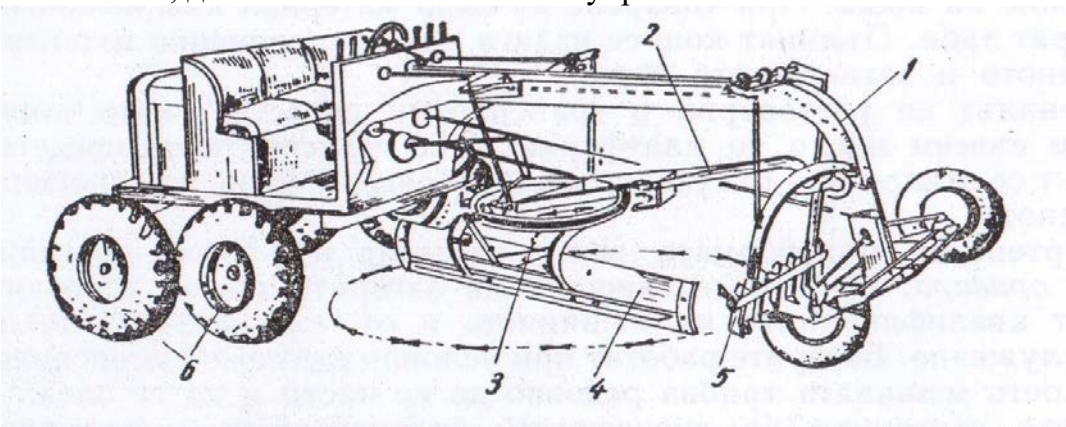
Колесен булдозер с хидравлично управление е показан на фиг.19.4. При тази конструкция напорните греди са по-къси и за свързани шарнирно с лемежа и предната част на машината. Напорът към лемежа се осъществява - чрез хидравличен цилиндър с двойно действие, разположен зад кабината на булдозериста, над задвижващия двигател и е свързан с лемежа чрез система от лостове и шарнири. Кабината на булдозериста е закрепена за тласкащата рама. Тя се спуска и повдига заедно с лемежа, с което се подобрява обзорът на машиниста.

Лемежът се изработва от дебела стоманена ламарина, подсилена с заварени надлъжни греди и напречни ребра. Към долната част на лемежа е закрепен ножът, който се състои от три части - две крайни къси и средна дълга част, изработени от износоустойчива стомана. Изработването на ножа от отделни секции позволява да се заменя само износената част. Най-бързо се износват крайните части на ножа.



Фиг.19.4. Колесен скрепер с хидравлично управление

Триосовият автогрейдер с механично управление (Фиг.19.5) се състои от следните основни части: носеща рама 1, теглеща рама 2 с въртящ се кръг 3 и гребло 4, разорач 5, задни задвижвани ходови колела 6, предни управляеми ходови колела 7, двигател 8 и механизъм за управление.



Фиг.19.5. Триосовият автогрейдер с механично управление

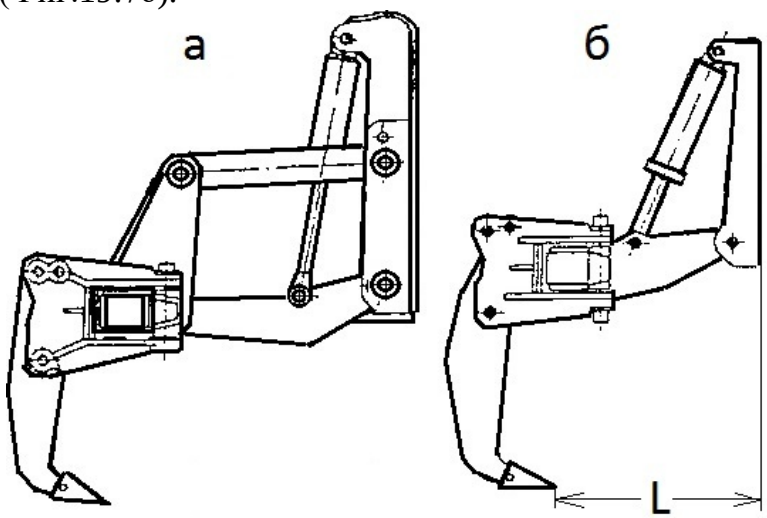
Напълно хидравличните грейдери (Фиг.19.6) са с хидравлично задвижване, висока ефективност на задвижването, компактна структура и висока надеждност.

Фиг.19.6. Хидравличните автогрейдер

Освен това те са оборудвани с оптимално работеща функция за

автоматично хващане, двукръгова ходова спирачна система със стабилна работа, работно устройство с въртящ се диск, с висока надеждност и висока прецизност, което не се нуждае от поддръжка.

Работният орган на разрохквачите се състои от един или няколко зъба, наредени един до друг или в отстъп. Броят, видът и подреждането на зъбите зависи от условията, при които ще работи разрохквачът - теглителната сила на булдозера, необходимата широчина и дълбочина на разрохкване, физико-механическите свойства на скалите и др. Дълбочината на разрохкване зависи от мощността на влекача и вида на скалите. Тя трябва да бъде не по-малка от 200mm. Най-голямата дълбочина достига до 2,0-2,5m. В началото на работа разрохквачът се внедрява в скалата, като се завърта около оста на закрепване в рамата или заедно с нея. Зъбите могат да се закрепват с помощта на рама към корпуса на булдозера или към рамата на гъсениците. Рамата на разрохквача може да се закрепва към булдозера чрез четириточково закрепване (Фиг. 19.7а) и триточково (Фиг.19.7б).



Фиг.19.7. Работен орган на разрохвач

В транспортно положение рамата със зъбите трябва да бъде повдигната над терена на достатъчно разстояние. Разстоянието L между зъбите и булдозера трябва да бъде в граници $L = (1,5-2,0).H$, където H е максимално възможното забиване на зъбите. Това е изискване, за да не може при работа да се задържат по-големи късове от скалата между зъбите и булдозера.

Разрохквачите по правило се използват за разрохкване на такива скали, които не могат да се изземват с багери, булдозери и скрепери.

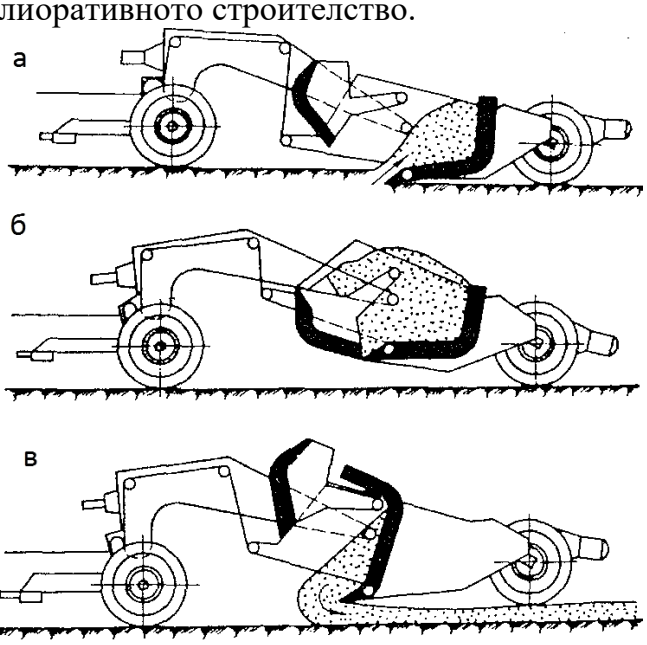
19.2. КОЛЕСНИ СКРЕПЕРИ

19.2.1.Общи сведения. Колесните скрепери са агрегати, предназначени да копаят и транспортират загребаната скална маса до насипището или на друго място.

Скреперите се използват за работа предимно в сухи или слабо овлажнени скали, неизискващи предварително раздробяване.

В откритите рудници се използват като спомагателни машини за изземване

на остатъци от откривката, за намаляване височината на най-горните стъпала, за прокарване на входни и изходни траншеи и като основни машини при разкриване на малки обекти. Най-широко приложение колесните скрепери намират в хидромелиоративното строителство.



Фиг.19.8. Работен процес на колесния скрепер

През последните години областта на приложение на колесните скрепери се разширява. Това е свързано с подобряването па тяхната конструкция, създаването на свръхмощни теглителпи машини, които позволяват обемът на скреперния кош да надхвърли 100m^3. Колесният скрепер се състои от кош, монтиран върху ходова рама, и апаратура за поставяне на коша в желаното положение - за копаене, транспортиране и разтоварване. Цикълът на работа включва копаене със запълване на кофата (Фиг.19.6а), транспортиране (Фиг.19.8б), разтоварване на материала (Фиг. 19.8в) и връщане в забоя.

Към предимствата на колесните скрепери се отнасят тяхната универсалност (извършват всички работни операции по изкопаването, пренасянето и разпределението на скалната маса, без да е необходимо претоварване и използване на други машини), не изискват големи капиталовложения,- имат малка маса, проста конструкция и организация на работата, маневреност, прост ремонт и обслужване.

Към недостатъците на колесните скрепери се отнасят невъзможността да работят при твърди скали, при меки скали с твърди включения и при заблатени почви. Производителността им спада при прекомерно увеличаване дължината на транспортиране, а в крайния момент на копаене се получава голямо претоварване на теглителната машина. Не е изгодно използването им при големи наклони нагоре.

19.2.2.Класификация. Колесните скрепери се класифицират по следните признаци:

-според вида на теглителната машина-прикачни, полуприкачни и

самоходни;

-според вида на ходовото устройство - на пневмоколесни и гъсенични;

-според обема на кофата - на малки (до $5m^3$), средни (до $15m^3$) и големи (над $15m^3$);

-според начина на разтоварване - с принудително, полупринудително и свободно разтоварване;

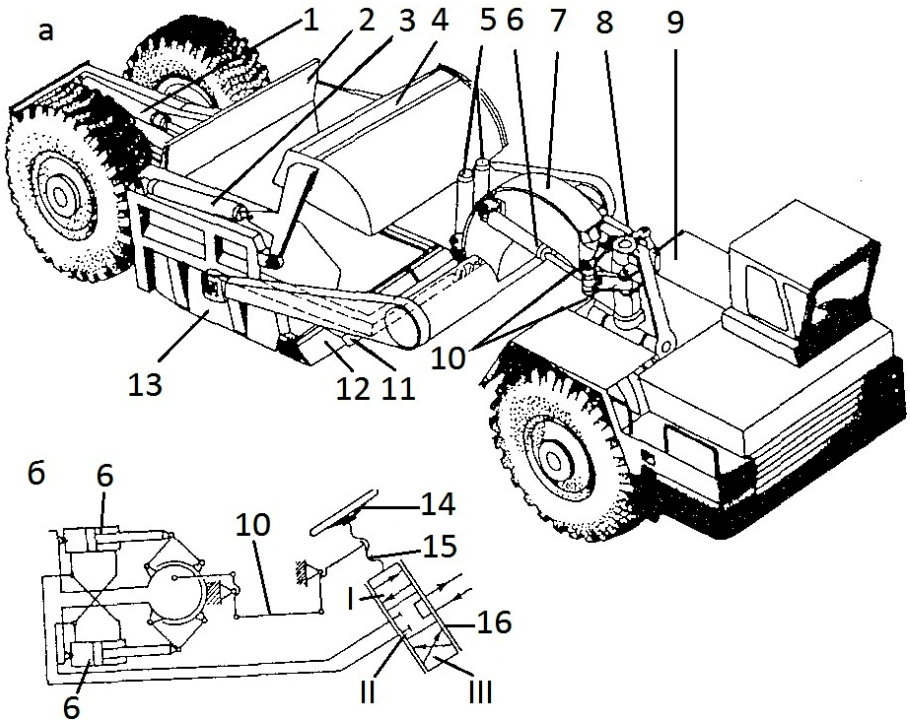
-според начина на запълване на кофата - чрез теглителната сила на влекача и с механично запълване (чрез роторен, греблов, шнеков или елеваторен загребен орган);

-според начина на управление на коша - с въжено и хидравлично управление.

При прикачните скрепери цялото тегло на скрепера и на материала се предава само на ходовата част на самия скрепер. При полуприкачните част от това тегло се предава и на влекача. Това повишава сцепното тегло и теглителната сила на влекача. Самоходните скрепери имат най- голямо сцепно тегло, тъй като цялата маса на скрепера и материала се предава на задвижващите колела. Съвременните самоходни скрепери са със задвижване на всички колела, най-често индивидуално. Те имат най-голяма теглителна сила, маневреност, бързоходност и производителност.

Колесните скрепери ще се развиват чрез по-нататъшно увеличаване на тяхната производителност, преди всичко чрез увеличаване вместимостта на кофата и на мощността на двигателя. Очаква се мощността на двигателя да достигне до 3-4000кW, а скоростта на движение при работа 10km/h и при движение до90 km/h.

19.2.3.Конструкции. На фиг.19.8 е показана схема на самоходен скрепер. Скреперът се състои от едноосен влекач 9 и скреперена кофа, състоящ се от подвижно дъно с ножове 11 и 12, разположени в средата и крайните и части, странични 13 и задна 2 стени, капак 4, хидравлични цилиндри 1 за преместване на задната стена на кофата при разтоварване, 3 - за преместване на капака, 5 - за повдигане на кофата и 6 - за механизма за завиване. Свързването на влекача със скреперната кофа се извършва чрез теглителна рама 7 и сцепно устройство 8. Скреперът се управлява от кабината на влекача, откъдето се включват съответните хидравлични цилиндри. Кормилното управление също е хидравлично. При завъртане на кормилното колело 14 винтовото съединение 15 завърта лостовете 10 на механизма за завиване и хидравличния разпределител 16 в съответната посока. Хидравличният разпределител има три позиции. В положение II, показано на фигурата скреперът запазва посоката на движение, тъй като маслото не постъпва до хидравличните цилиндри за завиване 6. В положение I и III маслото постъпва в съответните камери на цилиндрите 6 и скреперът завива наляво или надясно.



Фиг.19.8. Самоходен скрепер

На фиг.19.9 е показан прикачен скрепер тип CAT- TS180.

Фиг.19.9. прикачен скрепер тип CAT- TS180

Първоначално проектиран за строителната индустрия, CatTS220 осигуряват отлична производителност и издръжливост. С висока якост, устойчива на корозия стоманата на коша намалява износването. Подсиленият език на теглича, и структурният дизайн гарантират дълъг живот при тежки условия на работната площадка. Проектиран е да бъде теглен от Caterpillar Track-Type Tractors или Challenger Special.

20. НАСИПИЩА И НАСИПИЩНИ МАШИНИ

1. Общи сведения. Разработването на находищата на полезни изкопаеми по открит начин е свързано с голям обем откривни работи. Обикновено обемът на откривката неколкократно превишава обема на полезните изкопаеми. Изкопаните скални маси от откривката се транспортират и разпределят на насипища. Насипищните работи заемат от 12 до 25% от стойността на откривните работи, а при меки скали – до 30%. Скалната маса трябва да се разпределя на подходящи места, на възможно най-малка площ и то така, че после площта да е годна за използване от горското и земеделското стопанство. Разумното и пестеливо използване на земята е сериозен проблем за всички страни във връзка с опазването на околната среда. Ефективността на насипищните работи зависи от условията на залягане на месторождението, свойствата на скалите и начина на насипообразуване. При избора на механизацията и начина на насипообразуване влияние оказват производителността на рудника, физико-механичните свойства на скалите и релефът на местността.

Насипищата трябва да отговарят на следните изисквания:

1. Възможност на поемат всичката скална маса при максимална производителност на откривните работи.
2. Насипищните работи да се провеждат в непрекъснат режим, като се осигури висока производителност на труда.
3. Да са на минимално разстояние от откривания обект, като заемат колкото се може по- малка повърхност, в която няма наличие на полезни изкопаеми. Стремежът е да се запълват естествени оврази и котловини, а капиталовложенията да са минимални. Също така насипището трябва да е разположено на по-ниско ниво от нивото на откривните работи, с цел да се намалят разходите за транспорт на откривката. За по-успешно провеждане на рекултивацията материалите трябва да се насипват селективно - скалните маси на по-долните етажи на насипището, а горният, годен за обработка слой на почвата отново да се разпредели най-отгоре.

На тези изисквания най-пълно отговарят вътрешните насипища, но тяхното организиране не винаги е възможно.

2. Видове насипища. Насипищата биват:

- в зависимост от разположението си - вътрешни, външни и комбинирани;
- в зависимост от броя на етажите на насипване - едноетажни и многоетажни;
- в зависимост от начина на развитие на работния фронт - паралелни, ветрилообразни и криволинейни;
- в зависимост от използваната механизация - булдозерни, плугови, с еднокофови багери, с насипообразуватели, с транспортни мостове и с хидромеханизация.

При вътрешните насипища скалната маса от откривката се разпределя в изработеното пространство на рудника. При външни насипища - извън пределите на рудника, а при комбинираните на вътрешни и външни насипища.

Освен природните условия и обема на откривните работи, най-съществен фактор, който определя избора на механизацията е начинът на транспортиране на откривката. Така например, при автомобилен транспорт най-подходящи са булдозерните насипища. При скреперен транспорт самите скрепери извършват разпределение на откривката на насипището. При железопътен транспорт могат да се използват плужни насипообразуватели, еднокофови багери, или насипообразуватели със загребващ орган. Лентовият транспорт изисква насипообразуватели без загребващ орган.

Непосредствено прехвърляне на скалната маса във вътрешно насипище. Най- лесният, производителен и икономичен начин за разкриване на полезното изкопаемо е чрез непосредственото прехвърляне на откривката във вътрешно насипище. По такъв начин откривните багери едновременно са и насипни тип машини. Този начин на работа обаче може да се използва при особено благоприятни условия на залягане на полезното изкопаемо - при хоризонтали» пластове и малка мощност на разкриване.

Чрез еднокофови багери. На фигура 14.60 е показана схема на работа на багер-права лопата с едно прехвърляне на откривката във вътрешно насипище. Подобна е схемата на работа и при използване на драглайн.

При по-голяма мощност на разкриване и необходимост от преместване на материала на по-голямо разстояние може да се използва двукратното му прехвърляне от две еднотипни машини или от разкривен багер-права лопата и драглайн.

Чрез многокофови багери. Подобен е начинът на работа и при използване на многокофови багери, които или непосредствено прехвърлят материала в насипището или работят съвместно с един, два насипообразувателя или междинен мост - насипообразувател.

Предимствата на тези схеми са големи и при всички възможни случай трябва да се използват.

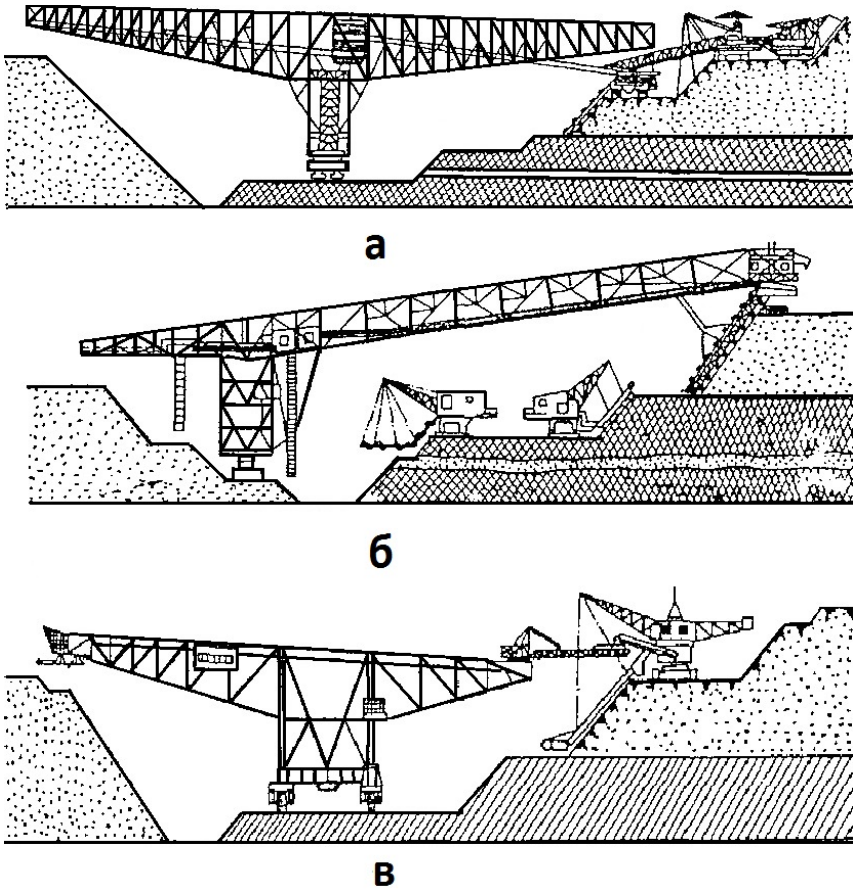
Чрез транспортни мостове. Транспортните мостове представляват самоходни мостови съоръжения с монтирани върху тях гумено-лентов транспортьор. Предназначени са да прехвърлят скалната маса (Фиг.20.1) от забоя до изработеното пространство в рудника. Използват се при вътрешни насипища в рудници със спокойно залягане на пластовете. Първите транспортни мостове са построени в Германия през 1924 г.

Транспортните мостове биват:

- според ходовия механизъм - с релсов, гъсеничен или комбиниран ходов механизъм;

- според схемата на разположение на опорите - на две опори, разположени на стъпалата на откривката и на пласта полезни изкопаеми (Фиг.20.1а), на две опори, разположени на стъпалата на откривката и на насипището (Фиг.20.1б), или с една опора, разположена върху пласта полезни изкопаеми (Фиг.20.1в);

- според начина на свързване с багерите - с пристроени към моста багери или с отделни багери, свързани с моста чрез междинни подаващи транспортьори.



Фиг.20.1.Схеми на работа с транспортни мостове

3. Машини за механизирано разпределение на скалната маса на външни насипища.

Разпределение чрез булдозери. Булдозерите се използват при транспортиране на скалната-маса до насипището чрез автосамосвали. Автосамосвалите разтоварват скалната маса на разстояние 3-5m от горния ръб на откоса на насипището. От тук тя се изтласква по наклона от булдозерите, които едновременно с това и подравняват площадката.

Булдозерите са маневрени машини, но имат малка производителност и работата им зависи от климатичните условия. Подходящи са при запълване на дълбоки оврази и други вдлъбнатини на терена.

Разпределяне чрез насипищни плугове. Насипищиите плугове се използват за разпределение на скалната маса, когато транспортирането й до насипището се извършва с ж.п. транспорт. От вагоните материалът се разтоварва непосредствено до релсовия път, като част от материалът се свлича надолу, а останалата част (40-70%) се избутва от насипищния плуг който може да бъде вагон или електролокомотив със специална конструкция с монтирани от двете му страни лемежи за избутване на материала по откоса на насипището и съоръжения за механизирано повдигане и преместване на релсовите линии.

Разпределяне чрез еднокофови багери. Много често за разпределяне на скалната маса на насипището се използват еднокофови багери. Предимствата на багерните насипища спрямо плуговите са следните: намаляване на експлоатационните разходи, следствие по-рядкото преместване на ж.п. линиите

(25-30m), по-голяма височина на насипа (до 30-35m), увеличава се приемната способност на насипищната глуха линия. Към недостатъците могат да се отнесат ангажирането на скъпи машини, малък фронт на разтоварване (1-2 вагона) и необходимост от багер за всеки коловоз.

Разпределяне чрез насипообразуватели. Насипообразувателите се използват, както за вътрешно, така и за външно насипище. Насипообразувателите биват:

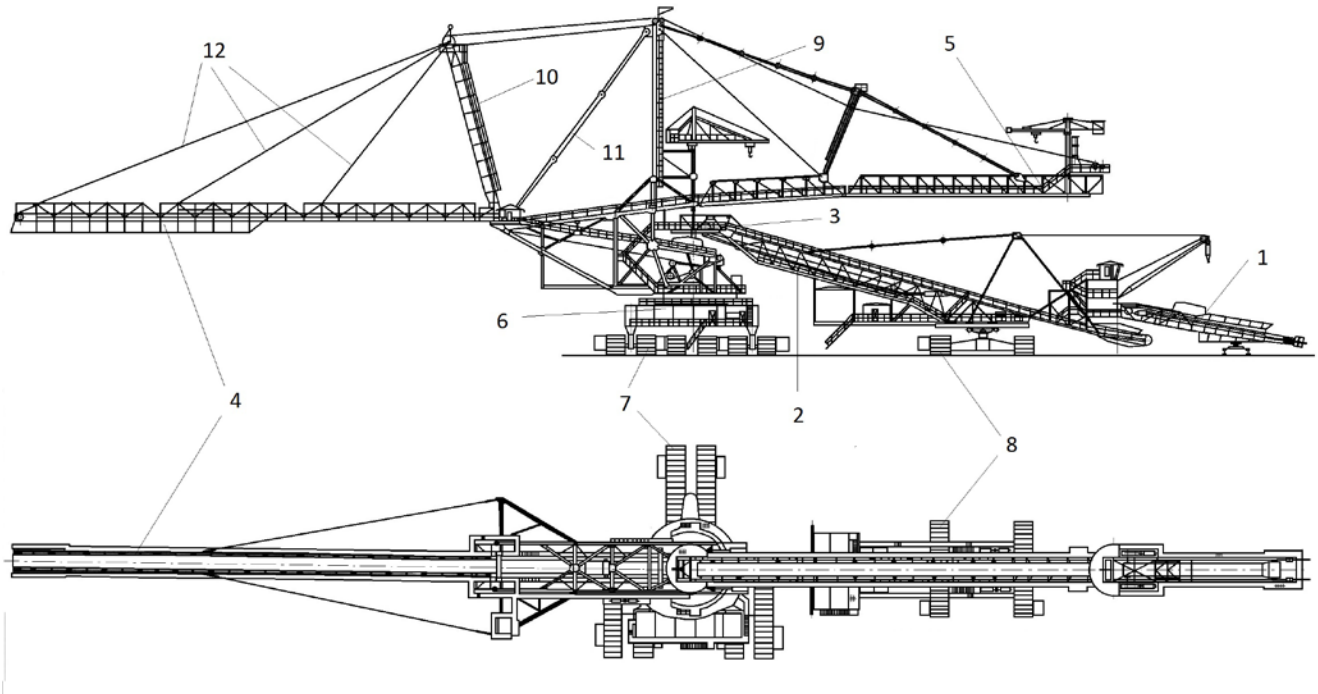
- според начина на поемане на скалния материал - със загребващ орган и без загребващ орган;

-според вида на насипището - за горно насипване, за долно насипване и комбинирани

- според ходовия механизъм - на релсов ход, гъсенични и крачещи.

Насипообразувателите се създават на базата на съществуващите конструкции еднокофови и многокофови багери, като се използват основните им елементи. Основен елемент на всички насипообразуватели е системата от лентови транспортьори, завършващи с дълга конзола, чрез която материалът се изхвърля на насипището.

На фиг.20.2 е показан най-големия използван в "Мини Марица-Изток" -АД насипообразувател тип A_2Rs12500 без загребващ орган. Основните му възли са: приемна конзола 1 с приемен лентов транспортьор, балансова стрела с противотежест 5, разтоварната стрела 4 с разположен върху нея лентов транспортьор, въртяща се платформа, горен строеж, опорно-въртящо устройство 3, долен строеж 6 и гъсеничен ходов механизъм 7.



Фиг.20.2. Насипообразувател без загребващ орган тип A_2Rs12500

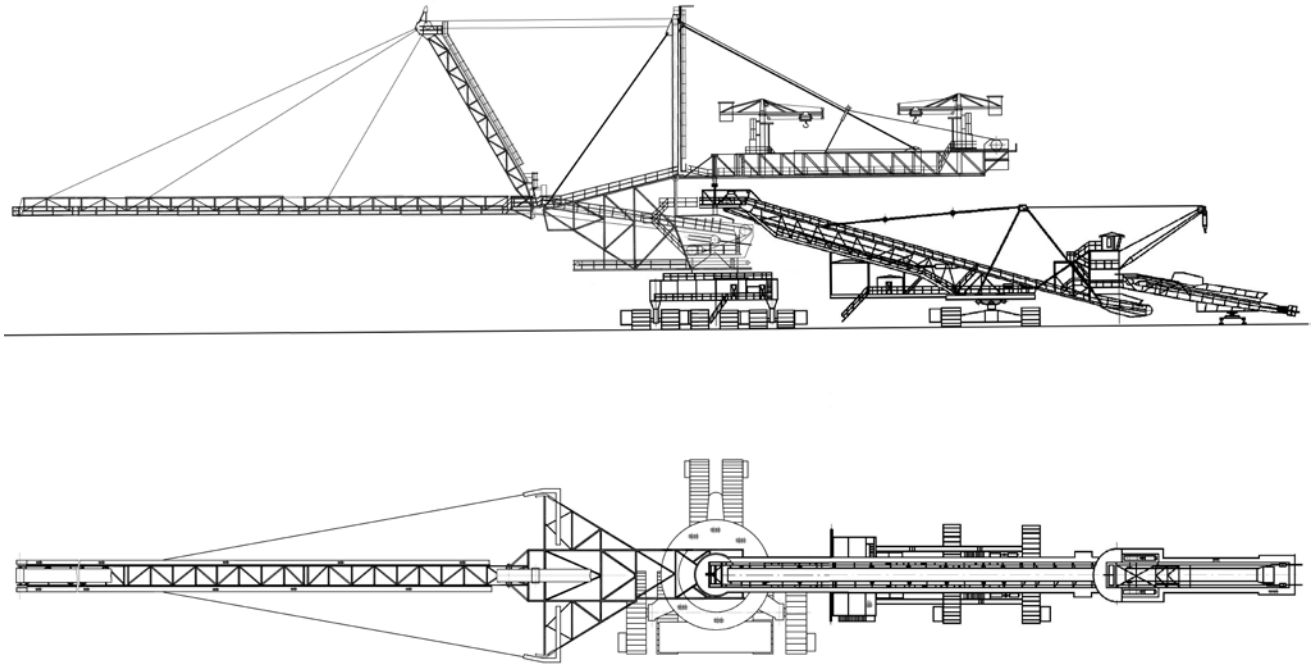
Материалът се подава в бункера на приемната конзола 1 от магистралния транспортьор при лентов транспорт или от товарач - при ж.п. транспорт. Претоварващата стрела 2 посредством монтирания върху нея транспортьор

пренася материала до въртящата се платформа 3. От тук чрез друго претоварващото устройство материалът се подава на разтоварната стрела 4 върху насипищния транспортьор и се разпределя по насипището. Претоварващата стрела 2 е снабдена със собствен гъсеничен ходов механизъм 8. Горният строеж на машината включва още мачтата 9, предната мачта 10 свързани с обтяжки 11 и носещите разтоварната стрела 4 обтяжни въжета 12. Насипообразувателите без загребващ орган се използват най-често при лентов извоз на откривката до насипището. Теоретичната производителност на насипообразувател тип A_2Rs12500 е 12500m^3/h.

У нас се използват лентови насипообразуватсли без загребен орган с гъсеничен ходов механизъм, производство на Германия - A_2RsB5000, A_2RsB6300 и A_2Rs12500, съответно с теоретична производителност 5000,6300 и 12500m^3/h. Параметрите па насипообразувателите трябва да са съобразени с тези на произвежданите ротори и багери.

Насипообразувателите със загребен орган могат да бъдат е верижен или роторен загребен орган. В конструктивно отношение те са подобни на многокофовите багери.

На фиг.20.3 е показан използвания у нас в "Мини Марица-Изток" -АД насипообразувател A_2RsB6300 без загребващ орган. Насипообразувателят се състои от претоварач, балансова стрела с противотежест ,разтоварната стрела с разположен върху нея лентов транспортьор, въртяща се платформа и горен строеж върху опорно-въртящо устройство, долен строеж и гъсеничен ходов механизъм.



Фиг.20.3. Насипообразувател A_2RsB6300

Горният строеж на машината включва още мачта предна ицентрална свързани с обтяжки и носещи въжета. Теоретичната му производителност е 6300m^3/h.

Предимствата на насипообразувателите са голямата им производителност, широкият фронт на разтоварване и възможността да се изграждат високи насипища.

В миналото са използвани се в комплекс с ж.п. транспорт. Влаковите композиции са разтоварвали материала в специална траншея, успоредна на релсовия път. От тук материалът се е загребвал и се разпределял на насипището.

Разпределяне чрез хидромеханизация. Разпределянето на материала на насипището чрез водна струя се прилага при подходящи минно-геоложки условия и наличие на достатъчно количество вода.

При хидромеханизираното разпределение материалът се доставя чрез жп. вагони до откоса на насипището. От магистрален водопровод, разположен успоредно на ж.п. линията се подават силни струи вода, които отмиват материала по откоса. За размиването на материала по откоса може да се използва подвижен хидромонитор.

21. МАШИНИ ЗА ТРОШЕНЕ, ПРЕСЯВАНЕ И ПРОМИВАНЕ НА СТРОИТЕЛНИ (КАМЕНОПЯСЪЧНИ) МАТЕРИАЛИ

21.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ ЗА ТРОШЕНЕТО НА СКАЛНИ СТРОИТЕЛНИ МАТЕРИАЛИ.

Под трошене на скалните материали се разбира последователен ред на операции, които имат за цел непрекъснато намаляване размерите им чрез прилагането върху тях на външни сили, предизвикващи механичното им разрушаване.

В своята същност процесът на трошене в зависимост от едрината на изходящият продукт се разделя на едро, средно и ситно трошене. (табл.21.1).

Таблица 21.1 Стадии на трошене

Трошене	
Едро	100–350 mm
Средно	50–100 mm
Ситно	5–50 mm

Различават се следните начини на трошене (Фиг.21.1):

а) Смачкване. При смачкването материалът се разрушава в резултат на натиск между две повърхности при сравнително бавно нарастване на налягането между тях.

б) Удар. Материалът се разрушава чрез:

- удар на рудния къс, върху която и да е повърхност;
- удар на бързо движещ се детайл (чук) по рудния къс;
- удар на материала, движещ се с относително голяма скорост, по неподвижна плоча;
- удар на рудните късове един в друг.

в) Стриване. Материалът се разрушава чрез триене между частиците и движещи се повърхности или тела с различна форма, както и триене на частици една в друга.

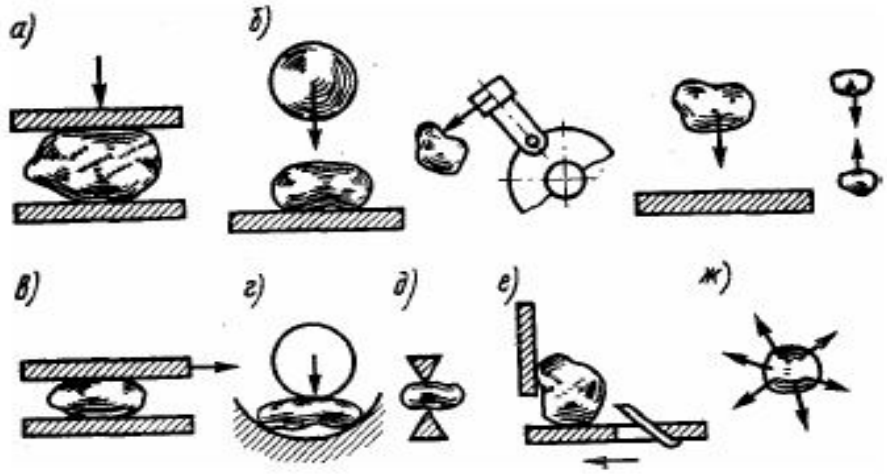
г) Счупване. Разрушаването на скалните късове е в следствие на това, че

те попадат на въздействието на сили които ги подлагат на огъване.

д) Разцепване. Скалните късовете се разрушават в резултат разцепващото действие на клиновидни тела.

е) Срязване. Разрушаването на скалните късове е в следствие на това, че те попадат на въздействието на остри и твърди машинни части които срязват стружки от тях .

ж) Трошене чрез взривяване.



Фиг.21.1. Начини на трошене и смилане

Специфичният разход на енергия изразходван за разрушаването на скалните късове е основен технико-икономически показател на машините за трошене.

Отношението на размерите на частиците преди трошенето към размерите на частиците след трошенето се нарича степен на трошене.

Степента на трошене i се определя по няколко начина. Тя бива технологична, номинална или средна. За целите на изчисляването и проектирането на машините за разкриване на минерални зърна най-често се използва номиналната степен на трошене. Тя се определя с израза:

$$i = \frac{0,85.B}{b}. \qquad (21.1)$$

Където: B е широчината на захранващия отвор на трошачката, m;

b - широчината на изпускателния отвор на трошачката, m.

За определяне на енергията необходима за разрушаване на рудните късове са известни четири основни теории (хипотези).

П. Ритингер, разглеждайки разделянето на единичен куб на много малки, предположил, че работата, необходима за такова разделяне, е пропорционална на ново образованите повърхнини. Хипотезата се формулира: „Работа, необходима при разрушаването, е право пропорционална на повърхнинната на рудните късове, получени в процеса на трошене или смилане”:

$$A_F = k_F.\Delta S_F, J. \qquad (21.2)$$

Където: k_F - коефициент на пропорционалност, J / m^2;

ΔS_F - новообразувани повърхнини при трошенето, m^2.

Разтрошен руден къс с диаметър D със степен на трошене i има следните новообразувани повърхнини:

$$\Delta S_F = 6\left(\frac{D}{i}\right)^2 \frac{D^3}{\left(\frac{D}{i}\right)^3} - 6D^2 = 6^2\left(i-1\right), m^2. \qquad (21.3)$$

Където: $\frac{D}{i}$ е диаметърът на разтроеният руден къс, m;

$\frac{D^3}{\left(\frac{D}{i}\right)^3}$ - броя на късовете след трошенето.

Тогава работата за разрушаване на един руден къс е:

$$A_F = k_F.\Delta S_F = 6k_F\left(i-1\right)D^2, J. \qquad (21.4)$$

Хипотезата на трошене на Керпичев-Кик гласи: „При деформация на геометрично подобни и физически еднакви тела, работата за еластична деформация е пропорционална на обема на телата". Следователно:

$$A_V = \frac{\sigma^2.V}{2E}, J. \qquad (21.5)$$

Където: A_V е работата за еластична деформация на телата, J ;

σ - напрежение на разрушаване на материала, N/m^2;

V - обемът на рудния къс, m^3;

E -модул на еластичност при натиск, N/m^2.

Ако се приеме, че $k_V = \frac{\sigma^2}{2.E}$ то за коефициент на пропорционалност ще се получи:

$$A_V = k_V.V = k_V.D^3, J. \qquad (21.6)$$

Където: V е обемът на куба със страна $D; m^3$

П.А.Робендер е обединил предложеното от Ритингер и Керпичев-Кик, че разрушаването на рудния къс настъпва след еластична деформация, а пълната работа при трошенето е сума от работата за еластична деформация и работата за образуване на нови повърхнини.

$$A = A_V + A_F = k_V.D^3 + k_F.D^2, J. \qquad (21.7)$$

Ф.Бонд също приема, че пълната работа при трошенето е сума от работата за еластична деформация и работата за образуване на нови повърхнини, но и тя е право пропорционална на средно-геометричната стойност на диаметърът на рудния къс.

$$A = A_V + A_F = k\sqrt{D^3.D^2} = k.D^{2,5}, J. \qquad (21.8)$$

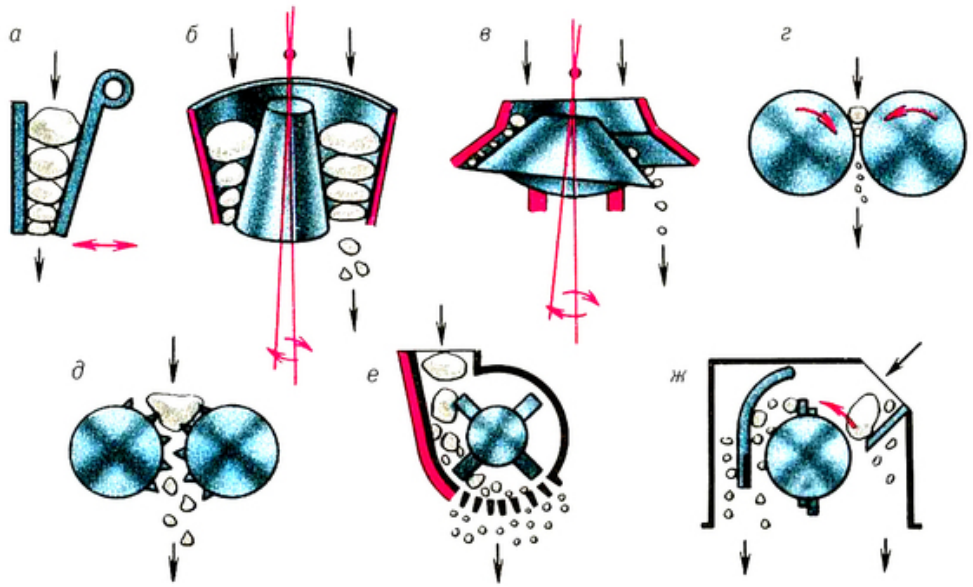
Трябва да се отбележи, че нито една от посочените теории не описва точно разрушаването на материалите защото хипотезите са на базата на равномерно натоварен скален къс с правилна форма. Поради това се налага при пресмятане на трошачките да се въвеждат допълнително поправъчни коефициенти. Приема

се за удачно за ситно трошене да се използва хипотезата на Ритингер, за едро трошене хипотезата на Керпичев-Кик, а за средно трошене тази на Бонд.

21.2. **КЛАСИФИКАЦИЯ НА ТРОШАЧКИТЕ ИЗПОЛЗВАНИ ЗА СТРОИТЕЛНИ МАТЕРИАЛИ.**

Трошачките използвани в строителството могат да бъдат класифицирани според конструктивните си особености по следния начин:

1. *Челюстни трошачки с просто и сложно движение на подвижната челюст* (Фиг.21.2а). Първите разтрошават материала посредством смачкване, а вторите посредством смачкване и стриване при периодичното приближаване на подвижната челюст към не подвижната.Отчасти е застъпен принципът на разцепването и ударът.



Фиг.21.2. Класификация на трошачките

2. *Конусни трошачки с окачен или конзолно закрепен вал на подвижния конус* (Фиг.21.2б,б,в). Тези трошачки раздробяват материала чрез смачкване и отчасти стриване между постоянно приближаващите се повърхнини на подвижният конус към не подвижният, който извършва постъпателно движение в хоризонталната равнина по кръгови траектории, ексцентрични спрямо вътрешната повърхност на не подвижният конус.

3. *Валцови трошачки* (Фиг.21.2г,д). Те раздробяват материала чрез смачкване и частично стриване и удар между два въртящи се срещуположно гладки, рифелни или зъбни валци или между един валец и неподвижна отражателна плоча.

4. *Роторни трошачки*. Чуковите трошачки (Фиг.21.2е) трошат късовете материал посредством удар и частично чрез стриване между шарнирно закрепени чукове върху бързо въртящ се ротор и неподвижна отражателна плоча. Ударно отражателните трошачки (Фиг. 21.2ж) трошат късовете посредством удар и частично чрез стриване между конзолно закрепени чукове върху бързо въртящ се ротор и неподвижна отражателна плоча.

5. Ролковите трошачки разрушават материала попаднал между търкалящи ролки и чаша посредством смачкване и стриване.

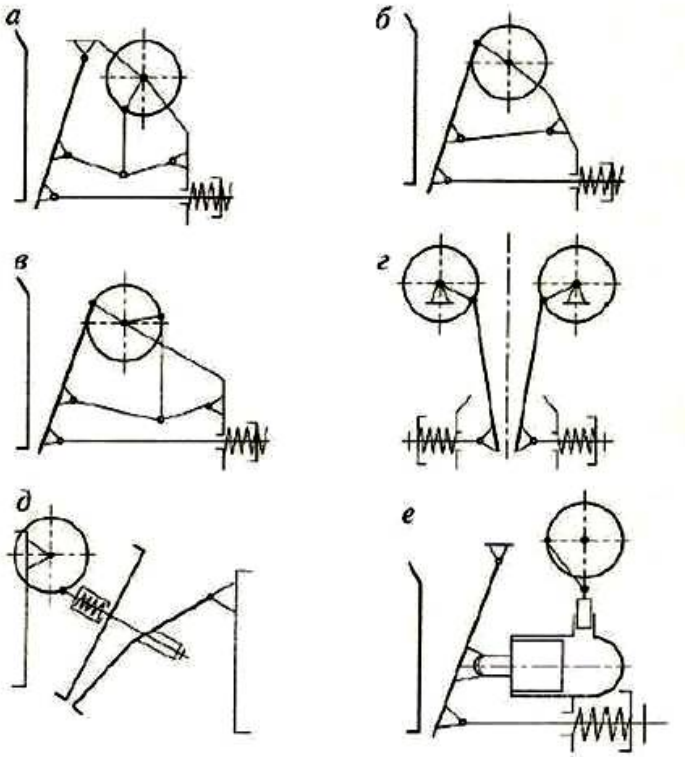
6. Вибрационни трошачки. Те са челюстни или конусни вибрационни и разрушават материала посредством удар и смачкване, а отчасти и с разцепване в трошачна камера, наподобяваща тази на челюстните и конусните трошачки.

21.2. ЧЕЛЮСТНИ ТРОШАЧКИ

1. Принцип на действие и описание на конструкциите на челюстните трошачки.

Челюстните трошачки се използват за едро и средно трошене на твърди и средно твърди материали. Посредством система включваща - мотовилка, разпорни плочи и ексцентриков вал, те създават усилия в работната си камера, достатъчни за разтрошаване на най-здравите и твърди минерали. Това обяснява широкото разпространение, което са получили челюстните трошачки в минно добивната, строителната и химическа промишленост. Увеличаващия се обем на преработваните рудни и не рудни материали, съвременните изисквания за работа в автоматизирани поточни линии с дистанционно управление и повишените изисквания към технологичните показатели са довели до усъвършенстване на челюстните трошачки, чрез принципно нови конструктивни решения, позволяващи повишаване на тяхната производителност и ефективност на трошене.

В днешно време са известни шест типа (Фиг.21.3) челюстни трошачки с ексцентрично задвижване.



Фиг.21.3. Кинематични схеми на челюстни трошачки

Челюстните трошачки с просто люлеене на подвижната челюст се

използват за трошене на най-здрави руди и материали чрез смачкване на късовете между подвижна и не подвижна челюст (Фиг.21.3.а).

Челюстните трошачки със сложно люлеене на подвижната челюст се използват за преработка на материали със средна здравина чрез смачкване и стриване на късовете между подвижна и не подвижна челюст (Фиг.21.3.б). Усъвършенствани трошачки от този тип се използват и за трошене на твърди материали.

Челюстни трошачки с комбинирано движение на подвижната челюст (Фиг.21.3.в) имат значителни предимства спрямо горните, но за сега не са намерили широко приложение.

Уравновесените челюстни трошачки със сложно движение на двете подвижни челюсти и динамично въздействие на челюстите върху материала, обуславят използването им за трошене на глини със средна здравина (Фиг.21.3.г).

Висикоскоростните трошачки с ударно действие произведени от фирма «Круп» (Германия) се използват за трошене на най-здравите материали, включително и ферросплави (Фиг.21.3.д) са с широк диапазон на изменение на параметрите.

Челюстните трошачки с хидравлично задвижване на фирма «Голди» (Канада) имат надежна защита от претоварване и автоматично пропускат попадналите в трошачните им камери не трошими предмети, което е голямо предимство при преработването на металургични шлаки. (Фиг.21.3.е).

Челюстни трошачки с просто люлеене на подвижната челюст

Трошачките с просто люлеене на подвижната челюст (Фиг.21.4) се монтират на монолитен или сборен фундамент. Върху подвижната челюст 2 и не подвижната 3, са монтирани трошащи (облицовъчни) плочи (брони) 4,които се изработват от стомана с повишено съдържание на манган (12-14%) или от бял чугун и имат криволинейни (назъбени) повърхности с паралелна зона в долната част. Назъбените повърхнини способстват за създаване на по-добри условия за разтрошаване на материала и увеличават производителността на трошачката с 10-20%, а паралелната зона повишава еднородността на разтрошавания продукт.

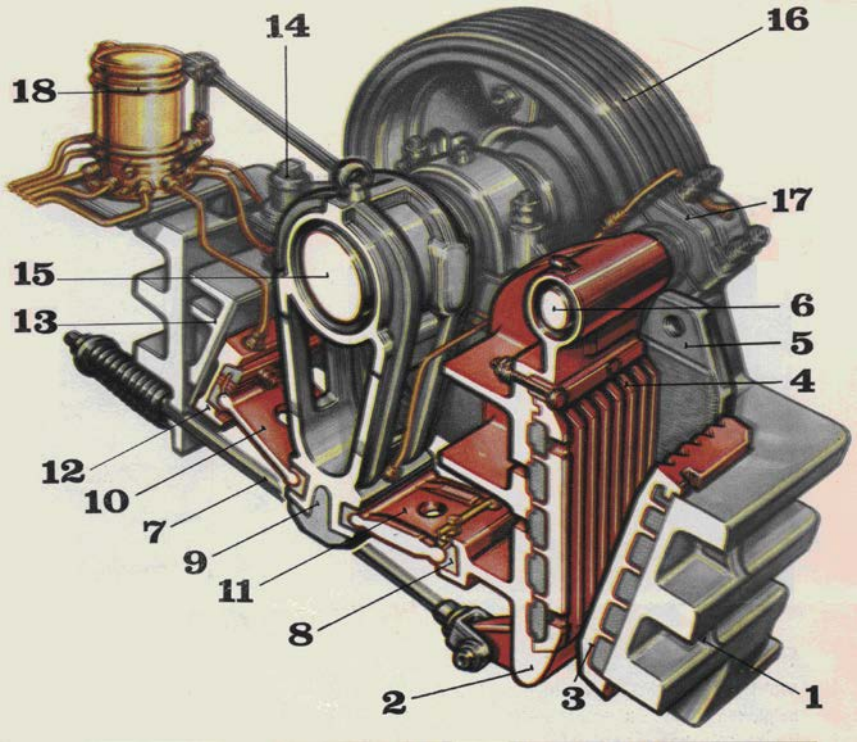
Характерно за назъбването на плочите е, че височината на зъба към стъпката (разстоянието между вътрешните гребени) се приема от 1:4 до1:2. Където има малка стъпка на зъбите, там се получава ситен и еднороден продукт. Зъбите на едната плоча попадат между зъбите на другата, което обезпечава огъването на попадналите късове в трошачката.

Ексцентриковия вал 15 се изработва от специални стомани – хромникелови, хроммолибденови или ванадиеви, а за някои случаи от St5.

При въртенето на ексцентриковия вал, когато мотовилката 9 се издига на горе, ъгълът между разпорните плочи 10 и 11 се увеличава, всяка точка от подвижната челюст описва дъга и се приближава към не подвижната вследствие на което, първоначално първо уплътнява материала, а след това го разтрошава. При движение на мотовилката на долу, ъгълът между разпорните плочи намалява и подвижната челюст 2 се отдалечава от неподвижната 1 под действие на собственото си тегло и от силата на пружината на устройството 7 за затваряне

на механичната верига - корпус-задна разпорна плоча-мотовилка-предна разпорна плоча-подвижна челюст-корпус. Тогава разтрошения продукт се разтоварва от трошачката.

За подобряване режима на натоварване на двигателя на челюстните трошачки се използват маховици 16 монтирани на ексцентриковия вал. Те черпят енергия по време на връщането на неподвижната челюст и я отдават по време на трошенето.



Фиг.21.4. Челюстна трошачка с просто люлеене на подвижната челюст.
1 - корпус; 2 - подвижна челюст; 3 - не подвижна челюст; 4 - броня; 5 - страница; 6 - ос на подвижната челюст; 7 - лост; 8 - лагер предна разпорна плоча; 9 - мотовилка; 10 - задна разпорна плоча; 11 - предна разпорна плоча; 12 - лагер задна разпорна плоча; 13 - клин; 14 - регулиращо винтово устройство; 15 - ексцентриков вал; 16 - маховик; 17 - лагерно тяло на ос на подвижната челюст ; 18 - хидро агрегат.

Челюстни трошачки със сложно люлеене на подвижната челюст

В челюстните трошачки със сложно движение на подвижната челюст (Фиг.21.5), точките от средната част на подвижната челюст се движат описвайки елипсовидни траектории, в горната част описват траектории близки до окръжност, а в долната част на подвижната челюст дъги близки до отсечки. Това се дължи на това, че подвижната челюст е лагерувана върху ексцентриковия вал на трошачката.

Материалът попаднал в трошачното пространство се разрушава освен чрез смачкване, но и чрез стриване. Надлъжното преместване на подвижната челюст спомага за движението на материала, а оттам и повишава производителността на трошачката.

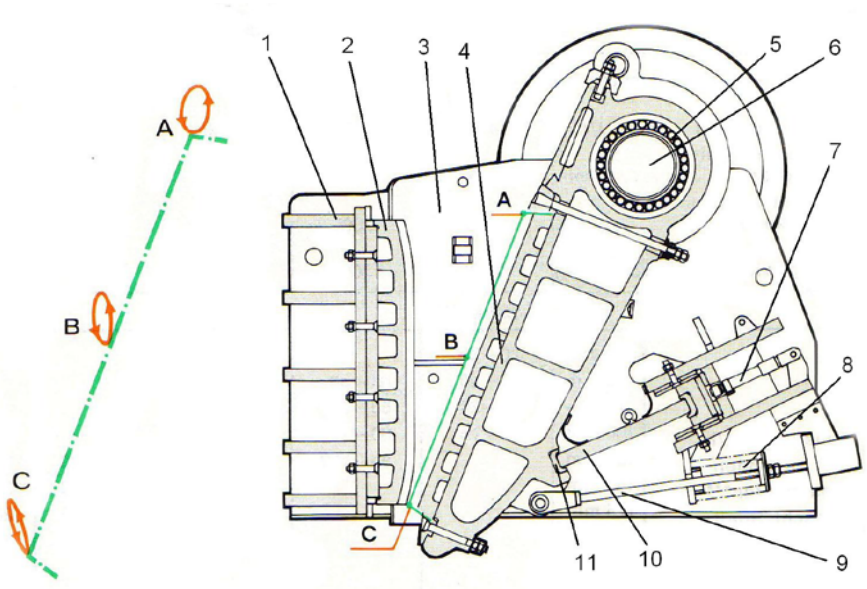
Регулирането на изпускателния отвор на челюстните трошачки се налага поради износването на облицовките (бронитe) им. Компенсирането на това износване става посредством гайката 7 и болтът 11, които издигат или спускат клинът изместващ леглото 12 на разпорната плоча 13.

Друг начин на регулиране на челюстните трошачки намерил приложение в много конструкции, е регулиране посредством набор от пластини. Тези пакети от пластини се монтират между задната опора на разпорната плоча и задната стена на корпуса на трошачката. Чрез изваждане или добавяне на нови пластини се регулира широчината на изпускателният отвор на машината.

Предпазването на челюстните трошачки при попадане на не трошим предмет става по няколко начина. При по-старите модели трошачки това става, като един от елементите на трошачката се отслабва умишлено с цел да се счупи при попадане на не трошим предмет.

Най-често това е една от разпорните плочи на която или се правят отвори (Фиг.21.4) или сечението им се отслабва от криволинеен участък .

При съвременните едро габаритни челюстни трошачки, маховиците предават въртящ момент на ексцентриковия вал посредством фрикционни съединители, които служат и за предпазване на трошачката при попадане в трошачното пространство на не трошим предмет.



Фиг.21.5. Челюстна трошачка със сложно люлеене на подвижната челюст
1 - не подвижна челюст; 2 - броня на не подвижната челюст; 3 - страница; 4 - подвижна челюст; 5 - лагер; 6 - ексцентриков вал; 7 – механизъм за регулиране; 8 -пружина; 9 - лост; 10 – разпорна плоча; 11 - легло на разпорна плоча.

Трошачки с комбинирано движение на подвижната челюст

Трошачките с комбинирано движение на подвижната челюст имат два ексцентрикови вала, на единия е лагерувана подвижната челюст, както при трошачките със сложно люлеене, а на другия мотовилка свързана с две разпорни плочи, както при трошачките с просто люлеене на подвижната челюст.

В резултат на това подвижната челюст получава не само сложно движение, но и голям ход, както в горната така и в долната си част, което съществено

увеличава производителността на машината.

Установено е, че трошачките с комбинирано движение на подвижната челюст при равни други условия имат:

- производителност с 40-50% по висока от трошачките с просто люлеене на подвижната челюст;

- интензивността на износване на облицовъчните им плочи е от 2,5 до 3 пъти по-малка спрямо трошачките със сложно люлеене на подвижната челюст;

- специфичната им производителност е с около 25% по висока.

В световната практика се наблюдават някои нови тенденции свързани с проектирането и експлоатацията на челюстните трошачки, като най-съществените са:

- отказ от използването на трошачки със сложно движение на подвижната челюст поради бързото износване на облицовъчните им плочи;

- преместване на оста на окачване на подвижната челюст в централната зона на трошене, което от една страна намалява вертикалната съставляваща на хода на подвижната челюст и съществено намалява износването на облицовъчните плочи, а от друга увеличава силата на трошене в средната зона на трошачната камера.

Изборът на типа трошачка може да бъде направен по производителност и едрина на разтрошения продукт (табл.21.2)

Таблица 21.2 Производителност на трошачките

Тип	*Едрина на входящия продукт, mm*	*Едрина на готовия продукт, mm*	*Масова производителност, t / h*
Челюстна за средно трошене	до 400	60–125	20–65
Челюстна за едро трошене	650–1100	100–300	300–500
Конусна за ситно трошене	30–350	10–55	13–250
Конусна за средно трошене	300–800	100–170	100–500
Конусна за едро трошене	до 1300	350	2000–3000
Валцова с гладки валци	40–75	2–14	10–85
Валцова със зъбни валци	до 1200	2–14	до 700
Чукова	100–300	13–45	6–200
Ударно отражателна	до 600	23–183	150–500

2. Параметри на механичният и технологичен режим на челюстните трошачки

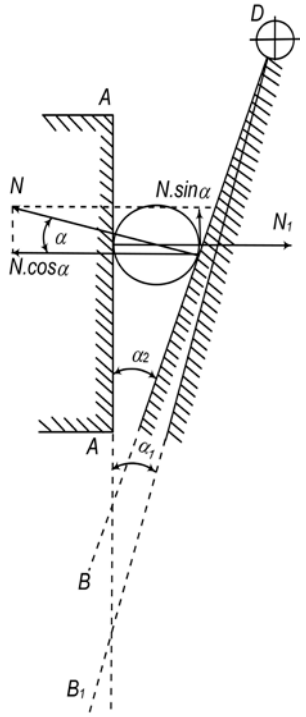
Основните изходни данни необходими за определянето на параметрите на механичният и технологичен режим на челюстните трошачки са максималният диаметър на късовете постъпващи в трошачката D, максимален диаметър на късовете от готовия продукт d, твърдостта и плътността на материала.

Друг важен параметър, който е необходимо да се знае предварително при проектирането на тези машини е необходимата масова производителност Q.

Ъгъл на захващане

Ъгълът на захващане на челюстните трошачки е равен на ъгълът сключен между не подвижната и подвижна челюст. Когато челюстите имат криволинеен профил той се определя от ъгълът който сключват помежду си допирателните равнини, прекарани към трошачните повърхнини в контактните им точки с раздробявания къс. Този ъгъл се променя по време на работа на трошачката поради люлеенето на подвижната челюст (Фиг. 21.6). В положение OB, при максимално приближаване на подвижната челюст към не подвижната, ъгълът α_2 е малко по-голям от α_1, ъгълът при максимално отдалечаване на подвижната челюст от не подвижната - положение OB_1.

Тези незначителни изменения на ъгълът на захващане се пренебрегват при инженерните пресмятания и се приема, че той е равен на ъгълът при максимално приближаване на подвижната челюст към не подвижната. Ъгълът на захващане се променя при регулиране на челюстните трошачки, когато се променя широчината на изпускателният им отвор.



Фиг.21.6. Ъгъл на захващане на челюстните трошачки

При увеличаване на тази широчина той намалява, а при намаляването и той се увеличава.

Следователно при увеличаване на ъгълът на захващане се увеличава степента на трошене и намалява производителността на трошачката.

Притиснатият между челюстите руден къс се намира под действието на следните сили (Фиг. 4.5):

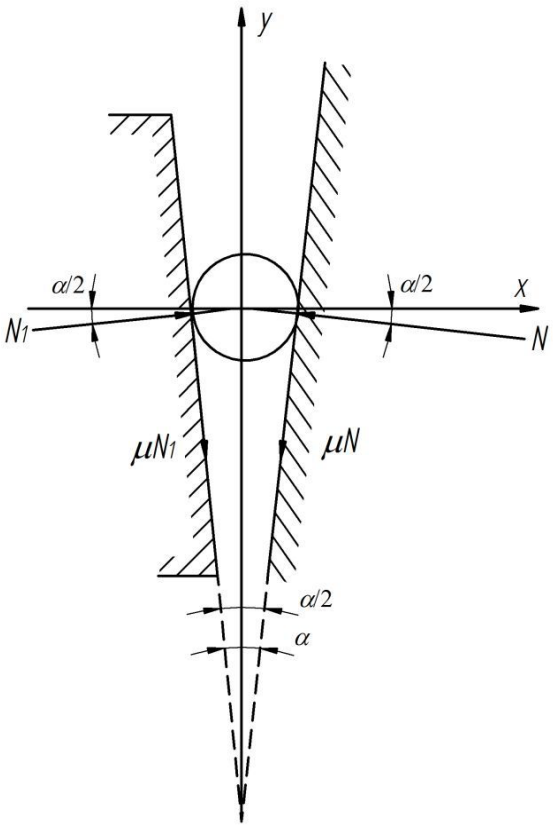
- N е нормална сила на натиск от подвижната челюст;
- N_1 - реакция от не подвижната челюст;
- $\mu.N$ -сила на триене на рудни къс с подвижната челюст;
- $\mu.N_1$ -сила на триене на рудни къс с не подвижната челюст;
- μ -коефициент на триене между рудата и облицовките на челюстите.

Силата на тежестта на рудният къс е незначителна в сравнение на горепосочените сили и може да бъде пренебрегната.

Силата N може да се разложи на хоризонтална съставна $N.\cos\alpha$ и вертикална съставна $N.\sin\alpha$.

Вертикалната съставна се стреми да избута рудният къс нагоре, карайки го да се пързаля по повърхността на челюстите. В същото време възникват и сили на триене $\mu.N$ и $\mu.N_1$ възпрепятстващи това движение.

От това може да се направи изводът, че ъгълът на захващане α не може да превишава някаква пределна стойност α_0. Ако тази стойност бъде надвишена, то силите на триене ще бъдат недостатъчни да удържат рудните късове в трошачната камера и те ще се движат нагоре. Трошене при такива условия няма да е възможно.



Фиг.21.7. Равновесие на руден къс между челюстите на челюстните трошачки

Пределният ъгълът на захващане ще е този, при който подемната сила ще

се уравновесява от възникващите силите на триене. Стойността на този ъгъл, както и стойността на силите на триене при определено налягане на челюстите, зависи само от коефициента на триене между рудния къс и дробящите повърхнини.

Разглеждаме условието за равновесието на рудния къс, притиснат между челюстите в работната камера на трошачката. Началото на координатната система приемаме, че е в центъра на къса имащ сферична форма и тя е с абсцисна ос x и ординатна y (Фиг.21.7). Ако α_0 е пределният ъгълът на захващане, то рудният къс е в равновесие и сумите на проекциите на силите по всяка координатна ос са равни на нула. Тогава можем да се напише:

$$\sum x = -N\cos\frac{\alpha_0}{2} + N_1\cos\frac{\alpha_0}{2} - \mu N\sin\frac{\alpha_0}{2} + \mu N_1\sin\frac{\alpha_0}{2} = 0. \qquad (21.9)$$

Оттук следва, че

$$N_1\left(\cos\frac{\alpha_0}{2} + \mu\sin\frac{\alpha_0}{2}\right) = N\left(\cos\frac{\alpha_0}{2} + \mu\sin\frac{\alpha_0}{2}\right);$$

$$\text{или } N = N_1.$$

$$\sum y = N\sin\frac{\alpha_0}{2} + N_1\sin\frac{\alpha_0}{2} - \mu N\cos\frac{\alpha_0}{2} - \mu N_1\cos\frac{\alpha_0}{2} = 0. \qquad (21.10)$$

Замествайки $N = N_1$ в уравнение (21.10) се получава:

$$2\sin\frac{\alpha_0}{2} = 2\mu\cos\frac{\alpha_0}{2} \text{ или } tg\frac{\alpha_0}{2} = \mu.$$

Но коефициентът на триене μ може да се изрази с ъгълът на триене φ така: $\mu = tg\varphi$. Тогава следва, че $tg\frac{\alpha_0}{2} = tg\varphi$ или $\alpha_0 = 2\varphi$.

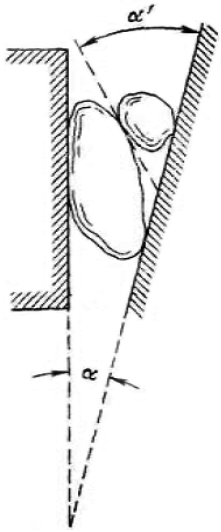
Получава се, че пределният ъгъл на захващане е равен на ъгълът на триене. Ъгълът на захващане на челюстните трошачки трябва винаги да е по-малък от два пъти ъгълът на триене $\alpha < 2\varphi$.

Коефициентът на триене между скален къс и стомана е $\mu = 0{,}3$, което съответства на ъгъл на триене $\varphi = 16^0$. В такъв случай ъгълът на захващане α може да достигне до 32^0. Практически при челюстните трошачки ъгълът на захващане не надвишава 25^0. Независимо от този факт при работа на челюстните трошачки има случаи при които рудни късове биват изхвърляни от трошачките през приемния отвор. Това е възможно, защото при определено разположение на рудните късове (Фиг. 21.8) в работната камера на трошачките, за отделни късове ъгълът на захващане α' надвишава 2φ.

Оптималната ъглова скорост на ексцентриковия вал

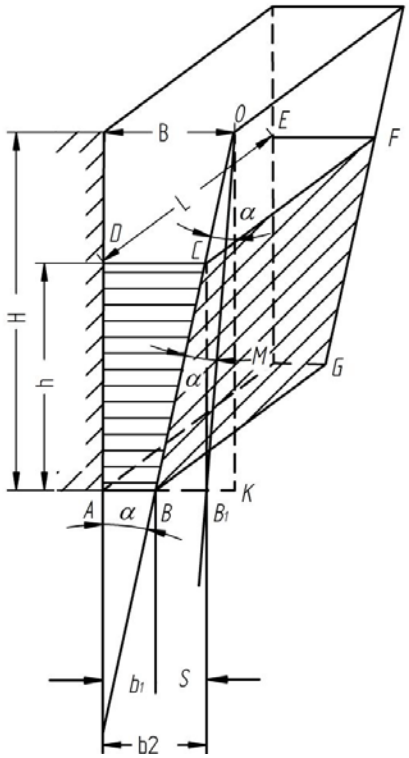
При отдалечаване на подвижната челюст от не подвижната, разтрошеният продукт се разтоварва свободно през изпускателният отвор на трошачката под действие на собственото си тегло (Фиг.21.9). При всеки ход на подвижната челюст могат да изпаднат само рудни късове намиращи се под плоскостта на отсечка CD, при която широчината на трошачната камера в моментът на

завършване на работния ход е равна на широчината на изпускателният отвор на трошачката при максимално отдалечаване на подвижната челюст. Изпадащият материал се намира в обема на призма *ABCDEFGM* . Размерът на рудните късове намиращи се в обема на тази призма могат да са по-големи от минималната широчина на изпускателният отвор.



Фиг.21.8. Възможно разположение на късовете в челюстните трошачки.

Може да се предположи, че това е в резултат на ограниченото време за разтоварване на разтрошения материал съставляващо половин оборот на ексцентриковия вал. Практически може да се окаже, че тези рудни късове са по-малки от минималната широчина на изпускателният отвор, а периодът на разтоварване да е по-голям от половин оборот на вала.



Фиг.21.9.Разтоварване на готовия продукт от челюстна трошачка с оптимална честота на въртене на ексцентриковия вал

Времето за един ход на подвижната челюст, трябва да е достатъчно за това, разтрошените рудни късовете до хоризонталната плоскост CD, разположени на височина h да могат да преминат това разстояние, под действие на собственото си тегло.

Времето за един ход на подвижната челюст е равно на времето за половин ход на ексцентриковия вал. Или

$$t = \frac{1}{2}.\frac{60}{n} = \frac{30}{n}, s. \tag{21.11}$$

Където n е честотата на въртене на ексцентриковия вал, $\min^{-1}$.

Имайки в предвид закона за свободно падане на телата то за изминатия път h може да се напише:

$$h = \frac{1}{2}gt^2 \text{ , откъдето следва, че } t = \sqrt{\frac{2h}{g}} \text{ ,} \tag{21.12}$$

където g е земното ускорение , m/s^2.

Изравнявайки равните части на (21.11) и (21.12) за n се получава:

$$n = 30\sqrt{\frac{g}{2h}}, \min^{-1}. \tag{21.13}$$

Височината h се намира от правоъгълният триъгълник BB_1C

$$h = \frac{s}{tg\alpha} = \frac{b_2 - b_1}{tg\alpha}, m. \tag{21.14}$$

Замествайки дясната част на (21.13) в (21.14) за n се получава:

$$n = 30\sqrt{\frac{g.tg\alpha}{2(b_2 - b_1)}} = 30\sqrt{\frac{g.tg\alpha}{2s}}, \min^{-1}. \tag{21.15}$$

Където: α е ъгълът на захващане;

b_1 -минималната широчина на изпускателни отвор, m;

b_2 -максималната широчина на изпускателни отвор, m;

s -ход на подвижната челюст, m.

Честотата на въртене на ексцентриковия вал определена по тази формула съответства на максималната и за това е оптимална.

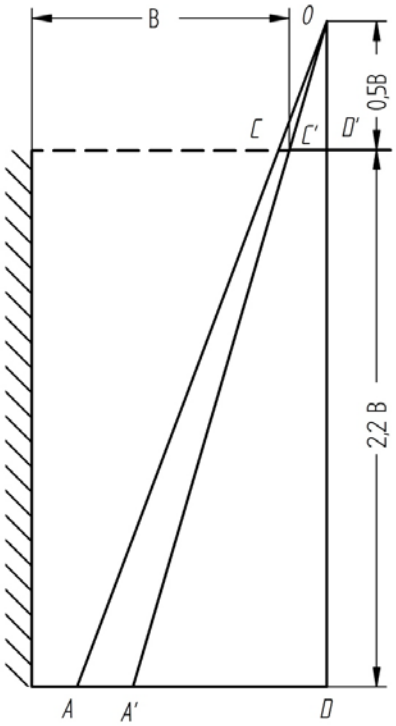
Ъгълът на захващане най често се определя $\alpha = 22^0$, като се замести в (21.15) ще получим:

$$n = 30\sqrt{\frac{9,81.0,4}{(b_2 - b_1)}} = \frac{42}{\sqrt{(b_2 - b_1)}}, \min^{-1}. \tag{21.16}$$

Най-често срещаните геометричните размери на трошачната камера могат да се преобразуват спрямо широчината на приемния и отвор B (Фиг.21.10) по следния начин:

Ако OA и OA_1 са положението на подвижната челюст в моментът на максимално сближаване и отдалечаване от неподвижната, то отсечка AA' ще бъде ходът на подвижната челюст на нивото на изпускателният отвор, а отсечка CC' ще бъде ходът на подвижната челюст на нивото на приемният отвор или:

$$AA' = b_2 - b_1, CC' = 0,01B.$$



Фиг.21.10. Често срещана форма на трошачната камера на челюстните трошачки.

В подобните триъгълници OAA' и OCC' съотношението на подобните страни се отнася и за височините. Може да се напише:

$$\frac{AA'}{CC'} = \frac{2,7B}{0,5B} \text{ или } \frac{b_2 - b_1}{0,01B} = \frac{2,7B}{0,5B} \text{ ,следователно } b_2 - b_1 = 0,054B.$$

Заместваики $b_2 - b_1$ в (21.16), за оборотите на ексцентриковия вал се получава:

$$n = \frac{42}{\sqrt{0,054B}} = \frac{182,6}{\sqrt{B}}, \min^{-1}.$$

В челюстните трошачки с криволинеен профил на трошачното пространство, подвижната челюст прави две люлеения за половин оборот на главния вал и ъгловата скорост е два пъти по-малка от тази по получените формули. Поради това, че разтоварващия се материал не пада свободно от трошачките, а се забавя от съпротивлението получено от триенето му в облицовъчните плочи получените обороти могат да се наричат теоретични. Действителните обороти ще се получат чрез въвеждането на поправъчен коефициент:

$$n_Д = k_1 n, \min^{-1}.$$

Където: $n, \min^{-1}$ е теоретичната честота на въртене на ексцентриковия вал;

$k_1 = 0,75 - 0,9$ -коефициент отчитащ триенето между разтрошения продукт и трошачните плочи.

Производителността на челюстните трошачки

Обемът на разтроеният продукт, който се разтоварва за един оборот на ексцентриковия вал при оптимална честота на въртене е равен на обема на призмата $ABCDEFGM$ (Фиг.21.9).

Основата на призмата е трапеца $ABCD$ с площ $F = \frac{b_1 + b_2}{2} h$ но от правоъгълният триъгълник BB_1C е видно ,че $h = \frac{b_2 - b_1}{tg\alpha}$.

Тогава за обемът на призмата може да се напише:

$$V = \frac{(b_2 + b_1)(b_2 - b_1)}{2tg\alpha} L, m^3.$$

Където L, m е дължината на приемния отвор на трошачката.

Обемната производителност на трошачката ще бъде:

$$Q_V = 60k_1.k_P.n.V = 60k_1.k_P.n\frac{(b_2 + b_1)(b_2 - b_1)}{2tg\alpha} L, m^3 / h. \qquad (21.17)$$

Където: k_1 е коефициент отчитащ вида на трошачката. За трошачки с просто люлеене на подвижната челюст $k_1 = 1$, а за трошачки със сложно люлеене е $k_1 = 1,2$;

k_P - коефициент на разбухване на рудата.

Масовата производителност ще се получи като бъде отчетена плътността на рудата:

$$Q = \rho.Q_V, t / h; \qquad (21.18)$$

където $\rho, t / m^3$ е плътността на разтрошавания продукт.

За изчисляване на производителността на челюстните трошачки се предлагат и много други емпирични формули получени посредством статистически анализ. Изхождайки от предположението, че производителността на трошачките е пропорционална на площта на разтовареният отвор. Най-известната е:

$$Q = 0,1L.b_2, t / h; \qquad (21.19)$$

като L, b_2 са в сантиметри.

Челюстните трошачки са оборудвани с електродвигатели с мощност достатъчна за разтрошаването на много здрави породи скали с пределна якост на натиск от $25kN / cm^2$ при производителност съответстваща на пропускателна способност на трошачката при зададени размери на изпускателният отвор.

Поради това челюстните трошачки се избират по максималният размер на късовете постъпващи в трошачката D, максимален размер на късовете от готовия продукт d и по производителност при зададени размери на изпускателния отвор. Широчината на приемния отвор не бива да е по малък от $1,15 - 1,2D$.

Ако избраната по едрина на продукта трошачка не обезпечава зададената производителност то би требвало да се сравнят варианти с две трошачки и една

от по-голям типоразмер. Доколкото монтажът на трошачките е свързан с монтаж на питатели и бункерни съоръжения и сгради то е удачно да се избере вариант с една машина. Ако и за най-големите типоразмери трошачки са нужни две, то следва да се разгледа вариант с една конусна трошачка за едро трошене.

При описаният способ за избор на трошачка може да се окаже ,че двигателят има ненужно голяма мощност. Това е възможно когато изходната руда е мека и с малка здравина.

Мощност на двигателя на челюстните трошачки

Натоварването на двигателя при работа на челюстните трошачки зависи от много фактори, част от които не могат да бъдат отчетени. Това обяснява защо до моментът не е създадена точна теоретична формула позволяваща да бъде определена мощността за задвижване на трошачките.

За определяне на работата се приема формулата от теорията на еластичността:

$$A = \frac{\sigma_{CM}{}^2 . V}{2E}, J.$$

Където: A е работата за еластична деформация на телата, J ;

σ_{CM} - напрежение на разрушаване (табл.21.3) на смачкване на материала , N / m^2;

V - обемът на рудния къс, m^3;

E -модул на еластичност при натиск, N / m^2.

Таблица 21.3 Плътност, напрежение на разрушаване и модул на еластичност при натиск на минералите

Минерал	$\rho, t / m^3$	$\sigma, N / m^2$	$E, N / m^2$
Мек варовик	1,4	$5 .10^7$	$4{,}2.10^{10}$
Твърд варовик	2,7	11.10^7	$4{,}2.10^{10}$
Пясъчник жълт	2	$6{,}5.10^7$	$4{,}2.10^{10}$
Пясъчник сив	2,7	11.10^7	$4{,}2.10^{10}$
Шисти глинести	1,2	$4{,}5.10^7$	$1{,}5.10^{10}$
Порфир	2,7	21.10^7	$7{,}4.10^{10}$
Диабаз	2,7	22.10^7	7.10^{10}
Базалт	2,8	25.10^7	$7{,}7.10^{10}$
Мрамор	2,8	10.10^7	$6{,}3.10^{10}$
Гранит едро зърнест	2,7	13.10^7	$5{,}6.10^{10}$
Гранит ситно зърнест	3,3	19.10^7	$6{,}5.10^{10}$

Естествено с увеличаване на степента на трошене се увеличава и работата и за това Ливенсон замества V с разликата на обемите на постъпилият и разтрошен

продукт:

$$V = \frac{\pi.B}{6}\left(D^2 - d^2\right). \qquad (21.20)$$

Където: B е широчината на приемния отвор на трошачката, m;

D -максималният диаметър на постъпващите късове, m;

d -максималният диаметър на разтрошените късове, m.

Тогава работата при един ход на подвижната челюст е:

$$A = \frac{\sigma^2.\pi.B}{12E}\left(D^2 - d^2\right), J. \qquad (21.21)$$

Тогава при оборота на ексцентриковия вал разходът на мощност на трошачката ще бъде:

$$N_{ДВ} = \frac{\sigma^2.\pi.n.B\left(D^2 - d^2\right)}{12.E.10000.60} = \frac{\sigma^2.\pi.n.B\left(D^2 - d^2\right)}{2,29.E.10^6}, kW. \qquad (21.22)$$

Тази формула дава малко завишени резултати спрямо емперичните формули свързващи мощността с масовата производителност. При тях мощноста на двигателя се определя от производителността и едрината на постъпващия и готов продукт.

Необходимата мощност на трошачките на фирма „Алис-Чалмър“ например се определя съгласно хипотезата на Бонд с помоща на индексът на Бонд. Той представлява относителната енергопоглъщаемост на рудите и е определен на базата на резултати от експерименти. Тогава изразходваната енергия за разтрошаване на един тон руда ще бъде :

$$W = k_{CT}\left(\frac{10w_i}{\sqrt{d_t}} - \frac{10w_i}{\sqrt{D_t}}\right), kWh/t. \qquad (21.23)$$

Където: w_i е индексът на бонд , kWh/t

d_t -размерите на квадратните отвори на ситото през което преминават 80% от готовия продукт, m;

D_i - размерите на квадратните отвори на ситото през което преминават 80% от постъпващия в трошачката продукт, m;

k_{CT} - коефициент отчитащ стадия на трошене. За едро трошене $k_{CT} = 0,75$.

Някои стойности на индексът на Бонд са показани в таблица 21.4.

Таблица 21.4. Индекс на Бонд за някои минерали, kWh/t

Минерал	*Стойност*	*Средна стойност*
Варовик	6–18	12
Гранит	9–25	17
Диабаз	11–27	12
Кварцит	6–28	17
Базалт	12–40	25

Тогава мощността за трошене е:

$$N_{ДВ} = \frac{W.Q}{1000.\eta_M}, kW. \qquad (21.24)$$

Където $\eta_M = 0,85 - 0,88$ е механичният КПД на задвижването на трошачката.

Ако не ни е известна производителността на трошачката, то мощността на двигателя може да се определи приблизително по геометричните размери на трошачната камера по формулите:

- за едро трошене $N_{ДВ} = 50BL, kW$;

-са средно трошене $N_{ДВ} = (67 - 100)BL, kW$;

- за ситно трошене $N_{ДВ} = 167BL, kW$;

където L е дължината на приемния отвор на трошачката, m.

Следващата група формули по които може да бъде определена мощността на двигателя на трошачката са тези които включват силите на трошене. Такава формула е предложена от Олевски:

$$N_{ДВ} = \frac{P_{TP}.s_1.n}{10,2.\eta_M}, kW \ ; \qquad (21.25)$$

Където: P_{TP}, kN е силата на трошене;

s_1 ходът на челюстта в приложната точка на тази сила, m;

n, s^{-1} - честотата на въртене на ексцентриковия вал.

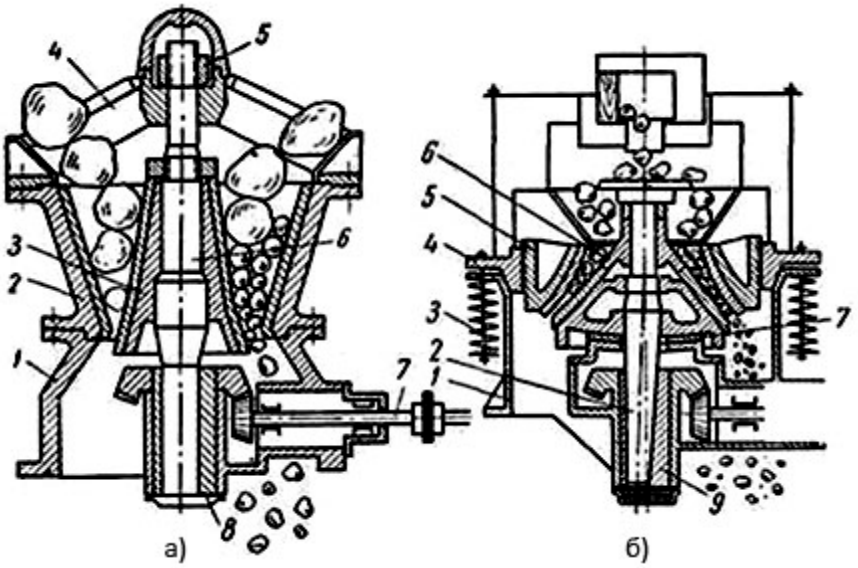
21.3. КОНУСНИ ТРОШАЧКИ.

1. Принцип на действие и описание на конструкциите на конусните трошачки.

Конусните трошачки се използват за едро (Фиг. 21.11а), средно и ситно трошене (Фиг. 21.11б). Трошенето се осъществява чрез смачкване, стриване и отчасти чрез огъване в пространството между два ексцентрично разположени конуса – неподвижен-външен, разположен в корпуса и подвижен, монтиран на вертикален вал, който е лагеруван в ексцентрикова чаша. При въртене на ексцентрика, повърхността на подвижния конус от едната страна се приближава към неподвижния (корпуса), разрушавайки рудните късове, а от другата се отдалечава, обезпечавайки разтоварването на разтрошения продукт.

Конусните трошачки за едро трошене (Фиг.21.12) са с окачен вал на подвижния конус, като в повечето случаи нямат устройство за предпазване от попадане на не трошими предмети. Изключение правят трошачките с хидравлично поддържане на подвижният конус (Фиг.21.13). При тях, валът на

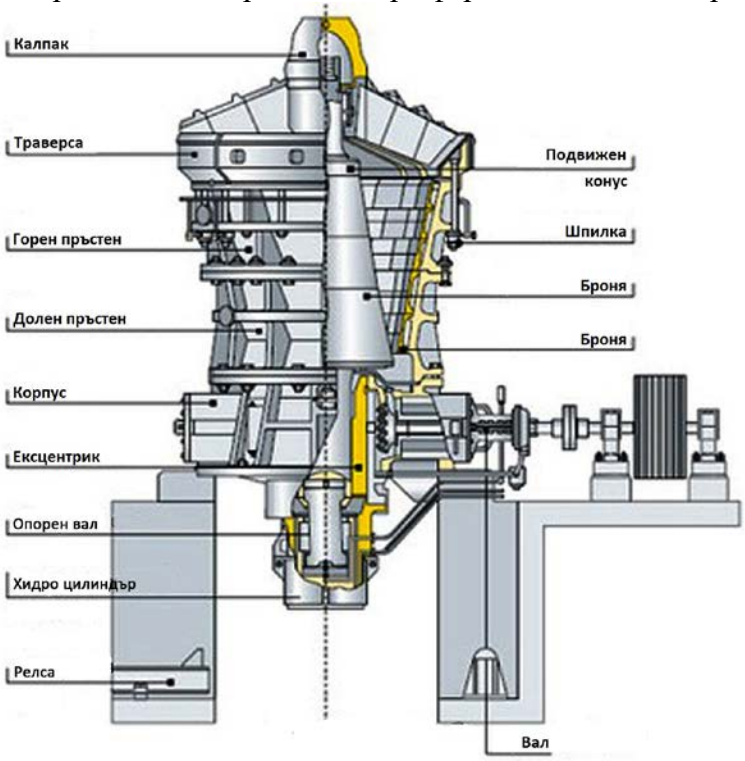
подвижния конус се опира върху бутало, поместено в хидравличен цилиндър. То носи теглото на конуса и вертикалната съставна на силата на трошене. Хоризонталната съставна на силата на трошене се поема от цилиндричните лагери на горната опора и ексцентрика. Чрез изменение на количеството на маслото намиращо се между цилиндъра и буталото се регулира широчината на изпускателния отвор на трошачката.



Фиг.21.11. Конусни трошачки

а) за едро трошене; 1 - корпус; 2 - не подвижен конус; 3 - подвижен конус; 4 - траверса; 5 - лагер; 6 - вал; 7 - вал задвижващ.

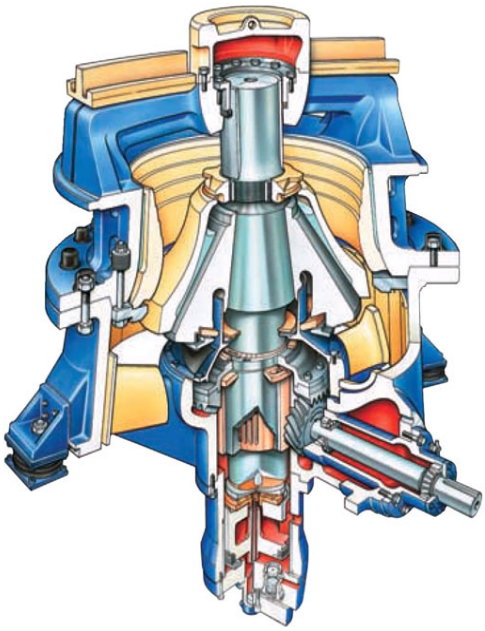
б) за средно и ситно трошене; 1 - корпус; 2 - вал; 3 - пружина; 4 - опорен пръстен; 5 - подвижен конус; 6 - трошачна камера; 7 - лагер сферичен; 9 - ексцентрикова чаша.



Фиг.21.12. Конусна трошачка за едро трошене с механично поддържане на подвижният конус.

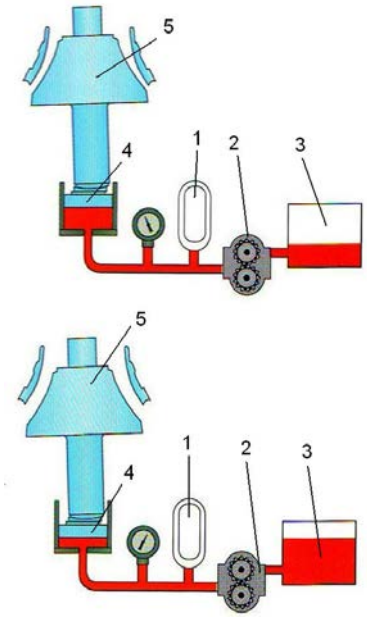
Тя засмуква маслото намиращо се в резервоара и го нагнетява в хидравличния цилиндър 4. Буталото на този цилиндър се премества вертикално нагоре и издига подвижния конус 5, като намалява широчината на изпускателния отвор на трошачката.

При необходимост от увеличаване на широчината на изпускателния отвор на трошачката, маслото в хидравличния цилиндър се премества в резервоара под действие на налягането създадено от теглото на подвижния конус.



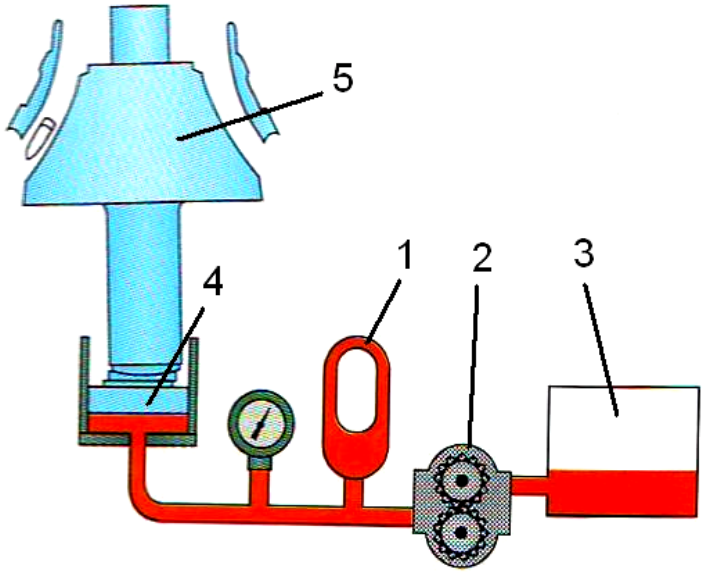
Фиг.21.13. Конусна трошачка с хидравлично поддържане на подвижният конус.

На фиг.21.14 е показан начинът за регулиране на тези трошачки. Когато трябва да се намали широчината на изпускателния отвор на трошачката, се пуска помпата 2, потопена в резервоар 3.



Фиг. 21.14. Регулиране на конусна трошачка с хидравлично поддържане на подвижния конус

При регулиране на трошачката хидравлично- пневматичният акумулатор 1 не е свързан с хидравличната система. Той представлява метален балон в който, се поставя еластичен напълнен с инертен газ или азот под налягане и се използва за предпазване на трошачката. На фиг.21.15 е показан начинът на предпазване на трошачката при попадане на не трошим предмет. Когато в трошачната камера попадне не трошим предмет, вертикалната съставна на силата на трошене нараства многократно. Това води до повишаване на налягането на маслото в хидравличния цилиндър 4 свързан с хидравлично – пневматичния акумулатор 1. В този момент налягането на маслото надвишава това на газа, той се свива в горната част на акумулатора и част от маслото се премества в хидравлично пневматичния акумулатор. Това довежда до преместване на подвижният конус вертикално по посока на ексцентрика и до увеличаване на широчината на изпускателният отвор на трошачката и нетрошимият предмет изпада от трошачното пространство. След това хидравлично- пневматичният акумулатор възстановява положението на подвижният конус. При работа помпата 2 и резервоарът 3 не са свързани с хидравличната система на трошачката.



Фиг.21.15. Предпазване на конусна трошачка с хидравлично поддържане на подвижния конус

Ъгълът на захващане на конусните трошачки за едро трошене е малко по-голям в сравнение с челюстните и е $23-25^0$. Това съответства на коефициент на триене 0,2-0,25. При по-голям ъгъл на захващане скалните късове биват изхвърлени вертикално от трошачката. Обикновено ъгълът на наклона на образувателната на неподвижния конус спрямо вертикалната ос е $\alpha = 17^0 10'$, а за подвижния $\alpha = 9^0 5'$. Захващането на рудата се обезпечава от ъгъл на триене $\varphi = 13^0 25'$.

Ходът на подвижния конус е прието да се отчита в плоскостта на изпускателният отвор на трошачката. Стойността му е равна на два ексцентрицитета. Ексцентрецитетът на конусните трошачки за едро трошене не надвишава 21mm. При това той се увеличава от горе на долу, а широчината на

работното пространство намалява. Във връзка с това лимитиращ се оказва ексцентрицитета в горната част на трошачната камера. Той се приема $e = 0,005D_{MAX}$, където D_{MAX}, mm е максималният размер на постъпващите в трошачката късове.

Конусните трошачки за средно и ситно трошене се различават по профила на трошачната камера имащ паралелна зона и размерите на входящия и изпускателен отвор. Трошачките за ситно трошене имат от 1,5 до 2 пъти по голяма дължина на паралелната зона от тези за средно трошене.

При тези трошачки подвижният конус се люлее спрямо вертикалната ос на ъгъл от порядъка от 2^o до $2,5^o$. Те имат конзолно лагеруване на подвижният конус.

Конусните трошачки за едро трошене имат механично или хидравлично регулиране на широчината на изпускателния си отвор. Трошачките с механично регулиране (Фиг. 21.12) имат твърдо окачване на подвижния конус. Той може да се премества в осево направление в резултат на което се изменя широчината на изпускателния отвор.

На фиг.21.16 е показана конусна трошачка с конзолно лагеруван подвижен конус, а на фиг.21.17 е показана конусна трошачка за ситно трошене също с конзолно лагеруван подвижен конус. Материалът постъпва в приемния питател 6 на трошачката, след което пада върху разпределителната чиния 7, закрепена към вала 5 на подвижния конус 15. При движението на конуса неподвижно закрепената към него чиния разпределя равномерно материала в пръстеновидното трошачно пространство, образувано от облицовките 3 и 4 на подвижния и неподвижния конус.

Ексцентрикът 9 е лагеруван в цилиндричната втулка 18, за пресована към централната чаша на корпуса. Теглото на ексцентрика заедно със заклиненото към него зъбно колело 13 се поема от петовия плъзгащ лагер 16, състоящ се от бронзови и стоманени втулки.

Подвижният конус е монтиран неподвижно към вала 5, чийто долен край чрез конусен плъзгащ лагер е лагеруван в ексцентрика. Като втора опора на подвижния конус служи сферичният лагер 16, центърът на който определя точката на люлеене на конуса.

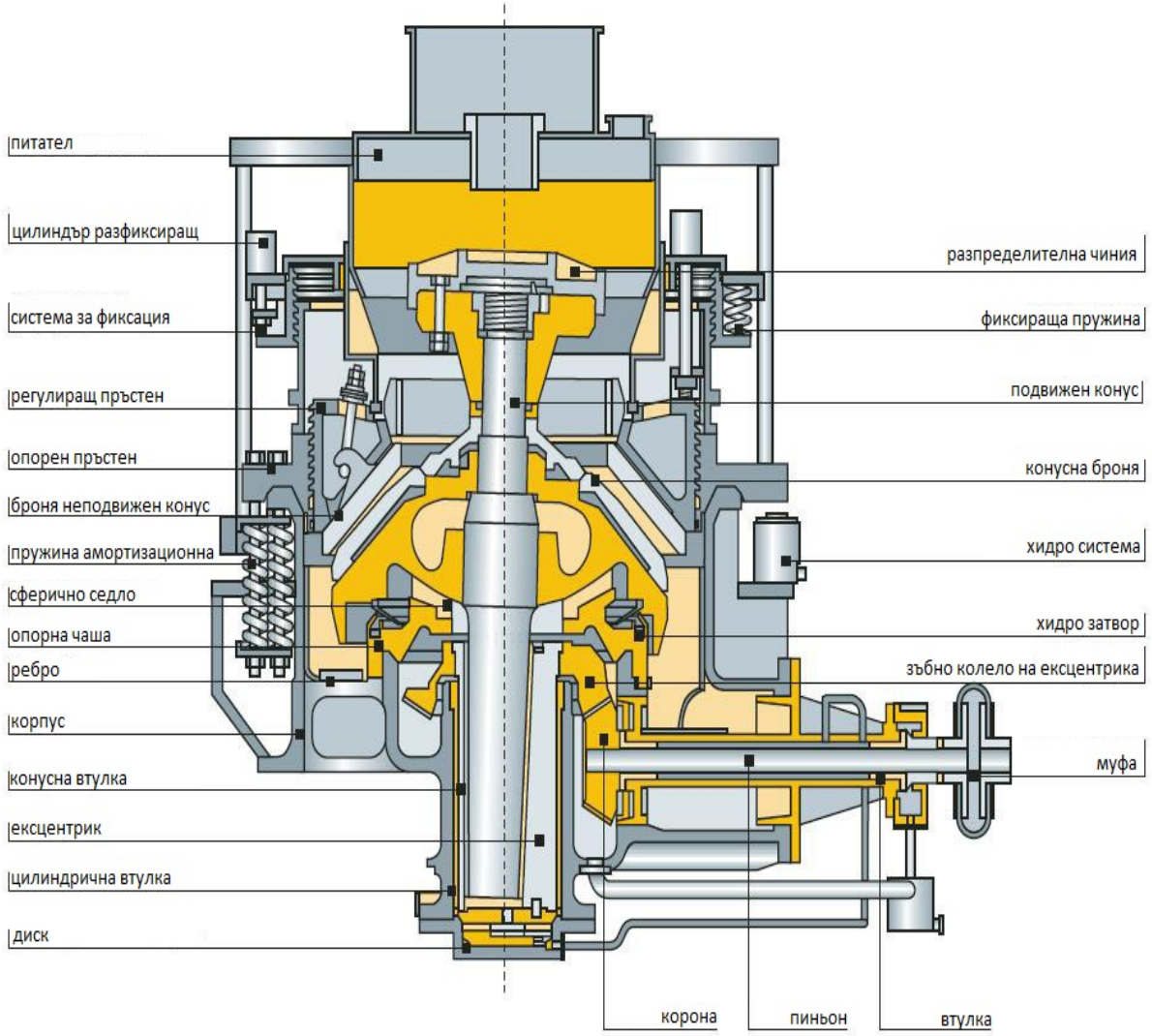
Върху горната част на корпуса на трошачката е монтиран опорният пръстен 22 захванат към корпуса посредством болтовете 23 и амортизационните пружини 24. Опорният пръстен има вътрешна трапецовидна резба, в която се навива регулируемият пръстен (неподвижният конус) 3, захванат към кожух с болтовете. Регулирането на изпускателния отвор на трошачката се осъществява чрез вертикално преместване на неподвижния конус по резбата на опорния пръстен.

За предпазване на лагерите на конуса и зъбната предавка от замърсяване между подвижния конус 4 и опорната чаша 15 е вграден хидравличен затвор (уплътнение).

В хидравличния затвор чрез тръбопровода 2 (в зависимост от местните условия) се подава вода или отработено масло.

Течността запълва ваната 25 на опорната чаша 28 до определено ниво, зададено от прага 27, през който прелива и се събира в канавка, откъдето през

тръбата се изхвърля в канализацията или в специален съд за утаяване. Във ваната е потопен преградният пръстен 26 на подвижния конус 4, който отделя запрашената зона от вътрешната част на трошачката. Прахоотражателният пръстен е монтиран на разстояние 1-2mm от преградния пръстен, ограничавайки по такъв начин в максимална степен количеството прах, проникващо до течността в хидравличния затвор.



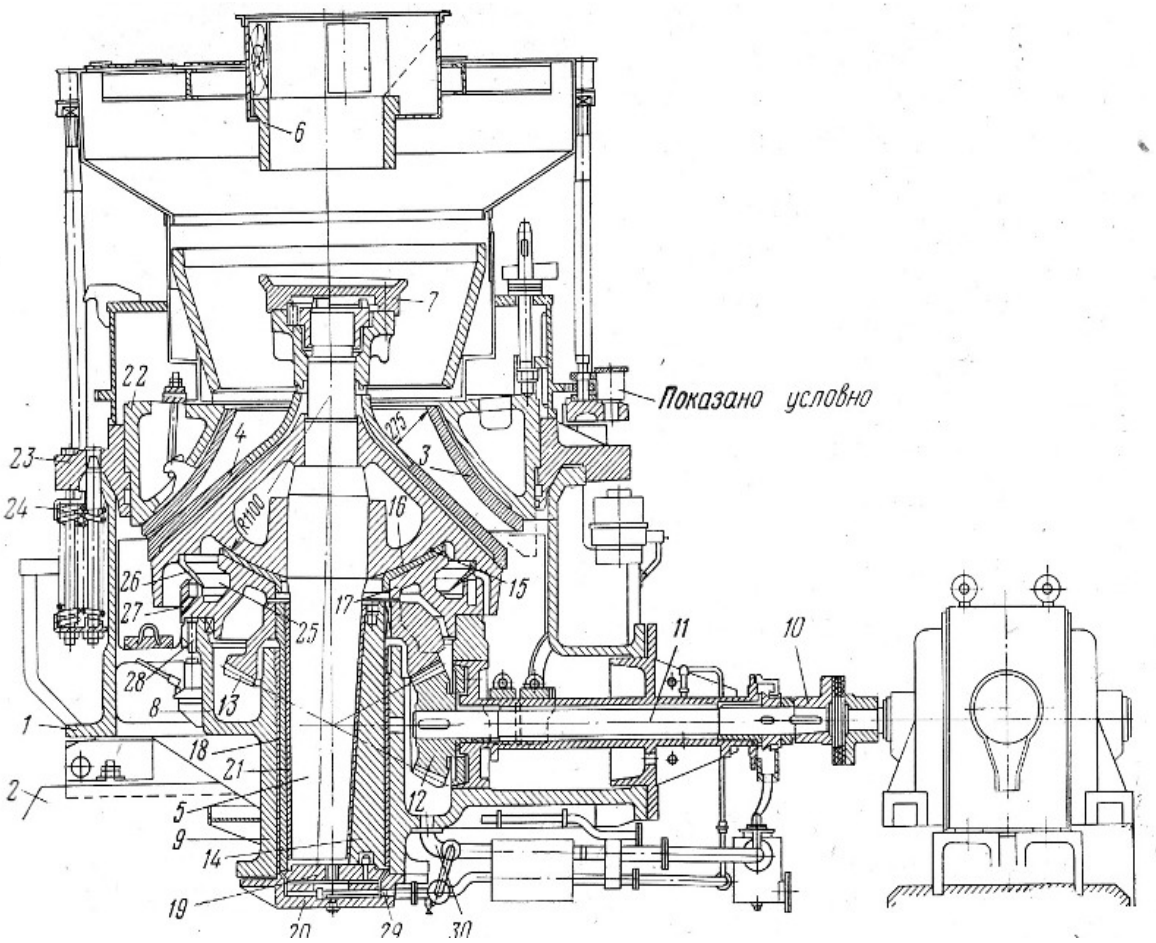
Фиг. 21.16. Конусна трошачка с конзолно лагеруван подвижен конус

При попадането на не трошим предмет в трошачното пространство неподвижният конус 3 заедно с опорния пръстен се повдига, свивайки пружините 23. След изпадането на нетрошимия предмет от трошачката опорният пръстен се връща обратно под действие на пружинните амортизатори.

Предпазните устройства на конусните трошачки за средно и дребно трошене могат да бъдат монтирани в неподвижния или подвижния конус на трошачката. Най-разпространена е пружинната амортизация на неподвижния конус. Тя се състои от комплект пружини, които се разполагат по периферията на трошачката, като притискат неподвижния конус към корпуса. В един комплект се монтират четири или повече пружини, които се стягат

предварително с болтове, в резултат на това се определя максималната сила на трошене, развивана от трошачката.

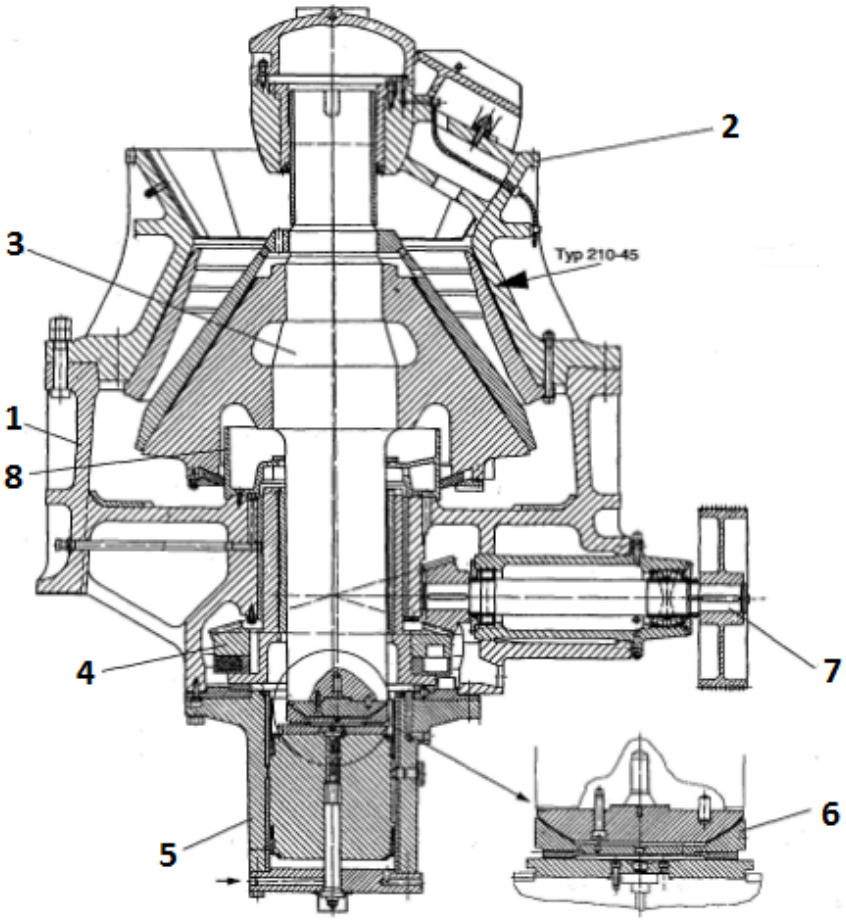
Освен описаните конусни трошачки, в практиката са намерили ограничено приложение и така наречените ексцентрикови конусни трошачки. При тях ексцентрецитетът е вграден в подвижния конус и това позволява да се получи постоянен ексцентрецитет по цялата дължина на конуса. Оста на подвижния конус на тези трошачки, описва цилиндрична повърхнина и всички негови точки имат постоянен ход по цялата височина на трошачната камера.



Фиг.21.17. Конусна трошачка за средно и ситно трошене.

Ограничената товароносимост на лагерите на ексцентрика и невъзможността да бъде осигурено ефективно мазане на детайлите на тези трошачки от една страна, и невъзможността за преместване на подвижния конус, което изключва възможността за регулиране от друга, предопределят ограниченото използване на тези машини за трошене на средно твърди варовици.

Някои конусни трошачки са средно и ситно трошене са с окачен вал на подвижния конус. Такава е показаната на фиг.21.18 конусна трошачка за средно трошене с двустранно лагеруван подвижен конус тип "KUBRIA", произведена от фирма „KRUP“ - Германия и намерила приложение в мобилни трошачно пресевни инсталации на фирма „HITACHI“- Япония.



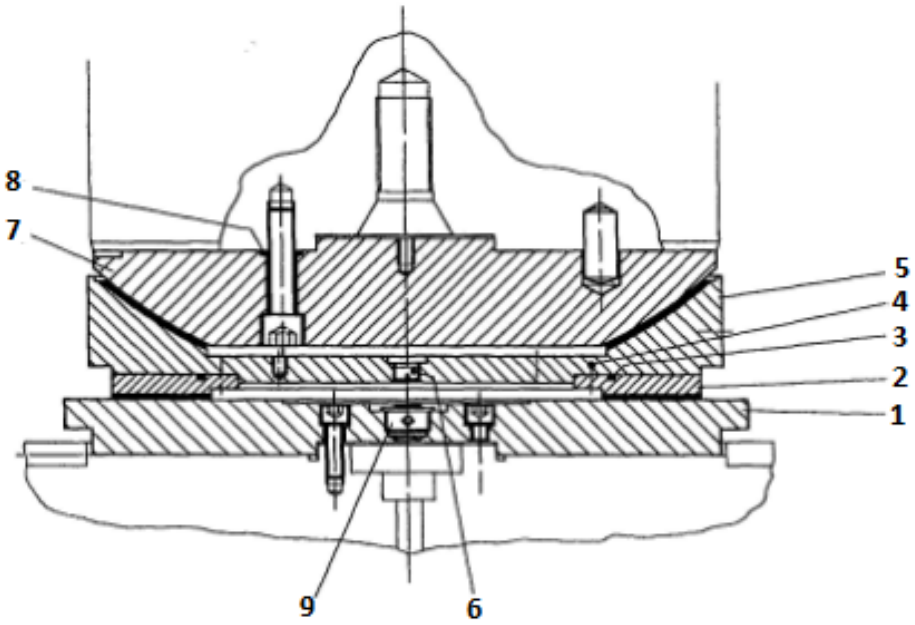
Фиг.21.18. Конусна трошачка тип "KUBRIA" 210/35

Формата на трошачната камера е изградена от конуси с нестръмни образуващи и с паралелна зона за калибриране на разтрошеният продукт. Материалът постъпва и преминава през трошачната камера, образувана между подвижния 3 и неподвижния конус 2 под действие на собственото му тегло. Задвижването на подвижния конус се осъществява от ексцентрика 9 чрез конусна зъбна предавка 4, входящия вал 7 и клиноремъчна шайба 10. Високонапорният хидравличен цилиндър 5 чрез буталото 11 поддържа теглото на подвижния конус и вертикалната компонента на силата на трошене. Самонагаждащият се хидростатичен лагер 6 предава вертикалната реакция от подвижния конус 3 на опорното бутало 11 и осигурява кинематична свобода и определеност на движението на подвижния конус.

Основно предимство на този тип лагери е голямата им носеща способност при осигурено течно триене в широк скоростен диапазон и при нулева скорост.

Лагерният възел на трошачката е показан на фиг.21.19.

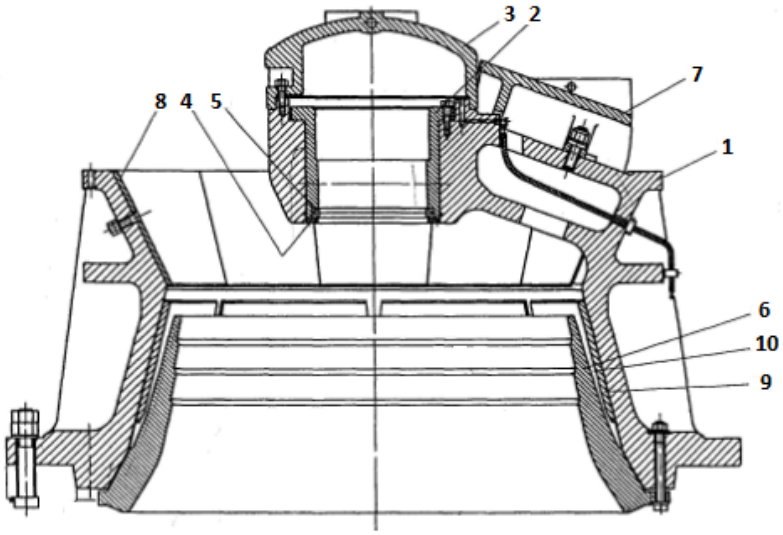
Теглото на подвижния конус и вертикалната съставна на силата на трошене се предават от вала на подвижния конус 4 на сферичната шайба 7, а от нея през свободния сферичен пръстен 3 на лагерната опора 1, закрепена неподвижно към буталото 5 на хидравличния подпорен цилиндър.



Фиг.21.19. Хидростатичен опорен лагер

Двете лагерни повърхнини на хидростатичния самонагаждащ се лагер, формирани съответно между сферичната шайба 7, свободния сферичен пръстен 3 и неподвижната лагерна опора 1,са показани с надебелена контурна линия. Маслото под високо налягане прониква в обемите **а** и **б** през вентила 8 и дросела 6, преминавайки през плоскостта и сферичната хлабина на аксиалния лагер, осигурява необходимите условия за хидростатично мазане. Поддържането на постоянен дебит на маслото през вентила 8 позволява уравновесяването на динамичната аксиална сила P_y при съответно реципрочно изменение на хлабината δ между лагерните повърхнини на лагера.

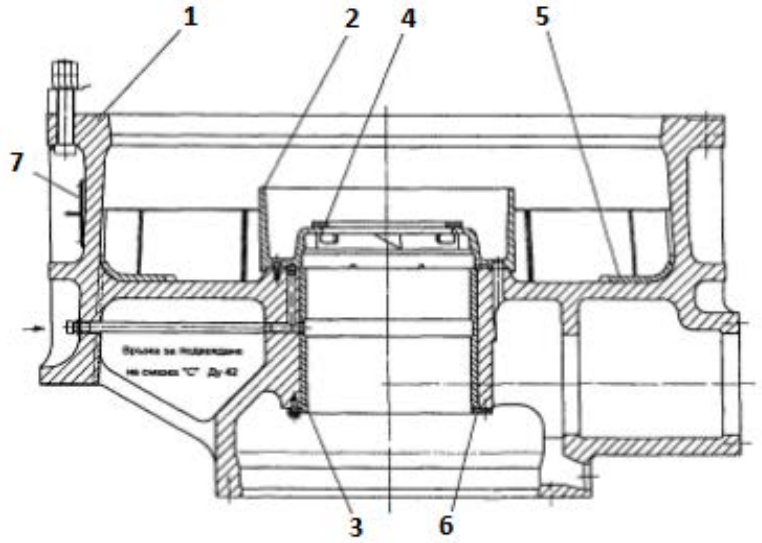
На фиг.21.20 е показана траверсата и подвижния конус на трошачката.



Фиг.21.20. Траверса на трошачката

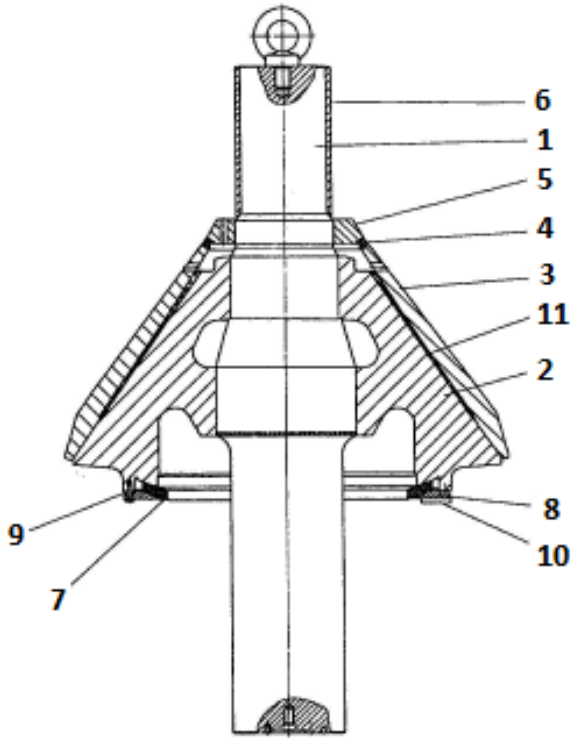
1 – корпус; 2 – втулка обхождаща; 3 – калпак; 4,5 – уплътнителен пръстен; 6 - трошачен пръстен; 7 – рама; 8 – износващи ламарини; 9 – пълнежен сегмент; 10 - маса

На фиг.21.21 е показана долната част на трошачката. Тя се състои от корпус 1 в който е монтиран уплътнителя 2, работната втулка 3 на която, лагерува ексцентрика, маслоуловителният пръстен 4 и ограничителният пръстен 6. На корпуса са монтирани износващите защитни ламарини 8 и капаци 5, както и капаците за обслужване 7.



Фиг.21.21. Долна част на трошачката

На фиг.21.22 е показан подвижния конус на трошачката, който се състои от вал 1 с запресован в горещо състояние конус 2, облицовка 3, гайка с халка 5 и междинен пръстен 4, втулка 6, уплътнителен пръстен към уплътнителен корпус 7 на прахозащитно уплътнение с фланец 8, шайби 9, стъргало 10 и заливка 11.

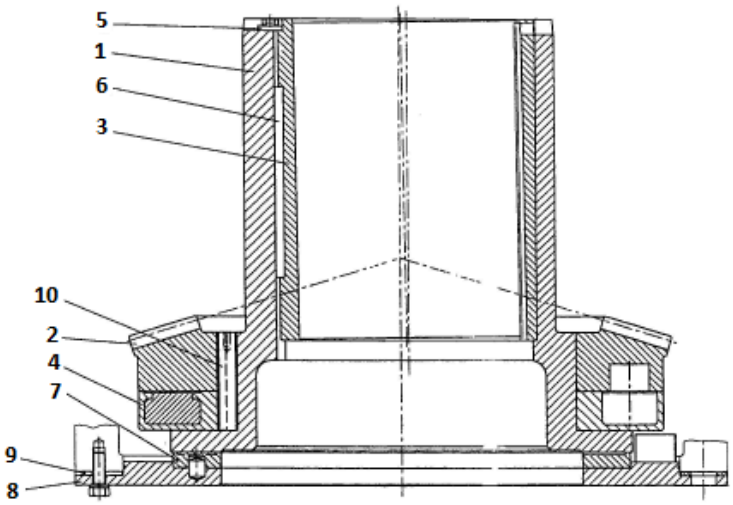


Фиг.21.22. Подвижен конус

Трошачния конус (облицовката) се държи на конуса с помощта на гайка с халка и на промеждутачен пръстен, като свободното пространство се залива със специална маса за заливане. Уплътнителният пръстен към уплътнителния корпус се държи от един завинтен към конуса уплътняващ фланец. Горната част на вала е защитена от износваща втулка.

На фиг.21.23 е показан ексцентрика на трошачката чрез който, се осъществява кръговото махообразно движение на вала на трошачката. Той се състои от ексцентрикова втулка 1 в която е поставена посредством шпонката 6 - вложката 3, плочата 5, аксиалния лагерен пръстен 7. На втулката посредством шпонката 10 е монтирано зъбното колело 2 и балансиращия пръстен 4. На дъното 8 е разположена дистанционната пластина 9.

На фиг.21.24 е показан междинния задвижващ вал на трошачката. Чрез междинния вал 2 се превежда в движение ексцентриковият лагерен възел на вала на трошачката. На междинния вал е монтирано посредством шпонката 13 - зъбно колело 1 и той е лагеруван в корпуса на ролкови лагери 7,8, които се смазват при напълване на корпуса със гъста смазка. Валът получава въртящ момент посредством ремъчна шайба 6, която е свързана с него посредством шпонка 13.



Фиг.21.23. Ексцентрик

Диаграмата на допиране на профила на зъбното колело от междинния вал и на конусното колело 2 от ексцентрика на трошачката (Фиг.21.24), може да се настройва хоризонтално чрез изменение на дебелината на комплекта пасващи шайби 17 между фланеца на корпуса на задвижването и отвора на междинния вал.

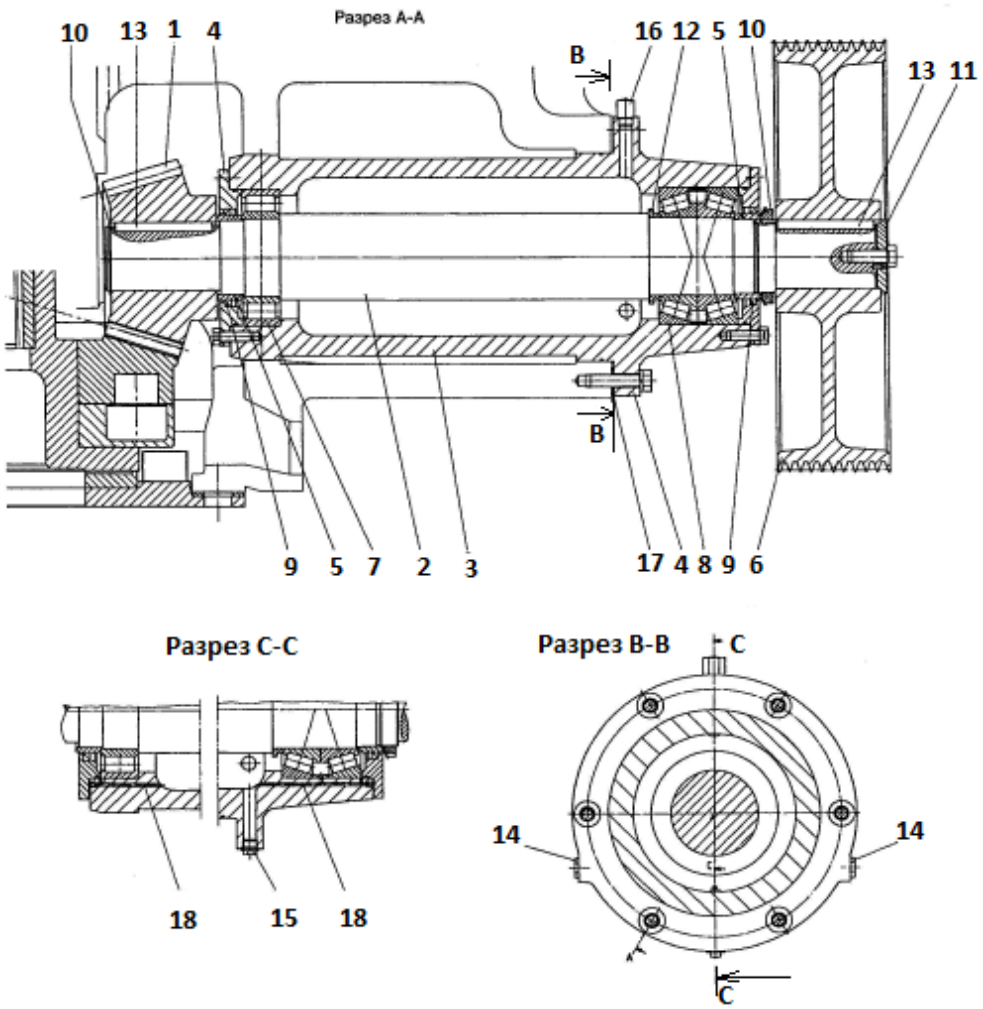
На фигурата са означени още следните елементи: 5 – дистанционни гилзи, 7 – ролков лагер с цилиндрични ролки, 3 – вал, 18 – канали за смазка, 9 – семеринги, 10 - предпазен пръстен, 11 –капак, 12 – изтеглящ пръстен, 14 – нивомерни стъкла за смазка, 15 – маслоизпускателен болт, 16 – вентилаторен филтър, 19 – гайка с канали за ключа и осигурителна шайба.

В сравнение с челюстните, конусните трошачки имат следните предимства:

- по-малък разход на енергия, защото трошенето става освен чрез смачкване но и отчасти чрез огъване;

- по-голяма производителност, по – спокоен ход, липса на динамично натоварване, непрекъснат процес на трошене през целия ход на ексцентрика;
- възможност на пускане на трошачката под товар.

Недостатъците на конусните трошачки са:
- относителна сложност на конструкциите;
- по-тежък ремонт;
- неприложимост при трошенето на влажни вискозни материали.



Фиг.21.24. Задвижване на трошачката

2. Параметри на механичният и технологичен режим на конусните трошачки за едро трошене.

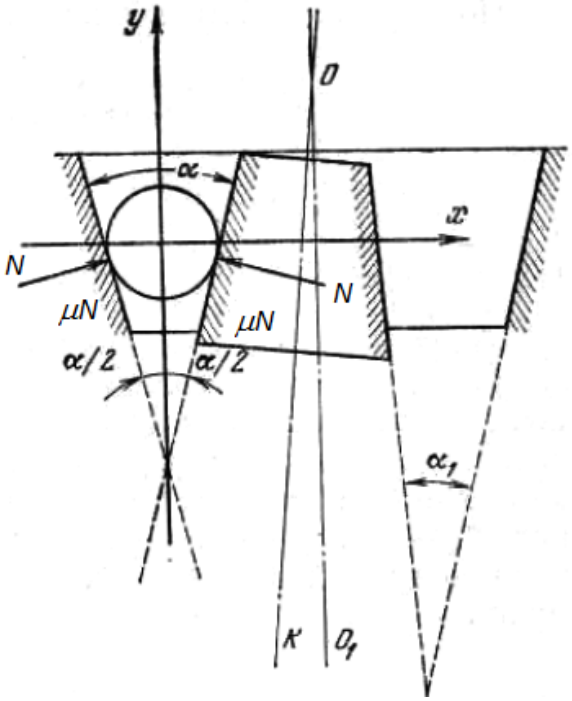
Ъгъл на захващане

Ъгълът на захващане при конусните трошачки с праволинеен профил е ъгълът, който сключват по между си образувателните на двата конуса (Фиг.21.25).

Стойността на този ъгъл се изменя от α в местата на сближаване на двата конуса до α_1 в диаметрално противоположната точка, където подвижният конус се е отдалечил от не подвижния. Незначителната разлика между α и α_1 се

пренебрегва, защото няма практическо значение и за ъгъл на захващане се приема ъгъл α.

Условието за равновесие на рудните късове в трошачната камера на конусните трошачки е аналогично на това при челюстните трошачки. Това позволява да се използват изводите направени преди това и отнасящи се за челюстните трошачки за конусните трошачки за едро трошене. В такъв случай, ъгълът на захващане на конусните трошачки за едро трошене не бива да надвишава два пъти ъгълът на триене $\alpha < 2\varphi$. Практически в тези трошачки ъгълът на захващане е от 24 до $28^{0.}$



Фиг.21.25. Ъгъл на захващане на конусни трошачки за едро трошене

Честота на въртене на ексцентриковата чаша

Оптималната стойност на честотата на въртене на ексцентриковата чаша е тази, при която се достига максимална производителност на трошачката и тя е равна на честотата на люлеене на подвижният конус. Аналогично както при челюстните трошачки, това е тази честота, при която времето на половин оборот на ексцентрика съвпада с времето за свободно падане на разтрошените рудни късове от хоризонта A_1N_1 (Фиг. 21.26) до нивото на изпускателният отвор на трошачката AN отдалечени от височина h.

От една страна, времето t за половин оборот на ексцентриковата чаша е :

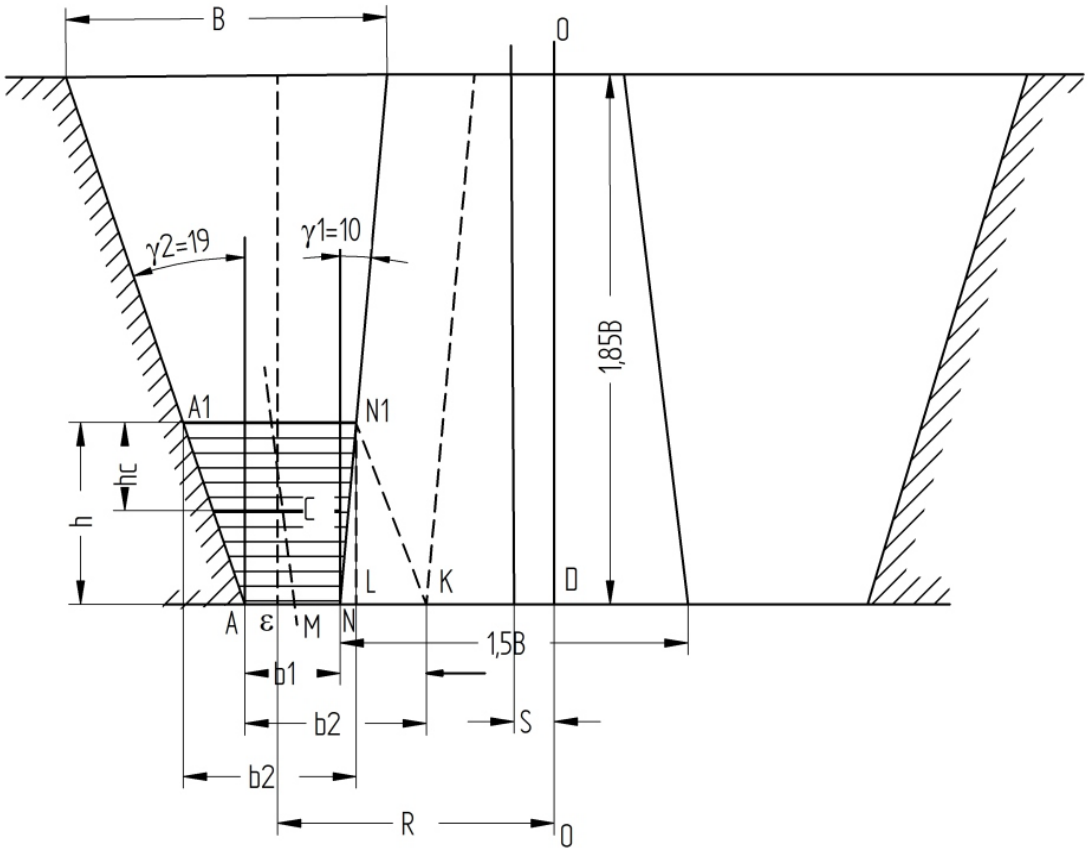
$$t = \frac{1}{2}.\frac{60}{n} = \frac{30}{n}, s. \qquad (21.26)$$

Където n е честотата на въртене на ексцентриковия вал, $\min^{-1}$;

Имайки в предвид закона за свободно падане на телата то за изминатия път h може да се напише:

$$h = \frac{1}{2}gt^2, \text{ откъдето следва, че } t = \sqrt{\frac{2h}{g}}, \qquad (21.27)$$

където g е земното ускорение , m/s^2.



Фиг.21.26. Разтоварване на разтроеният продукт от конусна трошачка за едро трошене, при оптимална честота на въртене на ексцентриковата и чаша

Изравнявайки равните части на (21.26) и (21.27) за n се получава:

$$n = 30\sqrt{\frac{g}{2h}}, \min^{-1}. \qquad (21.28)$$

Височината h се намира чрез геометрични съотношения. Определя се и се нанася местоположението на точка K, което заема точка N от повърхността на подвижния конус, когато той се отдалечи максимално от неподвижният, отсечка KN_1 е успоредна на AA_1 и се определя плоскостта A_1N_1 на която рудните късове са с такива размери, че могат да изпадат от изпускателният отвор на трошачката.

От триъгълника NN_1K се получава:

$$h = N_1L = \frac{NL}{tg\gamma_1} = \frac{KL}{tg\gamma_2}, m.$$

Където γ_1 и γ_2 са ъглите, които сключват образуващите повърхнини на двата конуса спрямо вертикалната ос.

От свойствата на правоъгълните триъгълници може да се напише:

$$h = \frac{NL + KL}{tg\gamma_1 + tg\gamma_2} = \frac{s}{tg\gamma_1 + tg\gamma_2}.$$
$$n = 30\sqrt{\frac{g\left(tg\gamma_1 + tg\gamma_2\right)}{2s}}, \min^{-1}; \qquad (21.29)$$

Където s е ходът на подвижния конус на нивото на изпускателният отвор на трошачката и е равен на два пъти експентрицитета e,m.

Конусните трошачки за едро трошене имат обороти на експентрика близо два пъти по-малки от тези получени чрез (21.29). Това отклонение се обяснява с това, че във формулата не участват различните съпротивления, които забавят материала при разтоварването му от трошачката. За практически пресмятания, честотата на въртене на експентриковата чаша може да се определи по формулата:

$$n = 15\sqrt{\frac{g\left(tg\gamma_1 + tg\gamma_2\right)}{2s}}, \min^{-1}. \qquad (21.30)$$

Промишлените изпитания показват, че с увеличаването на честотата на въртене на експентрика (в определени граници), производителността на трошачките расте, очевидно въздействайки на скоростта на движение на материала в трошачната камера. По тази причина, при проектирането на тези трошачки, честотата на експентрика се избира от условието да се обезпечи надеждна работа на лагерният възел на експентриковата чаша, а така също отчитайки уравновесяването на трошачката върху фундаментът.

Съвременните конусни трошачки за едро трошене имат експентрицитет на нивото на изпускателният отвор от 13 до $25mm$ в зависимост от размера на трошачката. Трошачки от един типоразмер могат да имат различни експентрецитети. Анализът на конструктивните размери на трошачките показва, че средният ход на конуса на нивото на изпускателният отвор на трошачката, може да бъде свързан с широчината на приемният отвор B, приблизително със зависимостта $s = 0,02B + 0,01.$

Заместайки тази зависимост в (21.30) и отчитайки най-често използваните ъгли на конусите при тези трошачки, за честотата на люлеене на подвижният конус се получава:

$$n = 15\sqrt{\frac{9,81\left(tg10^0 + tg19^0\right)}{2\left(0,02B + 0,01\right)}} = \frac{240}{\sqrt{2B+1}}, \min^{-1}. \qquad (21.31)$$

Производителност

За да бъде определена производителността е необходимо да бъде определен обемът V на разтрошеният продукт изпадащ от трошачката за един оборот на експентриковата чаша (Фиг.21.26). Късовете, които се намират над плоскостта на A_1N_1, не напускат трошачната камера защото диаметърът им е по-голям от широчината на изпускателния отвор на трошачката. За един оборот на

ексцентриковата чаша, от трошачната камера изпада продукт разположен в обема на пръстен с трапецовидно сечение AA_1N_1N. Този пръстен представлява се получава при въртенето на трапеца AA_1N_1N по окръжност с център оста OO_1. Обемът на такова тяло е равен на произведението на площта на фигурата по дължината на окръжността, която описва центърът на тежестта на тялото.

$$V = F.2\pi R. \tag{21.32}$$

Където: F е площта на трапеца AA_1N_1N, m^2;

R - разстоянието от оста на въртене OO_1 до центъра на тежестта на трапеца, който е разположен на линията минаваща през средата на основата на трапеца и от стояща на разстояние h_C от голямата основа.

От теоретичната механика е известно:

$$h_C = \frac{1}{3}.\frac{h\left(b_2 + 2b_1\right)}{b_2 + b_1}. \tag{21.33}$$

Където b_2 е максималната широчина на изпускателния отвор, а b_1 е минималната широчина на изпускателния отвор на трошачката, m.

От Фиг. 21.26 е видно:

$$F = \frac{NA + N_1A_1}{2}h = \frac{b_2 + b_1}{2}.\frac{s}{tg\gamma_1 + tg\gamma_2}. \tag{21.34}$$

Заместваики дясната част на тази зависимост в (21.32) се получава:

$$V = \frac{b_2 + b_1}{2}.\frac{s}{tg\gamma_1 + tg\gamma_2}.2\pi R, m^3. \tag{21.35}$$

Възползвайки се от преведените в предишните точки, съотношения между основните размери на трошачната камера при трошачките за едро трошене, спрямо широчината B на приемния отвор на трошачката (Фиг.21.26) и формула 21.34, то се получава:

$$F = 0,0056B^2 + 0,0026B - 0,0001, m; R = 0,83B, m.$$

Заместваики стойностите на F и R в (21.32) се получава:

$$V = \left(0,0056B^2 + 0,0026B - 0,0001\right).2.3,14.0,83B;$$

$$V = 0,0292B^3 + 0,0136B^2 - 0,0005B, m^3.$$

Умножавайки този обем по оптималната честота на въртене на ексцентрика дава възможност да се получи обемната производителност на трошачката:

$$\begin{aligned} Q_V &= 60nV = 60\frac{240}{\sqrt{2B+1}}\left(0,0292B^3 + 0,0136B^2 - 0,0005B\right), \\ Q_V &= \frac{420,5B^3 + 195,8B^2 - 7,2B}{\sqrt{2B+1}}, m^3 / h. \end{aligned} \tag{21.36}$$

Масовата производителност се изчислява по формулата:

$$Q = k_P.\rho.Q_V = k_P.\rho\frac{420,5B^3 + 195,8B^2 - 7,2B}{\sqrt{2B+1}}, t / h; \tag{21.37}$$

Където: k_P е коефициент на разбухване на рудата;

$\rho, t/m^3$ - плътност на рудата.

В приближен вид формулата може да се запише:

$$Q = 210.k_P.\rho.B^2\sqrt{2B+1}, t/h. \quad (21.38)$$

Тези формули дават резултати различни от тези на фирмите производителки на трошачно оборудване. Може да се предположи, че фирмените данни са на база не напълно разтрошен продукт, а на база пропускателна възможност, включваща в производителността и ситнежа преминаващ през трошачката без трошене. Изводът, който може да се направи е, че производителността на трошачката зависи право пропорционално от хода на подвижният конус и от широчината на приемния и отвор. Всеки типоразмер конусна трошачка за едро трошене може да бъде проектирана с различен ексцентрицитет, но неговата стойност трябва да бъде съгласувана с широчината на приемния отвор на машината.

Мощност на двигателя

Мощността на двигателя на конусните трошачки за едро трошене може да бъде определена по много различни известни зависимости. Една от тях е тази отчитаща хипотезата на Бонд:

$$N_{ДВ} = \frac{k_{CT}.w_i.Q}{100.\eta_M\sqrt{D_i}}\left[\sqrt{\frac{D_i}{d_i}} - 1\right], kW; \quad (21.39)$$

Където: w_i е индексът на бонд за рудата, kWh/t

$d_t = b$-размерите на квадратните отвори на ситото през което преминават 80% от готовия продукт, m;

$D_i = 0,85B$ - размерите на квадратните отвори на ситото през което преминават 80% от постъпващия в трошачката продукт, m;

k_{CT} - коефициент отчитащ стадия на трошене. За едро трошене $k_{CT} = 0,75$.

$\eta_M = 0,7 - 0,85$ е механичният КПД на задвижването на трошачката.

$Q, t/h$ - масовата производителност на трошачката.

Мощността на двигателя на конусните трошачки за едро трошене със стръмни конуси може да се определи по емпирични формули получени след експерименти. Такава е формулата:

$$N_{ДВ} \approx 36D^2.e.n, kW; \quad (21.40)$$

Където: D, m е диаметърът на конуса;

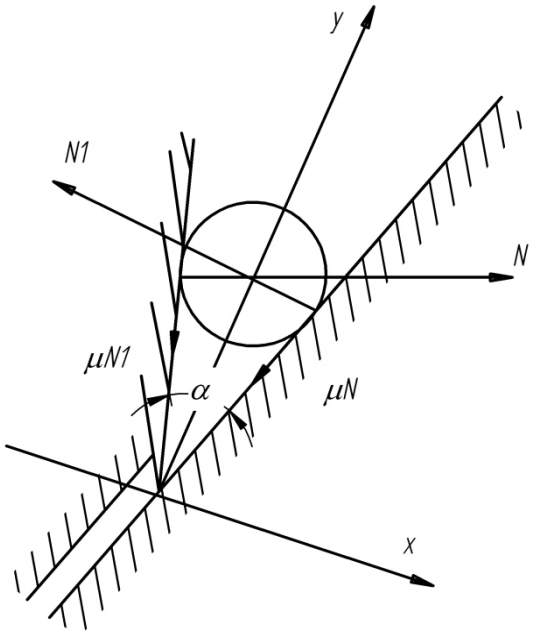
e, m - ексцентрецитетът на трошачката;

$n, \min^{-1}$ - честотата на въртене на ексцентриковата чаша.

2. Параметри на механичният и технологичен режим на конусните трошачки за средно и ситно трошене.

Ъгъл на захващане

Ъгълът на захващане α при конусните трошачки за средно и ситно трошене е ъгълът, който сключват по между си образователните на двата конуса в горната им част над паралелната зона в моментът на най-голямо приближаване (Фиг.21.27).



Фиг.21.27. Ъгъл на захващане на конусни трошачки за средно и ситно трошене

Условието за равновесие на скалния къс попаднал в работното пространство е аналогично, както при челюстните трошачки. Ъгълът на захващане α от данните за тези трошачки трябва да е два пъти по-малък от ъгълът на триене. Практически той е около 18^0.

Честота на въртене на ексцентрика

Конусните трошачки за средно и ситно трошене имат паралелна зона с дължина l и широчина s. Създаването на тази зона има за цел получаването на еднороден продукт с размери не превишаващи широчината на тази зона.

Тази задача може да бъде изпълнена само, ако времето за преминаване на раздробявания продукт през паралелната зона, не е по-малко от времето за един оборот на ексцентриковата чаша. При изпълнение на това условие, всеки руден къс ще бъде смачкан само един път в тази зона (Фиг. 21.28).

Следователно, честотата на въртене на ексцентрика зависи от дължината на паралелната зона и от скоростта на движение на рудните късове през нея.

Движението на материала в работната зона на трошачката може да се разгледа, като процес на вибрационно спускане по наклонена плоскост, допирателна към повърхността на конуса и извършваща хармонични колебания породени от ексцентрика.

Скоростта на преместване по люлееща се образваща повърхнина зависи от честотата на люлеене (честотата на въртене на ексцентрика), амплитудата на люлеене (двойният ексцентрицитет), коефициентът на триене и конфигурацията на неподвижният конус, ограничаващ движението на рудните късове в процеса на трошене.

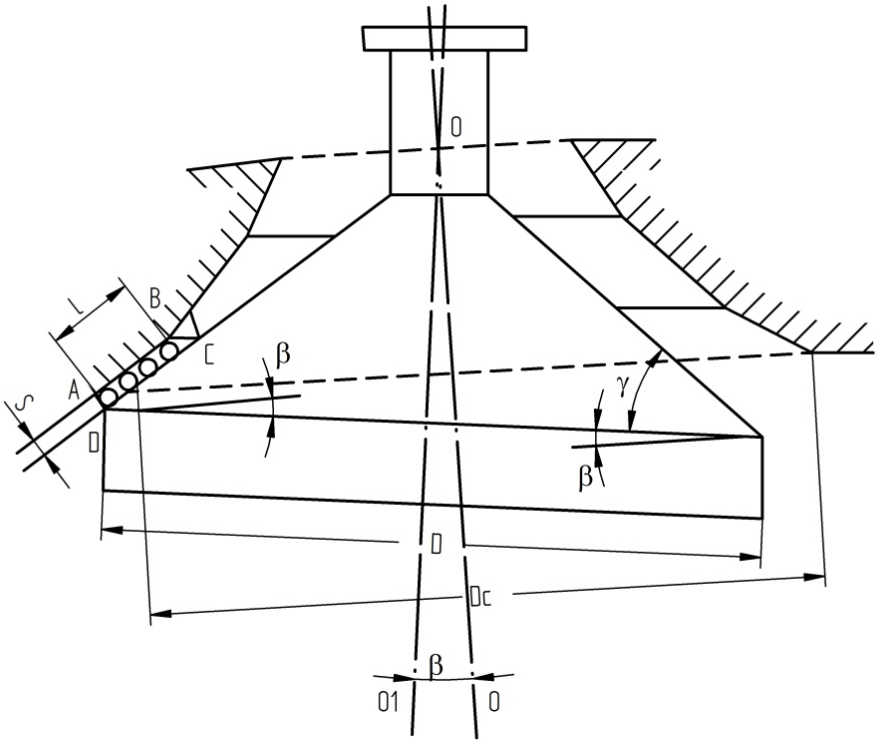
Оборотите на вала на конусни трошачки с конзолно закрепен вал, могат да бъдат определени по формулата на Кантарович [3]:

$$n = 2,22\sqrt{\frac{\sin\alpha - \mu\cos\alpha}{l}}, s^{-1}. \qquad (21.41)$$

Където $\alpha \approx 39 - 40^0$ е ъгълът на наклона на образуващата на подвижния конус, а $\mu \approx 0,35$ е коефициент на триене на материала и конуса.

Ако се приеме, че $l = 0,08D$, то формулата ще придобие вида:

$$n = 7,83\sqrt{\frac{\sin\alpha - \mu\cos\alpha}{D}}, s^{-1}. \qquad (21.42)$$



Фиг.21.28. Разтоварване на разтрошения продукт от конусна трошачка за средно и ситно трошене.

Трошачките са средно и ситно трошене имат близки по стойност честоти на люлеене на подвижният конус. Това означава, че при два пъти по-дълга паралелна зона за трошачките за ситно трошене ще имаме задържане на рудните късове два пъти по-дълго отколкото при тези за средно трошене и двойно намаляване на производителността им.

Ход на подвижният конус

Ходът на подвижният конус на конусните трошачки за средно и ситно трошене е значително по-голям от тези са едро трошене. Увеличаването на амплитудата на люлеене е необходимо за ускоряване на скоростта на движение на материала през трошачната зона и за облекчаване на разтоварването на трошачката, което води до повишаване на производителността. Ъгълът на отклонение на оста на подвижният конус от оста на трошачката (ъгъл на прецесия) в конусните трошачки са средно и ситно трошене достига до $2°30'$. Така за трошачки с диаметър на конуса $2200mm$, ексцентрицитета на нивото на изпускателният отвор е $47,5mm$, а ходът на подвижният конус $95mm$.

Големият ход на подвижният конус определя по-голяма степен на трошене. Отношението на максималният размер на постъпващите късове към размерът на изпускателният, отвор в моментът на максимално приближаване на конусите, за трошачките за средно трошене е $2,3-3$, а за трошачките за ситно трошене е $3-4$.

Производителност

Площта на хоризонталното сечение на работната зона на конусните трошачки за средно и ситно трошене, за различни нива по височина е различна, като също така е различна и скоростта на предвижване на материала. Поради това пропускателната способност на различните сечения е различна, като запушването се увеличава с понижаване на нивото на сечението.

Производителността на трошачките се определя от хоризонталното сечение с най-малка пропускателна възможност. Такова критично сечение обикновено се оказва, че е на входа на паралелната зона. Но при трошачките за ситно трошене това сечение е близо до нивото на приемния отвор, което се дължи на голямата дължина на паралелната зона. Трябва да се отчете също и фактът, че разрохкването на материала е различно в работната камера на трошачката. Коефициентът на разрохкване расте по посока на изпускателният отвор на трошачката.

Следователно може да се направи изводът, че максималната производителност се определя от произведението между обемната пропускателна способност на критичното сечение и обемното тегло на разтрошавания материал. Ако критичното сечение се намира на входа на паралелната зона, то производителността ще зависи от площта на това сечение и следователно от широчината на изпускателният отвор на трошачката.

Опростено теоретичната обемна производителност на трошачката може да бъде определена съгласно следните разсъждения. Ако обозначим пътят който изминава материалът в работната зона за един оборот на ексцентрика с x то от трошачката се разтоварва пръстен от материал с обем:

$$V = x.b.\pi.D_1, m^3. \qquad (21.42)$$

Където: b, m е широчината на изпускателният отвор на трошачката;

D_1, m-диаметърът на окръжността описващ центърът на тежестта на правоъгълникът $ABCD$ (Фиг. 21.28).

За опростяване се приема $D_1 = D$, където D е диаметърът на подвижният конус, водещо до не значителна грешка. Ако се приеме, че дължината на паралелната зона l се разтоварва за един или два оборота, т.е. $x = l$, а l може да се представи пропорционално от диаметърът на подвижният конус, т.е. $l = k.D$, където k е конструктивен параметър на трошачката, то за обемната теоретична производителност може да се напише:

$$Q_V = 60.\pi.n.b.l.D = k_0.n.b.D^2, m^3 / h. \qquad (21.43)$$

Където $n, \min^{-1}$ е честотата на люлеене на конуса, а k, k_0 са коефициенти на пропорционалност.

Определянето на масовата производителност е затруднено поради неизвестният коефициент на разбухване в моментът на разтоварване. Действителната производителност на конусните трошачки са средно и ситно трошене се колебае в широки граници в зависимост от здравината и едрината на материала, влажността му и схемата на трошене. Показаните производителности в каталозите на заводите производители на трошачки са усреднени (специфични). В таблица 21.6 са показани специфичните масови производителности $q, t / h$ на произведени в Русия конусни трошачки за средно (КСД) и ситно (КМД) трошене, в които производителността при затворен цикъл включва и циркулационния товар.

Таблица 21.6 .Специфични производителности $q, t / h$ на конусни трошачки за средно и ситно трошене произвеждани в Русия.

Типоразмер	***Отворен***	***Типоразмер***	***Отворен***	***Затворен цикъл***
КСД – 1200	35	КМД – 1200	60	80
КСД – 1750	60	КМД – 1750	110	145
КСД – 2200	110	КМД – 2200	205	270
КСД – 2500	130	КМД – 2500	270	350
КМД – 3000	175	КМД – 3000	390	500

Зависимостта на производителността от честотата на въртене на ексцентрика и диаметърът на подвижния конус е приблизително право пропорционална на произведението $n.D^2$, от формула (21.43).

Ориентировъчни поправъчни коефициенти отчитащи твърдостта, влажността и едрината на продукта са показани в таблица 21.7.

Тогава масовата производителност на трошачките за средно и ситно трошене може да се определи:

$$Q = q.k_{ТВ}.k_{ВЛ}.k_{ЕД}, t / h. \qquad (21.44)$$

Където $q, t / h$ е специфичната производителност на трошачката (таблица 21.7).

Таблица 21.7. Поправъчни коефициенти за условията на трошене.

Поправъчни коефициенти	***Твърдост по скалата на проф. Протодяконов***							
	Меки 5–10		***Средно твърди, 10–15***		***Твърди, 15–18***		***Особено твърди, 18–20***	
Поправка по твърдост, k_{TB}	1,2		1,0		0,95		0,9	
Влажност на рудата, %	4–5	6	7	8	9	10	11	
Поправка по влажност, $k_{BЛ}$	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75	0,65	
Съдържание на късове в постъпващата класа по-големи от половината широчина на приемния отвор, %	5		20		40		60	80
Поправка по едрина, $k_{ЕД}$	1,10		1,05		1,0		0,95	0,89

Мощност на двигателя

Мощността на изразходвана от двигателите на конусни трошачки за средно и ситно трошене е право пропорционална на производителността им. Средната изразходвана мощност е от 50 до 75% спрямо инсталираната.

Трошачките се избират по широчината на приемния отвор и по производителност при зададена широчина на изпускателния им отвор.

$$N_{ДВ} \approx 0,21.n.D^2, kW. \qquad (21.45)$$

Конусните трошачки за средно и ситно трошене са снабдени с електрически двигатели, мощността на които, се определя от заводите производители за всеки типоразмер. Поради това, проверка на мощността, както при трошачките за едро трошене не се прави.

21.4. ВАЛЦОВИ ТРОШАЧКИ.

1. Принцип на действие и описание на конструкциите на валцовите трошачки.

Валцовите трошачки разрушават материала най-често, посредством смачкване и стриване между два срещуположно въртящи се валци (Фиг.21.29 -5) или между един валец и отражателна плоча (Фиг. 21.29 -1,2,3). Когато степента на трошене на валцовите трошачки с гладки валци е не достатъчна може да се прибегне до използването на много валцови трошачки (Фиг. 21.29 -6,7). При въртенето на единият валец с по-висока скорост от другия, се постига и трошене посредством стриване на материала. При използването на валци с рифелни повърхности материалът е подложен освен на смачкване но и на разцепване, а при бързото въртене на валците и на удар. Валцовите трошачки със зъбни валци трошат меки материали посредством срязване, като разрязват късовете на стружки.

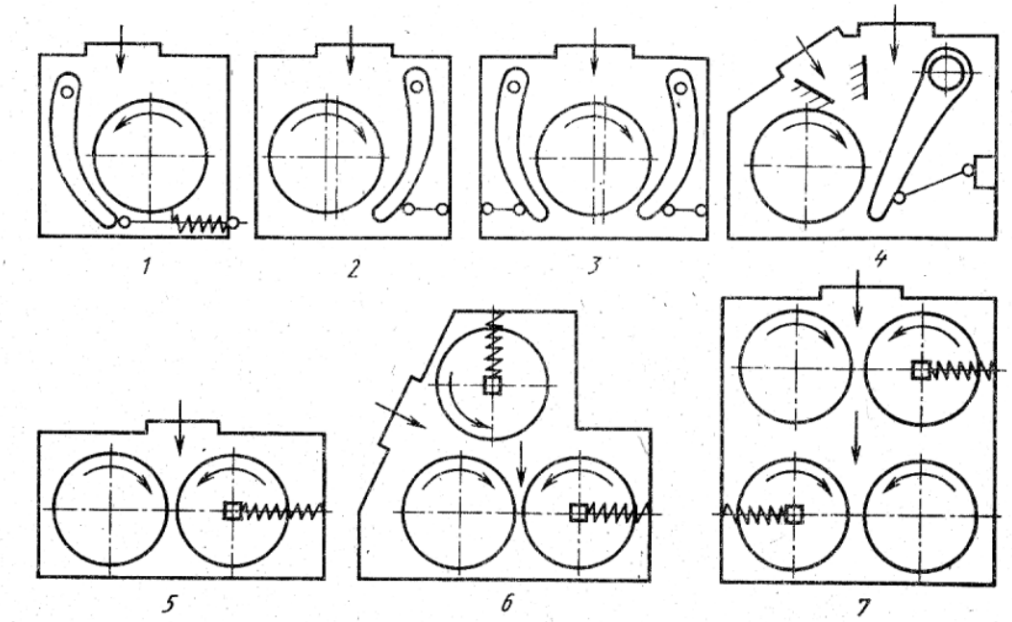
По предназначение валцовите трошачки се използват за средно и ситно трошене, а според конструкцията на работните им повърхнини те биват

трошачки с гладки, рифелни, зъбни, винтови , перфорирани и с канални повърхнини.

Според броят на валците, валцовите трошачки са едновавалцови, двувалцови тривалцови и четиривалцови, като последните се приемат като две двувалцови монтирани в един корпус.

Схема 1 (Фиг. 21.29) се използва при едновалцовите трошачки със зъбни валци, които са предназначени за трошене на въглища. Трошачната камера се състои от зъбен валец и отражателна плоча закрепена шарнирно в горната си част на рамата. Долният край на отражателната плоча е свързана с пружина към регулираща опора, позволяваща да се променя хлабината между валеца и плочата, а пружината предпазва трошачката при попадане на не трошим предмет.

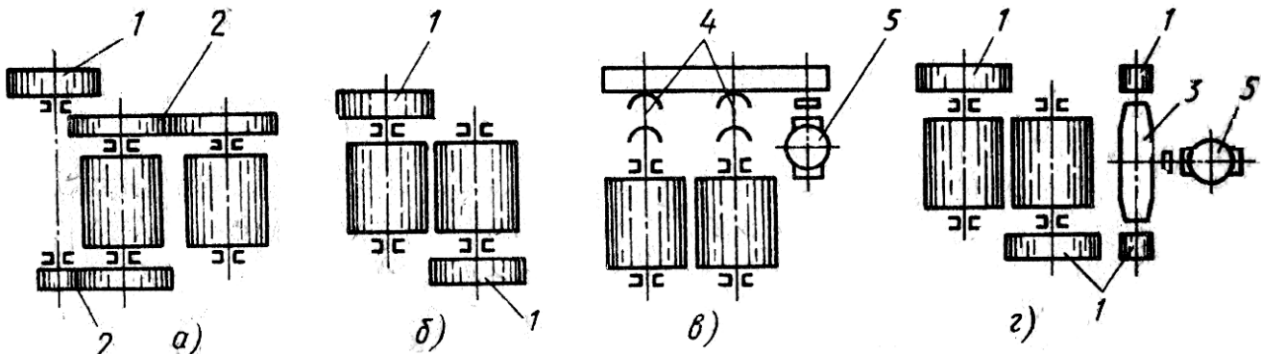
На схемите 2 и 3 са показани валцови трошачки различаващи се конструктивно от познатите до моментът. Валците на тези трошачки са закрепени към ексцентричната част на ексцентрикови валове. Трошачката показана на (Фиг. 21.29- 3) може да троши между валеца и две разпорни плочи в зависимост от посоката на въртене на валеца т.е. е реверсивна.



Фиг.21.29. Схема на разположение на валците при валцовите трошачки

Най-голямо приложение са намерили двувалцовите трошачки принципната схема на които, е показана на фигура 6.1. -5. Задвижването на валците на двувалцовите трошачки се осъществява по различни схеми показани на Фиг. 21.30.

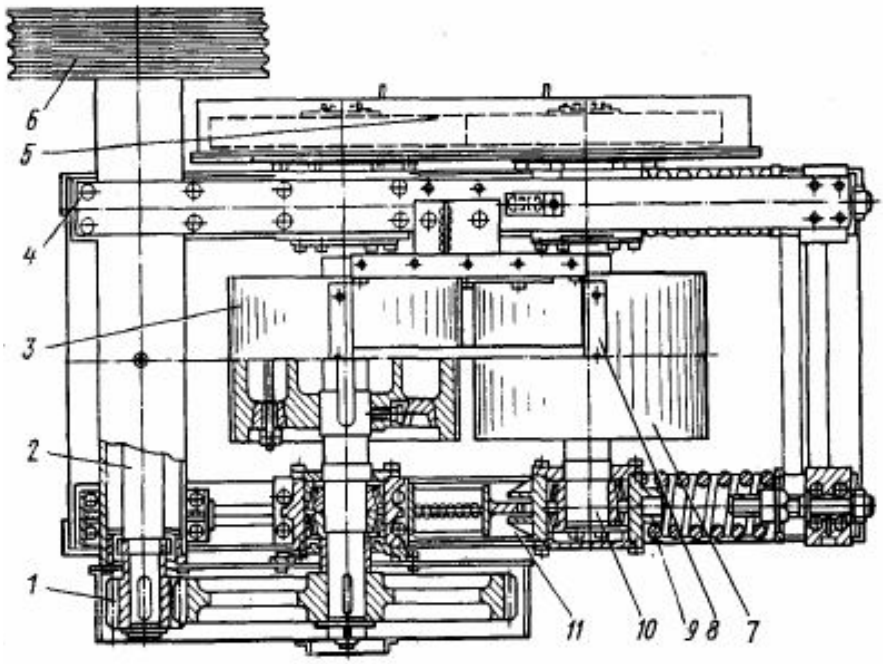
При тези трошачки двата валеца се въртят в противоположни посоки. Единият валец заедно с лагерните си тела има възможност да се премества по посока на пружина, която служи за предпазване на трошачката при попадане на не трошим предмет.



Фиг.21.30. Задвижване на двувалцови трошачки
1 - ремъчна шайба; 2 - зъбна предавка; 3 -редуктор; 4 -кардан; 5 - електродвигател.

Валцовата трошачка (Фиг.21.31) е двувалцова с гладки валци и се състои от корпус 1, задвижващия вал 2 с монтирана на него клиноремъчна шайба 6, предаваща въртящ момент чрез зъбната двойка 1 на валецът 3, който посредством зъбната предавка 5 задвижва валецът 7.

Валът на валеца 3 е лагеруван неподвижно на страниците (корпуса). Лагерните тела на валът 10 са монтирани така, че да могат да се предвижват в направляващите канали на корпуса. По време на работа обаче те са притиснати от пружините 9 в опората 11. Положението на опората 11 определя разстоянието между валците.



Фиг. 21.31. Валцова трошачка с гладки валци

Предпазването на трошачката става по следния начин. При попадане в трошачката на не трошим предмет, валецът 7 се премества заедно с лагерните си тела по посока на пружините, смачквайки ги и не трошимият предмет изпада през увеличеното разстояние между валците. След това пружините връщат валецът в първоначално положение. При тези случаи, за да не се нарушава

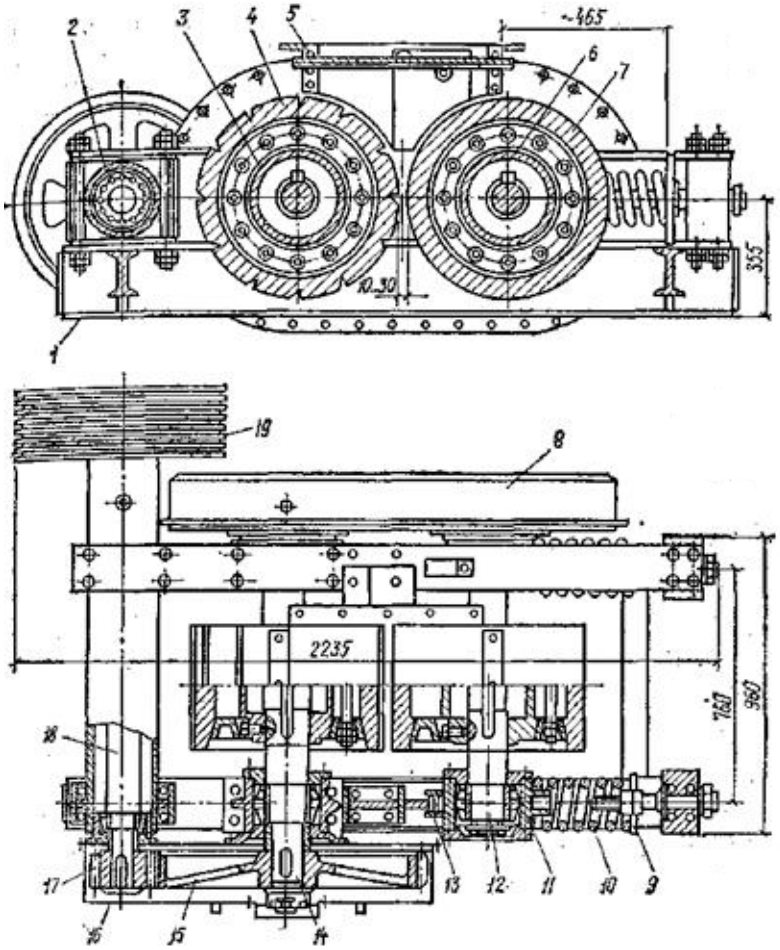
зацепването на зъбните колела в зъбната предавка 5, те са изработени с удължени зъби.

Поради тази причина валцовите трошачки с перфорирани повърхности на валците имат индивидуално независимо задвижване на валците. Това означава, че всеки валец се задвижва с отделен двигател чрез отделна клиноремъчна предавка.

На фиг.21.32 е показана двувалцова трошачка с различни повърхнини на валците. За по-добро захващане на материала единият от валците 4 има рифелна повърхнина, а другият 7 е гладък.

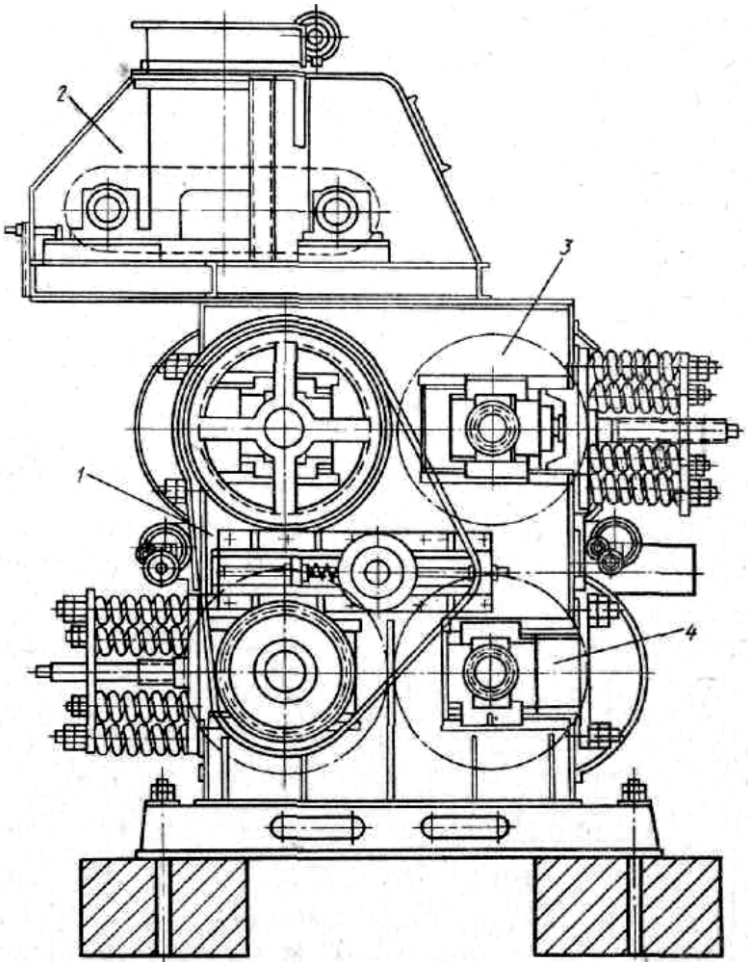
Регулирането на едрината на разтрошавания продукт става чрез преместването на опората 13, която представлява гайка навита върху шпилка.

При трошенето на глини с твърди включения се използват валцови трошачки с винтови валци. При тях винтовите нарези на валците спомагат за отделяне на твърдите частици. За същите условия се използват и валцови трошачки с дезинтеграторни валци, при които стоманените ребра на бързо въртящите се валци използвайки удар събират твърдите късове чрез бавно въртящ се валец в сборна камера.



Фиг. 21.32. Двувалцова трошачка с различни повърхнини на валците
1-корпус; 2- лагер; 3,6- вътрешен бандаж на валците; 4,7- външен бандаж на валците; 5- приемно устройство; 8 – предпазител на зъбна двойка; 9- шайба; 10- предпазна пружина; 11- лагерно тяло; 12- вал на гладкия валец; 13- опора регулираща; 14 - вал на рифелния валец; 15 – зъбен венец; 16- предпазител; 17- зъбно колело; 18 – вал задвижващ; 19 ремъчна шайба.

На фиг.21.33 е показана четиривалцова трошачка изработена от фирма „Универсал” (САЩ). Тя може да бъде разглеждана като, няколко двувалцови трошачки поставени в един корпус. В тази трошачка на два от валовете са монтирани четири валеца с различни диаметри, което конструктивно решение може да се оцени, като две паралелни трошачки за средно и ситно трошене. Недостатък на тази конструкция е това, че регулирането и за двете двойки валци става едновременно. Фирмата производител смята, че с избраното конструктивно решение се постига три стадийно трошене, без да бъдат увеличавани допълнително размерите на съоръжението и разходът на енергия.



Фиг.21.33. Четири валцова трошачка

1. **Основни механични и технологични параметри на валцовите трошачки.**

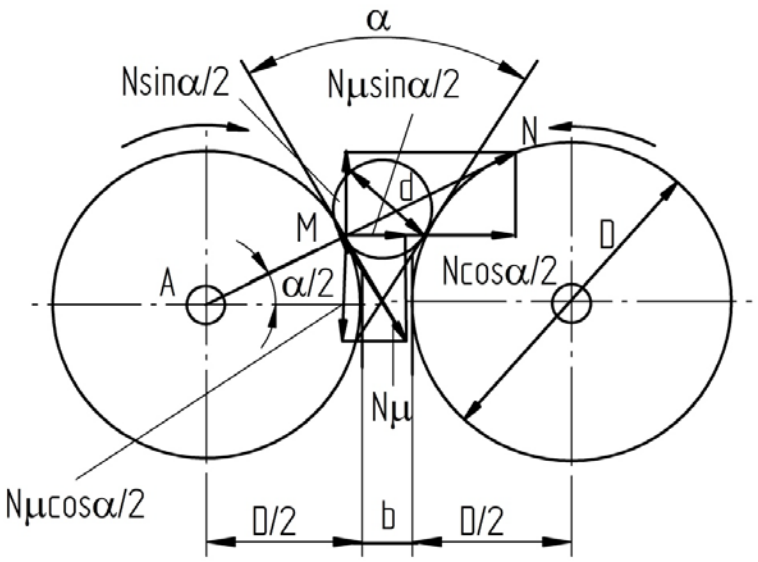
Ъгъл на захващане

Ъгълът на захващане на валцовите трошачки с гладки валци е равен, на ъгълът който сключват допирателните равнини към повърхнините на валците в точките на контакт с скалния къс. Нека приемем, че той е със сферична форма (Фиг.21.34).

На рудният къс му действат нормални сили на натиск N, които пораждат сили на триене $\mu.N$. На фигурата са показани силите които действат на рудният къс от страната на левия валец. Такива сили действат и от страната на десния

валец, благодарение на което хоризонталните им съставни взаимно се уравновесяват.

Ъгълът на захващане на валцовите трошачки се определя, както при челюстните. Той е равен на двойният ъгъл на триене, а практически се избира да бъде от 15 до 25^0.



Фиг.21.34. Схема за определяне на ъгълът на захващане на валцовите трошачки

Съотношение между диаметърът на валците и диаметърът на постъпващите късове

Съотношението между диаметърът на валците D и рудните късове d, постъпващи в трошачката се определя от правоъгълния триъгълник ABC, както следва (Фиг. 21.34):

$$\frac{D}{2}+\frac{b}{2}=\left(\frac{D}{2}+\frac{d}{2}\right).\cos\frac{\alpha}{2}.$$

Ако двете страни на това равенство се умножат с $\frac{2}{d}$ се получава:

$$\frac{D}{d}+\frac{b}{d}=\left(\frac{D}{d}+1\right).\cos\frac{\alpha}{2}, \qquad \text{или}$$

$$\frac{D}{d}\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)=\cos\frac{\alpha}{2}-\frac{b}{d}.$$

При степен на трошене i, при което са в сила равенствата:

$\frac{d}{b}=i$ или $\frac{b}{d}=\frac{1}{i}$, след преработка и заместване в горното равенство се получава:

$$\frac{D}{d}=\frac{\cos\frac{\alpha}{2}-\frac{1}{i}}{1-\cos\frac{\alpha}{2}}. \qquad (21.46)$$

За валцовите трошачки с гладки валци това отношение не превишава 20, за

валцовите трошачки с рифелни валци е от 10 до 12, а за валцовите трошачки със зъбни валци е от 1,5 до 6.

Производителност на валцовите трошачки

Производителността на валцовите трошачки зависи от дължината на валците l, широчината на изпускателния отвор b, скоростта на движение на лентата от материал (периферната скорост на валците) v и коефициент отчитащ едновременни разбухването на материала и каква част от дължината на валците се използва - k.

За руди $k \approx 0,24-0,4$, а за въглища $k \approx 0,15-0,24$.

Или обемната производителност може да се определи по формулата:

$$Q_V = 3600.l.b.v.k, m^3 / h. \quad (21.47)$$

Скоростта на валците $v, m/s$ с която се разтоварва материал с формата на лента е:

$$v = \pi.D.n, m/s. \quad (21.48)$$

Където D, m е диаметърът на валците , а n, s^{-1} е честотата им на въртене.

Тогава за обемната производителност може да се напише:

$$Q_V = 3600\pi.l.b.D.n.k, m^3 / h. \quad (21.49)$$

При повишаване на скоростта на валците се повишава производителността на трошачката но се влошават условията за захващане поради намаляване на коефициентът на триене. Поради това скоростта на валците се избира :

- $v = 3-7,5 m/s$ за гладки валци;
- $v = 1,5-4 m/s$ за зъбни валци.

Масовата производителност ще се получи като бъде отчетена плътността на рудата:

$$Q = \rho.Q_V, t/h; \quad (21.50)$$

където $\rho, t/m^3$ е плътността на разтрошавания продукт.

Мощност на двигателя

Мощността изразходвана от двигателя на трошачката може да бъде определена по формулата:

$$N_{ДВ} = \frac{1,4.10^{-4}.\left(\frac{D}{2}\right)^2.\sigma_{CM}.l.n}{\eta_M}, kW. \quad (21.51)$$

Където: D, m е диаметър на валците;

σ_{CM} - напрежение на разрушаване на смачкване на материала, N/m^2;

l, m - дължина на валците;

n, s^{-1} - честотата на въртене на валците;

η_M - механичен КПД на задвижването на трошачката.

За валцови трошачки с гладки и рифелни валци $\eta_M = 0,7$, а за валцови

трошачки с зъбни валци $\eta_M = 0,5$.

Съществуват и опростени формули за пресмятане на мощността на двигателя:

$$N_{ДВ} \approx k_N.l.D.v, kW. \quad (21.52)$$

Където: D, m е диаметър на валците;

k_N - коефициент отчитащ вида на валците. $k_N = 11-14$ за гладки валци и $k_N = 19$ за зъбни валци;

l, m - дължина на валците;

$v, m/s$ - периферна скорост на валците.

21.5. РОТОРНИ ТРОШАЧКИ С УДАРНО ДЕЙСТВИЕ.

1. Описание на конструкциите на роторните трошачки.

Роторните трошачки с ударно действие разрушават материала посредством удар от чукове монтирани шарнирно или конзолно (неподвижно) върху бързо въртящ се ротор. Рудните късове получават удари от чуковете, удрят се в отражателните плочи, по решетка и един в друг. Роторните трошачки се използват за трошене на материали със средна здравина и твърдост и за меки материали с естествена влажност по-малка от 10%. Степента на трошене в тези трошачки е от 10 до 50.

В зависимост от начина на закрепване на чуковете, роторните трошачки биват с шарнирно закрепени чукове, наречени чукови трошачки (за едро, средно и ситно трошене) и с неподвижно закрепени чукове – ударно отражателни трошачки (за средно и ситно трошене).

В зависимост от броя на роторите, роторните трошачки биват еднороторни и двуроторни. Според разположението на чуковете, роторните трошачки биват еднoредни и многоредни. При еднoредните чуковете са разположени по окръжност и са от 2 до 8 броя с тегло достигащо до 70 килограма. Енергията на удара при тези големи чукове е много голяма и материала се разрушава без да се получават прахови частици. Многоредните трошачки имат ротор състоящ се от много паралелно разположени дискове, като на всеки от дисковете са монтирани от 2 до 8 сравнително леки (от 3 до 10 килограма) чука. Общия брой на чуковете разположени на ротора при тези трошачки може да достигне 300.

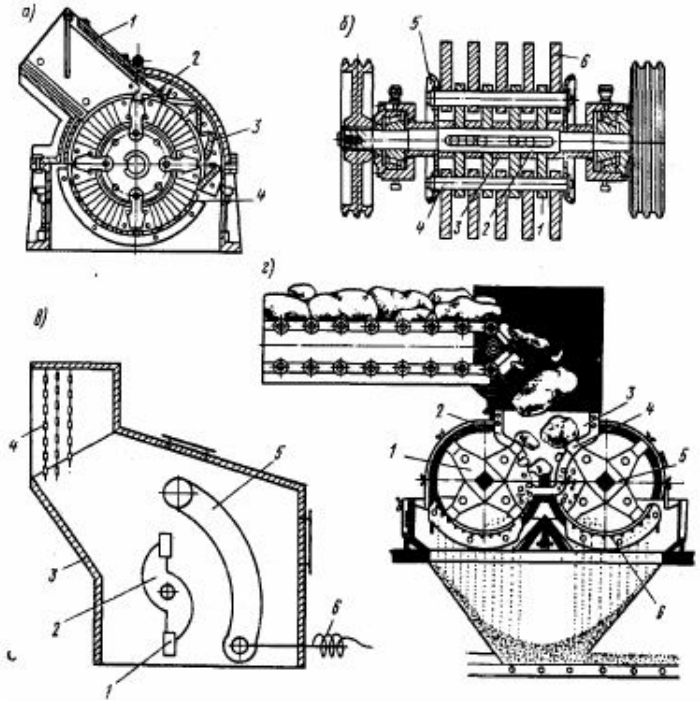
При въртенето на ротора на чуковете трошачки, чуковете заемат положение по радиуса под действие на центробежните сили, диаметърът на която заедно с дължината на ротора, определят размерът на трошачката. Диаметърът D и дължината L на ротора на трошачките достигна от 300 x 200 до 2000 x 3000 mm.

Честотата на въртене на ротора е в границите от 3000 (за по-малките типоразмери трошачки) до $300\,\text{min}^{-1}$ (за по-голямите типоразмери), а мощността варира от 5 до 500kW.

Производителността на тези машини зависи от размерите на ротора, едрината на постъпващия продукт, степента на трошене и физико механичните свойства на разтрошавания материал. Едрогабаритните двуроторни трошачки с ударно действие достигат производителност до $400t/h$.

Еднороторна много редна чукова трошачка (Фиг. 21.35 а) се състои от

корпус, ротор с чукове 2, приемно устройство 1, отражателна плоча 3 и решетка 4. Трошачката е с интересна конструкция на ротора показана на (Фиг. 21.35 б).



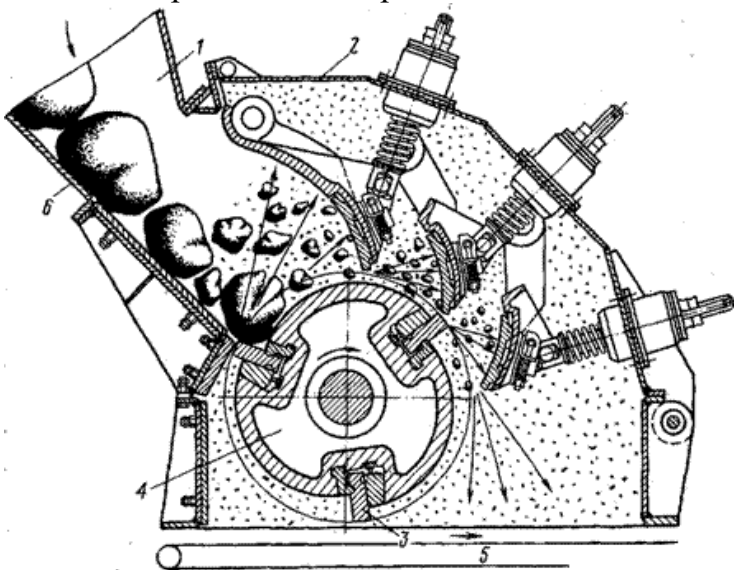
Фиг. 21.35. Роторни трошачки

На вала 2 са надянати дисковете 1, отделени един от друг с дистанционните втулки 3. През цилиндричните отвори на дисковете са промушени осите 4 на които, са монтирани шарнирно плоските чукове 5. Валът е монтиран на лагери и получава въртящ момент от двигателя посредством ремъчна предавка. Въртенето на вала се предава на дисковете от призматична шпонка. Поради това, че валът има голяма честота на въртене, то е възможно той да се задвижва от двигателя директно с помощта на палцов съединител. Предпазването на чуковите трошачки при попадането на не трошим предмет, се осигурява от шарнирното закрепване на чуковете, които се завъртат и му позволяват да изпадне от трошачката .

Едноротрните ударно отражателни трошачки (Фиг.21.35 в) със конзолно закрепени чукове са предназначени за трошене на не абразивни руди с гранична издръжливост на опън до $147MPa$. Трошачката се състои от корпус 3, с разположен в него ротор 2 с два твърдо закрепени чука 1 и отражателна плоча 5. Предпазването на трошачката при попадането на не трошим предмет, се осигурява от и предпазна пружина 6, която позволява на отражателната плоча да се премести в долната си част и по този начин да освободи място на този предмет да изпадне от трошачката. Материалът постъпва в трошачката през приемното устройство със завеса от вериги 4, предпазващи персонала от летящите рудни късове които биха могли да напуснат трошачната камера.

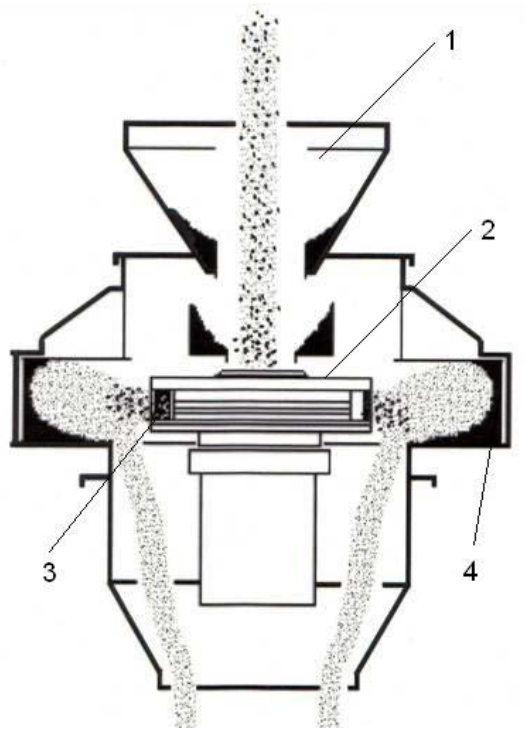
Двуроторната чукова трошачка (Фиг.21.35 г) е с два многоредни ротора, които се задвижват индивидуално от електро двигатели срещуположно. Едро габаритните рудни късове се разтоварват от пластинчатият транспортьор във приемното устройство 3 върху гребените 2. Чуковете 4 са монтирани на

хомотите 1 и при бързо въртене на валът 5 заемат радиално положение. Те преминават през гребена 2 и с горната си част нанасят удари върху късовете материал, раздробяват го и той преминава през решетките 6. Тези трошачки имат голяма производителност при степен на трошене $i = 25 - 30$.



Фиг.21.36. Ударна трошачка с три отражателни плочи

Регулирането на едрината на разтрошения продукт при роторните трошачки с отражателни плочи става посредством промяна на конфигурацията и дължината на тези плочи. Колкото е по-голям ъгълът който обхваща отражателната плоча около ротора на трошачката, толкова повече ефективни удари ще има между материала и отражателните плочи и следователно степента на трошене ще нараства.



За да бъде постигнато увеличаване на ъгълът който обхваща отражателната плоча около ротора на трошачката, се преминава към увеличаване на броя на отражателните плочи. Такава ударна трошачка е показана на (Фиг. 21.36). Материалът постъпва в приемното устройство 1 и се транспортира под действие на собственото си тегло по улея 6 докато попадне върху ротора 4. Рудните късове получават удари от конзолно закрепените чукове 3, раздробените части от тях излитат и се удрят в отражателните плочи, където допълнително се раздробяват. След което отново попадат на ротора, получават нови удари от чуковете, отново излитат и се удрят и разрушават в отражателните плочи.

Фиг.21.37. Автогенна роторна трошачка

Предпазването на трошачката се осъществява от пружини, монтирани на всяка отражателна плоча.

Към роторните трошачки с ударно действие могат да бъдат пречислени и така наречените автогенни роторни трошачки (Фиг. 21.37).

При тези машини трошенето се осъществява чрез удар между минералните частици. Материалът постъпва в приемния конус 1 и от там под действието на собственото си тегло в хоризонтално разположеният въртящ се ротор 2. Роторът представлява цилиндър с голям диаметър и малка дължина, като по образователната му са изрязани отвори 3. Високата ъглова скорост на ротора поражда значителни центробежни сили действащи на всеки руден къс попаднал в ротора на трошачката. Тези сили принуждават всички частици да се насочат към вертикалните стени на ротора и да излетят през отворите му с висока скорост. След това те се удрят в натрупания материал в пръстена 4, който представлява трошачната камера на машината и се разрушават. Раздробения материал се разтоварва под действие на собственото си тегло. Тези машини се използват за трошене на сравнително по-крехки материали.

2. Основни механични и технологични параметри на роторните трошачки.

Скорост на подаване на материала в зоната на въртене на ротора

Този параметър определя дълбочината на проникване на рудните късове в трошачното пространство. Тази дълбочина влияе на зърнометричния състав на крайният продукт, производителността и специфичния енергоразход на трошачката, както и на износването на трошащите елементи.

Чуковете трябва да нанасят централен, а не тангенциален удар по рудни къс (Фиг. 21.38) .

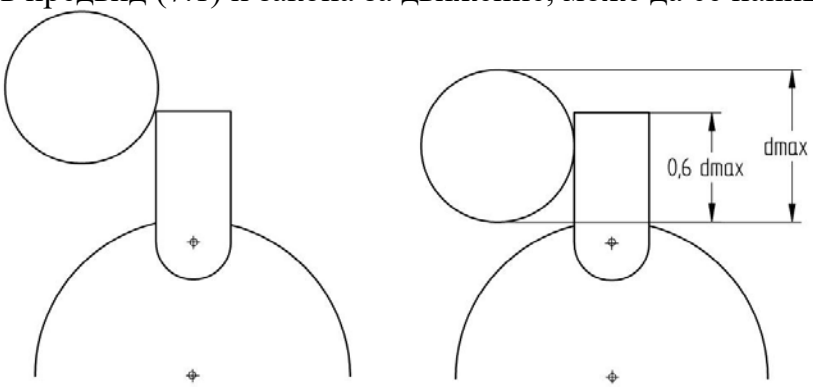
Необходимата дълбочина на проникване на разтрошавания къс в трошачното пространство е :

$$h = 0,6 d_{MAX}, m \qquad (21.53)$$

Където d_{MAX}, m е максималният диаметър на постъпващите за трошене късове.

Тази дълбочина зависи от скоростта на навлизане на рудните късове $v, m/s$ в зоната на въртене на ротора, ъгловата скорост на въртене на ротора $w, rad/s$ и броя на редовете на чуковете $n_ч$.

Имайки в предвид (7.1) и закона за движение, може да се напише:



Фиг. 21.38. Необходима дълбочина на проникване за получаване на централен удар по рудния къс в роторна трошачка

$$0,6d_{MAX} = v.t = v\frac{2\pi}{w.n_ц} \qquad (21.54)$$

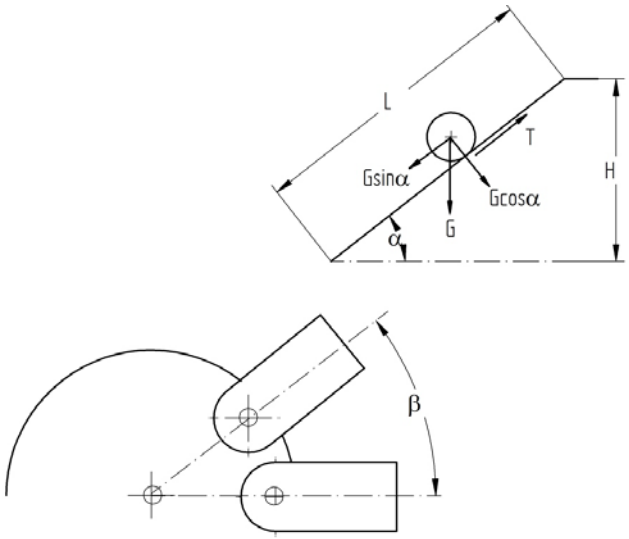
Но скоростта v зависи от дължината на основата L и ъгълът α на приемния улей на трошачката (Фиг. 21.39). Тогава от уравнението за движение на рудният къс по улея, може да се напише:

$$G.\sin\alpha - T = m.\ddot{x} \qquad (21.55)$$

Където $\ddot{x}$ е ускорението при движението на рудния къс. Но за силите са известни от физиката следните равенства:

$$\begin{aligned} &G.\sin\alpha = m.g.\sin\alpha; \\ &T = \mu.G.\cos\alpha = \mu.m.g.\cos\alpha \end{aligned} \qquad (21.56)$$

Където m е масата на рудния къс, а g е земното ускорение.



Фиг.21.39. Схема за определяне на височината и дължината на приемния улей на трошачката

Заместващи зависимостите (21.55) в (21.56) и съкращавайки m се получава:

$$\begin{aligned} &m.g.\sin\alpha - \mu.m.g.\cos\alpha = m.\ddot{x}; \\ &\ddot{x} = g\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right) \end{aligned} \qquad (21.57)$$

Интегрирайки последното равенство спрямо времето и се получава:

$$v = \dot{x} = \int \ddot{x}.dt = 2g.t\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right) \qquad (21.58)$$

От законът за движение е известно, че $L = v.t$ Оттук следва, че $t = \frac{L}{v}$.

Заместващи последното в (21.58) и решавайки го спрямо v , ще се получи:

$$v = 2g.\frac{L}{v}\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right);$$

$$v^2 = 2g.L\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right);$$

$$v = \sqrt{2g.L\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right)}.$$

След заместване на $\sin\alpha$ и $\cos\alpha$ със отношение между L и H, за скоростта на подаване на материала в зоната на трошене се получава:

$$v = \sqrt{2g.H\left(1-\mu.\sqrt{\left(\frac{L}{H}\right)^2-1}\right)}, m/s \qquad (21.59)$$

Размери на ротора

Диаметърът на ротора се определя отчитайки едрината на разтрошавания продукт. За чукови трошачки с вертикално подаване на материала може да се използва формулата:

$$D_P = 0,55 + 3d_{MAX}, m \qquad (21.60)$$

Където D_P, m е диаметърът на ротора заедно с чуковете, а d_{MAX}, m е максималният размер на постъпващите късове.

Друга известна формула която се използва в практиката за определяне на диаметърът на ротора е:

-за чуковите $D_P = (3,2 \div 4)d_{MAX}, m;$ (21.61)

-за ударно отражателните $D_P = 1,25d_{MAX} + 0,2, m$

Дължината на ротора се определя така, че да бъде съразмерна с неговия диаметър:

$$L_P = (0,35 \div 1,5)D_P, m \qquad (21.62)$$

Производителност на роторните трошачки

Производителността на трошачката може да бъде определена по много начини в зависимост от известните ни начални условия.

Ако е определена и известна честотата на въртене на ротора може да бъде използвана следната зависимост:

$$Q_V = \frac{k.D_P{}^2.L_P.n}{3600(i-1)}, m^3/h \qquad (21.63)$$

Където: n, s^{-1} са оборотите на ротора;

i - степен на трошене;

D_P, L_P, m - диаметър и дължина на ротора;

$k = 4 \div 6,2$ - поправъчен коефициент.

Когато диаметърът на ротора е по- голям от дължината му може да се използва следната емпирична формула:

$$Q_V = 0,1D_P{}^2.L_P.n, m^3/s \qquad (21.64)$$

Производителността на тези трошачки зависи и от много фактори, които не могат да бъдат отчетени. Поради това, на базата на експерименти, са изведени емпирични формули, които определят границите, в които се намира обемната производителност :

$$Q_V^{\max} \approx 47k_1\left(D_P.L_P\right)^{1,6}, m^3/h;$$
$$Q_V^{\min} \approx 22k_1\left(D_P.L_P\right)^{1,3}, m^3/h \qquad (21.65)$$

Където k_1 е коефициент отчитащ конструктивните особености на трошачката.

Масовата производителност може да се определи като се отчете разбухването на материала и обемното му тегло:

$$Q = k_P.\rho.Q_V, t/h \ ; \qquad (21.66)$$

където $\rho, t/m^3$ е плътността на разтрошавания продукт.

Мощност на двигателя

Ако са известни номиналните размери на зърната на входящия и изходящ продукт може да бъде използвана формулата получена съгласно хипотезата на Бонд:

$$N_{ДВ} = \frac{k_{CT}.w_i.Q}{100.\eta_M\sqrt{D_i}}\left[\sqrt{\frac{D_i}{d_i}} - 1\right], kW \qquad (21.67)$$

Където: w_i е индексът на бонд за рудата, kWh/t ;

$d_t = b$ -размерите на квадратните отвори на ситото през което преминават 80% от готовия продукт, m ;

$D_i = 0,85B$ - размерите на квадратните отвори на ситото през което преминават 80% от постъпващия в трошачката продукт, m ;

k_{CT} - коефициент отчитащ стадия на трошене. За едро трошене $k_{CT} = 0,75$.

$\eta_M = 0,7 - 0,85$ е механичният КПД на задвижването на трошачката.

$Q, t/h$ - масовата производителност на трошачката.

Ако размерите на рудните късове не са известни, мощността на двигателя може да бъде определена по следните формули:

При $D_P \le 1300mm$ - $N_{ДВ} = 0,15D_P{}^2.L_P.n \approx 3D_P.L_P.v, kW.$ (21.68)

При $D_P \ge 1300mm$ - $N_{ДВ} = 0,21D_P{}^2.L_P.n \approx 4D_P.L_P.v, kW$ (21.69)

В горните формули $n, \min^{-1}$ е честотата на въртене на ротора, а $v, m/s$ е периферната му скорост.

21.6. РОЛКОВИ ТРОШАЧКИ.

1. Принцип на действие и описание на конструкциите на ролковите трошачки.

Във ролковите трошачки материалът се разрушава между цилиндричните повърхности на ролките и плоската повърхност на чашата. Докато ролката се търкаля по чашата, тя не само смачква, но и интензивно стрива материалът попаднал между тях. Тези машини се използват за ситно трошене и грубо смилане, обезпечаващи едрина на изходният си продукт от 0,1 до 8mm.

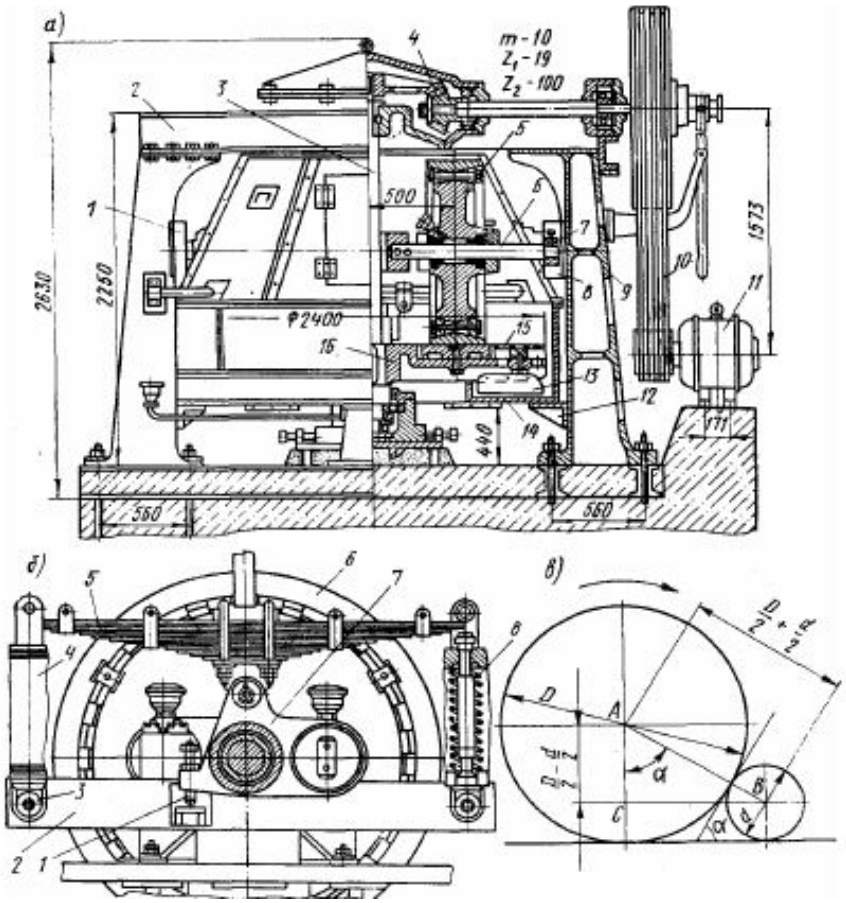
В строителната промишленост ролковите трошачки смилат сухи влажни до 15-18% глини, кварцит, доломит, шамот и азбест. На тези машини могат да се

обработват и многокомпонентни смеси, защото по време на трошенето се осъществява и смесване. В минната промишленост тези трошачки се използват за трошене и смилане на въглища.

Според предназначението си ролковите трошачки са за сухо и мокро трошене и смилане, и с периодично, и не периодично действие, а според конструкцията си те могат да са с въртящи се оси на ролките или с въртяща се чаша, с горно или долно задвижване на вертикалния вал.

Ролковата трошачка за сухо трошене (Фиг.21.40) има чаша 16, привеждана във въртене съвместно с вала 3 от електродвигателя 11, чрез клиноремъчна предавка 10, задвижващ вал и конично зъбно колело 4. Валът 3 е монтиран в сложно седло, поемащо теглото на чашата, ролките и материала. Чашата е облицована със солидни перфорирани плочи 15. На тях се опират ролките 5, свободно въртящи се на осите 6. При попадане върху чашата на не трошим предмет, ролката се повдига заедно с оста си, преместваики плъзгачите 7 по посока на направляващите 8 и 1 на корпуса 9. Напречните стойки 2 са съединени с корпуса и служат за поддържане на задвижването и опора на горният край на вертикалният вал.

Раздробеният материал се загребва от скрепера и се пресява през перфорираните плочи 15 и попада на пръстеновидния канал 14, закрепен на кронщайн 12, след това се предвижва от скрепера 13 към разтоварният отвор. Материалът, който не се е пресял се загребва от втората двойка скрепери и се транспортира под ролките и се разрушава втори път. Широчината на ролките е до 400mm, диаметърът им е от 1200 до 1800mm, а теглото от 2 до 7 тона.



Фиг.21.40. Ролкова трошачка

Допълнително притискане на ролките при ролковите трошачки, не толкова повишава налягането на ролките върху материала, колкото да позволява да се регулира това налягане в зависимост от свойствата му. Това намалява общата маса на трошачката и повишава ефективността на трошенето.

На фиг.21.40б е показана конструкцията на устройство за пружинно притискане на ролките. Към главата на вертикалния вал са закрепени ресьори. Посредством осите 3 и пружините 8, чрез ресорите 5 се осигурява притискането на ролките закрепени на полуосите 7. Това допълнително притискане се регулира от пружините 8, които са поставени в цилиндрите 4. Хлабината между чашата и ролките се регулира от винтовата опора 1. Използват се също и хидравлично и пневматично допълнително притискане.

Предимството на ролковите трошачки в сравнение с валцовите се състои в това, че имат по-добро захващане и трошат по-едри късове, обезпечавайки по-голяма степен на трошене. Недостатък е сложността на конструкцията им и по-високият относителен разход на енергия.

2. Основни механични и технологични параметри на ролковите трошачки

Ъгъл на захващане

Под ъгъл на захващане на ролковите трошачки се разбира, ъгълът който сключват равнината на чашата и допирателната равнина към ролката в точката на контакт с разтрошавания къс с максимален диаметър. (Фиг. 21.40в) Приема се, че този скален къс има сферична форма. На него му действа нормална сила на смачкване N, която създава сила на триене $\mu.N$. Определянето на ъгълът на захващане на ролковите трошачки става, както при челюстните - той е равен на два пъти ъгълът на триене и зависи от коефициентът на триене.

Съотношение между диаметрите на ролките и материала

Съотношението между диаметъра на ролките D и диаметърът на рудния къс d може да се определи от триъгълник ΔABC (Фиг.21.40в):

$$\frac{D}{2}-\frac{d}{2}=\left(\frac{D}{2}+\frac{d}{2}\right)\cos\alpha$$

откъдето

$$\frac{D}{d}=(1+\cos\alpha)(1-\cos\alpha) \qquad (21.70)$$

Това съотношение за твърдите минерали е 11, а за глини с кариерна влажност – 5.

Производителност на ролковите трошачки

Производителността на ролковите трошачки се определя в обемни или тегловни единици, получени за единица време. В първият случай това е обемна, а във втория масова производителност. Поради това, че физико механичните свойства на разтрошаваните продукти са разнообразни и повишаваните качествените показатели към готовия продукт са разнообразни и не може да бъде отчетено влиянието им върху производителността, то за пресмятането се

използват приближени емпирични формули.

Ролковите трошачки с периодично действие имат производителност, която зависи от количеството постъпил материал върху чашата, степента на уплътняването му или разрохкване в процесът на трошене и от продължителността на цикъла.

Обемната производителност на ролкова трошачка с периодично действие може да се определи по формулата:

$$Q_V = 3600V.\frac{k_И}{t_Ц}, m^3 / h \qquad (21.71)$$

Където: V, m^3 е обемът на готовия продукт;

$t_Ц, h$ - дължина на цикъла;

$k_И = 0,8 \div 0,9$ - коефициент на използване по време.

Производителността на ролковите трошачки с непрекъснато действие и мокро трошене или смилане, може да се определи от израза:

$$Q_V = 3600l\left(A_1 + A_2\right)\frac{\omega.k_И}{2\pi}, m^3 / h. \qquad (21.72)$$

Където: $l = 0,02 \div 0,025, m$ е средната дължина на цилиндричните форми от глина получени след преминаването им през решетката на чашата;

A_1, m^2 - площта на отворите на чашата, покрити от ролките близко разположени до оста на въртене и за един оборот на вертикалния вал;

A_2, m^2 - площта на отворите на чашата, покрити от ролките отдалечено разположени до оста на въртене и за един оборот на вертикалния вал;

$\omega, rad / s$ - Ъглова скорост на вертикалния вал.

За сухо трошене на твърди минерали може да бъде използвана следната формула:

$$Q_V = 2,15G.D.n, m^3 / h. \qquad (21.73)$$

Където: G, t е масата на ролките;

- D, m - диаметър на чашата;
- n, s^{-1} - честота на въртене на вертикалния вал.

Избирането на ролковите трошачки става от каталози, като трябва да се отчитат конкретните условия на работа и свойствата на материала, което обезпечава надеждността при експлоатацията на тези машини.

21.7. ВИБРАЦИОННИ ТРОШАЧКИ.

Разглеждайки съвременните тенденции за усъвършенстване на трошачките с ексцентрично задвижване на работния орган (челюст, конус), се забелязва, че не може да бъде постигната голяма ефективност на ударно въздействие на челюстта или конуса върху материала, при която е възможно да се съчетаят в един агрегат два и повече стадия на трошене. Съществуват също и големи трудности при използването на ексцентрикови трошачки за работа в

автоматизирани линии с дистанционно управление. На тези изисквания отговарят трошачките с инерционно задвижване на подвижните челюсти или конуси. Преминаването към инерционно задвижване позволява да се получат практически не ограничени усилия в трошачната камера, които могат да бъдат лимитирани само от здравината на машината. Голямата честота на въртене ($1000 \div 1500\,\mathrm{min}^{-1}$ и от горе) позволява да се оценят въздействието на челюстта или конуса като вибрационни.

Всичко това води до извода, че трошачките с инерционно задвижване могат да бъдат използвани за трошене на най- твърди и здрави минерали при най-голяма ефективност на ударно-вибрационния начин на разрушаване.

Вибрационното задвижване в сравнение на кинематичното при съответстващи условия, дава възможност за значително опростяване на конструкциите на машините, чрез използването на само синхронизиращи задвижващи вибратори, което значително намалява масата и габаритите на съоръженията и облекчава ремонтът и обслужването на трошачките.

Важно предимство на вибрационните трошачки е използването им в автоматизирани линии - възможност да работят в режим на претоварване. Освен това вибрационните трошачки могат да бъдат спирани и пускани под-товар (с пълна трошачна камера), попадането на не трошими предмети не предизвиква счупвания от елементи на трошачката, защото колебанията се възбуждат не кинематични, а динамично и зависят само от инерционните параметри на трошачките.

Ударно-вибрационните трошачки са динамично уравновесени, не им е необходим фундамент, може да бъдат монтирани на тавани и естакади.

1. Описание на конструкциите на вибрационните челюстни трошачки

Основна отличителна разлика на вибрационните челюстни трошачки от роторните с ударно действие се състои в това, че ударът се нанася не по свободно падащ руден къс, а по такъв който се намира между две челюсти или върху тежък корпус (наковалня). Очевидно е, че във вибрационните челюстни трошачки ударът ще бъде значително по-ефективен.

Най известните конструктивни схеми на вибрационните челюстни трошачки са следните:

- инерционна челюстна трошачка с една подвижна челюст;
- вибрационна челюстна трошачка с две подвижни челюсти:
- вибрационна челюстна трошачка с тежък корпус и махало;
- вибрационна челюстна трошачка с вибратори в конуса;
- вибрационна челюстна трошачка с вълноводи.

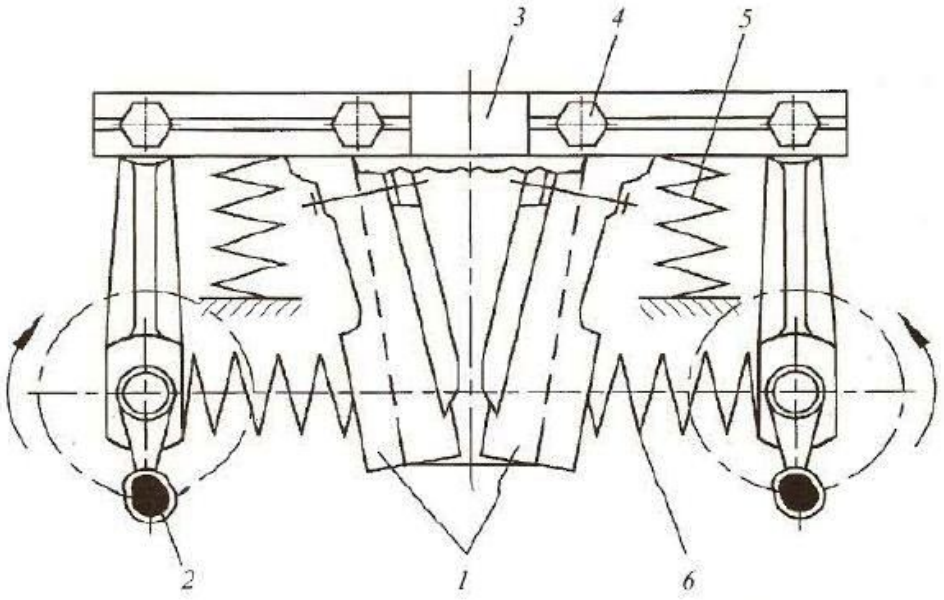
Първата инерционна челюстна трошачка на руския институт „Механобър”, представлява челюстна трошачка със сложно движение на подвижната челюст, която вместо с ексцентриков вал задвижва подвижната челюст с дебалансен вибратор, твърдо закрепен върху нея. Той изпълнява ролята на допълнителен възбудител, позволяващ по-интензивен процес на трошене.

Най-голямо приложение са намерили вибрационните челюстни трошачки с две подвижни челюсти, в които твърдо или чрез еластични елементи са монтирани дебалансни вибратори.

Вибрационните челюстни трошачки с две подвижни челюсти се разделят на две групи:

- с въртеливо (махови) колебания на подвижните челюсти;
- с праволинейни колебания на подвижните челюсти.

Типична конструкция на трошачка с въртеливо (махови) колебания на подвижните челюсти е показана на фиг.21.41. Особено за тази трошачка е наличието на възел на окачване, към който се закрепват горните части на подвижните челюсти.



Фиг.21.41. Вибрационна челюстна трошачка с въртеливо (махови) колебания на подвижните челюсти

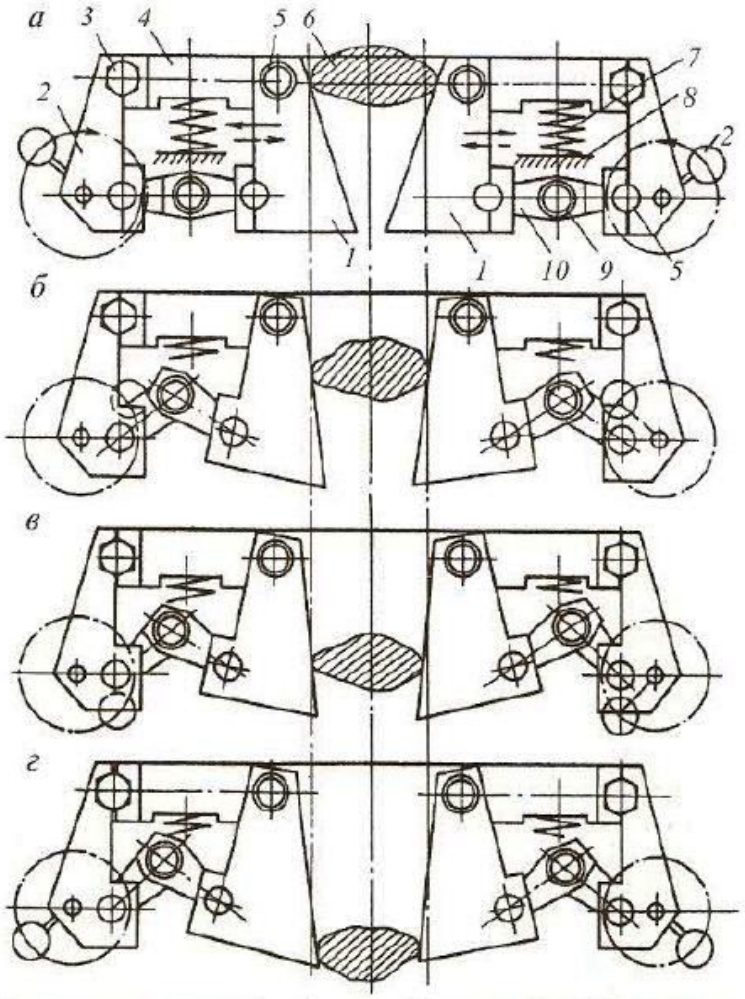
Двете подвижни челюсти 1 се задвижват в колебателно движение от дебалансните вибратори 2. Подвижните челюсти са монтирани на рамата 3 еластично окачени на осите 4. Дебалансните вибратори са свързани с челюстите чрез еластичните елементи 6, поемащи пиковото натоварване и предпазващи задвижването. Трошачката е монтирана на площадка чрез амортесьори 5, предаващи вибрациите на опорната конструкция при движението на челюстите напред и надолу, осъществявайки трошенето и даваща допълнителна скорост на материала при разтоварване.

Схемата на трошачката позволява чрез намаляване на колебанията на дебалансните маси, по отношение на челюстите, да бъде повишен пробега и трайността на лагерите на задвижването.

На фиг.21.42 е показан един от начините, за предпазване на вибрационните челюстни трошачки с две подвижни челюсти, при попадане на не трошим предмет в трошачната им камера.

Дебалансните вибратори 2 създават вертикални колебания на трошачката в амортесьорите 7 и противофазни хоризонтални на челюстите 1. При попадане на не трошим предмет 6 в трошачната камера (Фиг.21.42а), трошачката се премества надолу придавайки допълнителна скорост на захванатия предмет по посока на разтоварването. При завъртане на дебаланса (Фиг. 21.42б), подвижните челюсти се отварят като освобождават не трошимия предмет, който

започва да се движи със скорост равна на тази която му е предала трошачката. Окаченият торсион 3 не му позволява да се върне нагоре на нивото на по-голям ъгъл и челюстите предават огромното усилие от не трошимият предмет към свързващата система 10, раменете на която се завъртат и изкривяват еластичния централния шарнир, доколкото неговата еластичност е по-малка от този на усукването на торсиона 3. При следващия цикъл (Фиг.21.42), на не трошимия предмет отново действа вертикалната съставна от силата в дебаланса избутваща предмета надолу в трошачната камера.



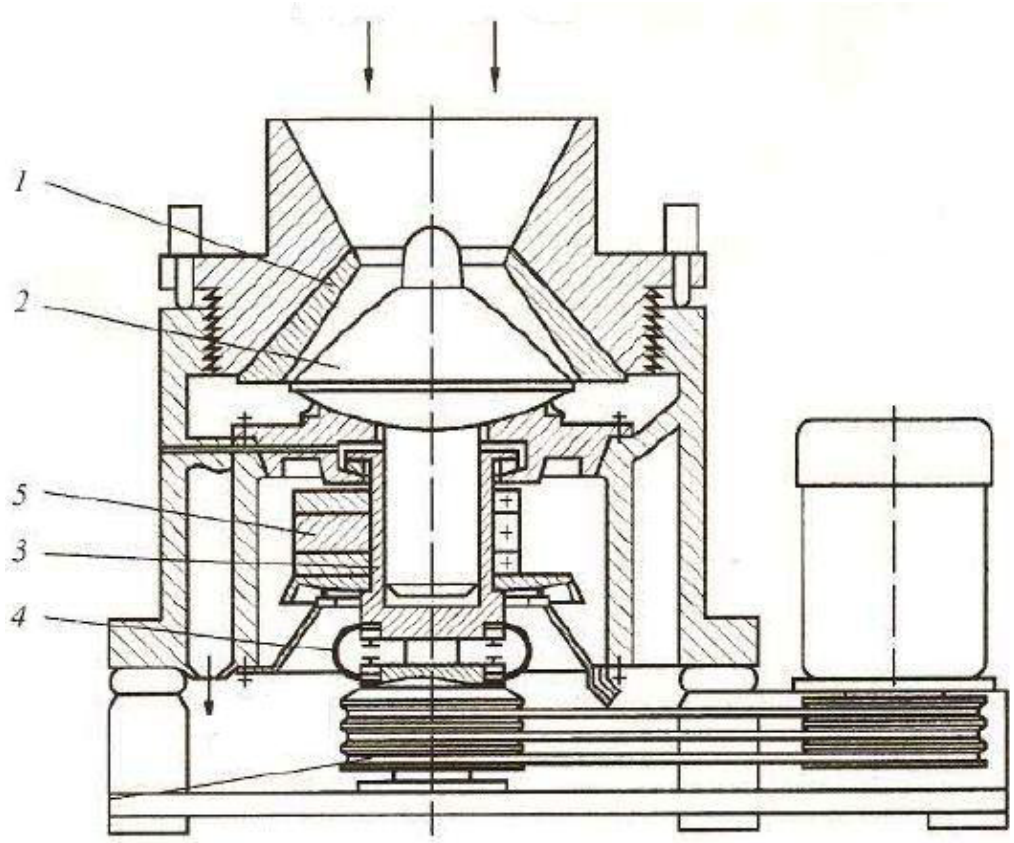
Фиг.21.42. Предпазване на вибрационна челюстна трошачка с две подвижни челюсти

При това подвижните челюсти отново се приближават една към друга и чрез раменете на свързващата система 10, допълнително усукват централния шарнир, в който се натрупва потенциална енергия от еластичната деформация. На фиг.21.42г.), челюстите са се отворили още повече. Еластичния шарнир 9 се е усукал на максимален ъгъл. Не трошимия предмет 6 се е преместил в зоната на разтоварване. При вертикалното въздействие на челюстите той изпада от трошачната камера. Натрупаната потенциална енергия в централния шарнир връща подвижните челюсти в изходно положение.

2. Описание на конструкциите на инерционните конусни трошачки.

Инерционните конусни трошачки представляват следващ етап в техническото и технологично развитие на конусните ексцентрикови трошачки. Основната разлика между тях е в това, че ексцентрика бива заместен с задвижващ дебалансен вибратор. Неговото използване води до редица принципни особености на тези трошачки които ги отличават от ексцентриковите.

Трошачките от този тип (Фиг.21.43) включват външен конус 1 и вътре в него, вътрешен конус 2. Конусите са облицовани с брони, като пространството между тях представлява трошачната камера на машината. На вала 3 на вътрешния конус с помощта на лагер е монтиран дебалансен вибратор 5, привеждан в движение от еластичния съединител 4. При въртене на вибратора, създадената центробежна сила принуждава вътрешния конус да се търкаля по външния, ако в трошачната камера няма материал или през слоя материал ако има такъв.



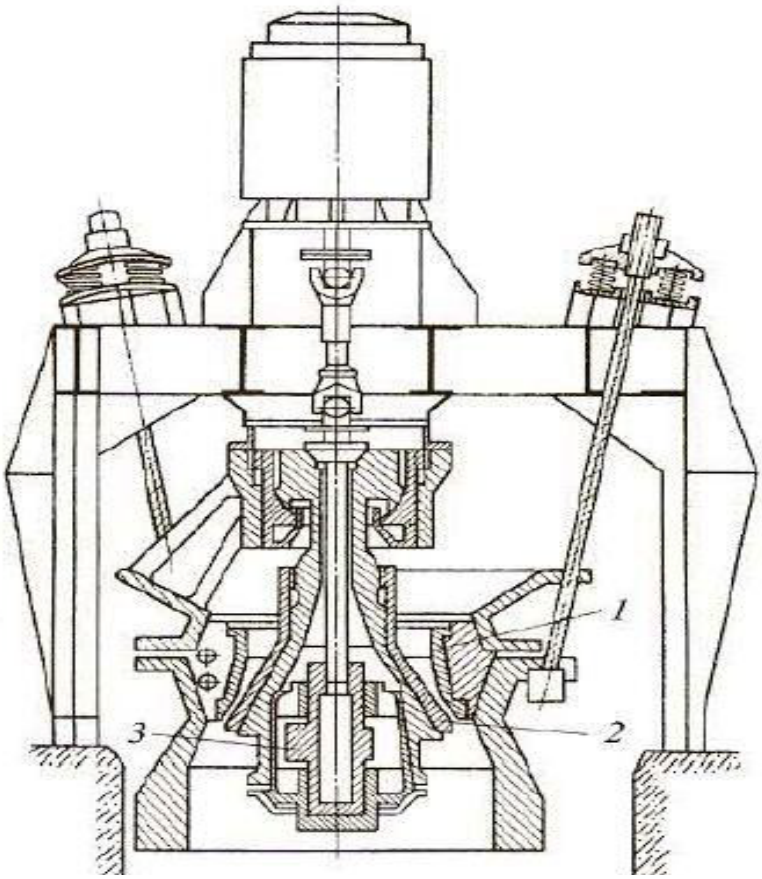
Фиг.21.43. Принципна схема на конусна инерционна трошачка

Тези различни от ексцентриковите трошачки движения са възможни поради липсата на кинематични ограничения на амплитудата на подвижния конус.

Идеята за използването на вибратор за задвижване на подвижния конус се появява в САЩ през 1925г., като нейни варианти са публикувани в Германия 1952г., Австрия 1957г. и Япония 1972г, която закупува патент от Русия. В Русия по създаването на такива машини се работи от 1948г. В зависимост от конструктивните особености, конусните инерционни трошачки могат да бъдат - с вибратор на вала и конзолно закрепен вал (Фиг. 21.43), с вибратор на вала и

окачен вал на вътрешния конус (Фиг.21.44) и с два вибратора в корпуса и окачен вал на вътрешния конус (Фиг.21.45).

При схемите с два вибратора без кинематична връзка между тях, синхронното и съфазно въртене се осъществява за сметка на явлението на самосинхронизация.



Фиг.21.44. Инерционна конусна трошачка с вибратор на вала и окачен вал на вътрешния конус
1-външен конус; 2- вътрешен конус; 3-вибратор

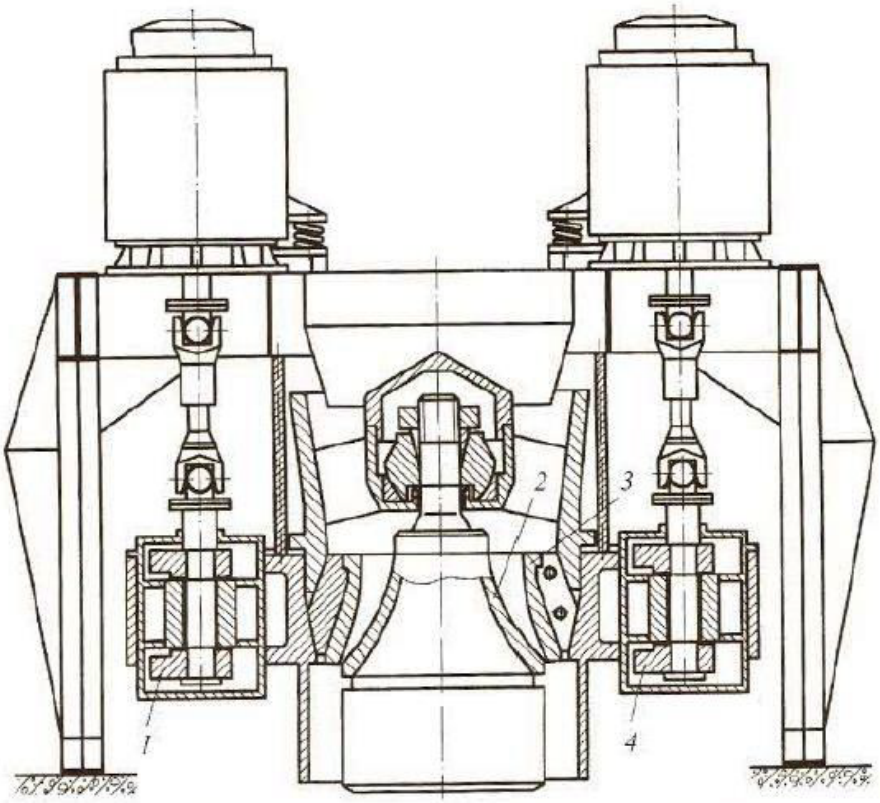
Използването на дебалансните вибратори определят няколко съществени различия от класическите ексцентрикови трошачки. Основната разлика е отсъствието на твърда кинематична връзка между конусите, което позволява на вътрешния конус да се търкаля по външния без хлабина, както и да се движи по елиптични траектории образуващи се в процеса на експлоатация на трошачката.

В работен режим вътрешния конус може да мени своята амплитуда в зависимост от неравномерността на съпротивлението на трошащия се продукт, по кухините между рудните късове, неговото движение може да е изместено от оста на трошачката или да бъде преустановено от голям не трошим къс, което не нанася никакви щети на механизма за трошене и не стопира дебалансния вибратор. В такъв случай конусните инерционни трошачки нямат изпускателен отвор във вида който е възприет за ексцентриковите, а под широчина на изпускателния отвор се разбира широчината на хлабината между конусите при съвпадането на техните оси.

Друга съществена разлика между инерционните конусни трошачки и

класическите се състои в характерът на силата на трошене. В ексцентриковите трошачки тази сила зависи от здравината на преработвания материал и степента на запълване на трошачната камера, която при празен ход е равна на нула. В инерционните конусни трошачки силата представлява сума от центробежната сила на дебаланса и подвижния вътрешен конус при неговото инерционно движение.

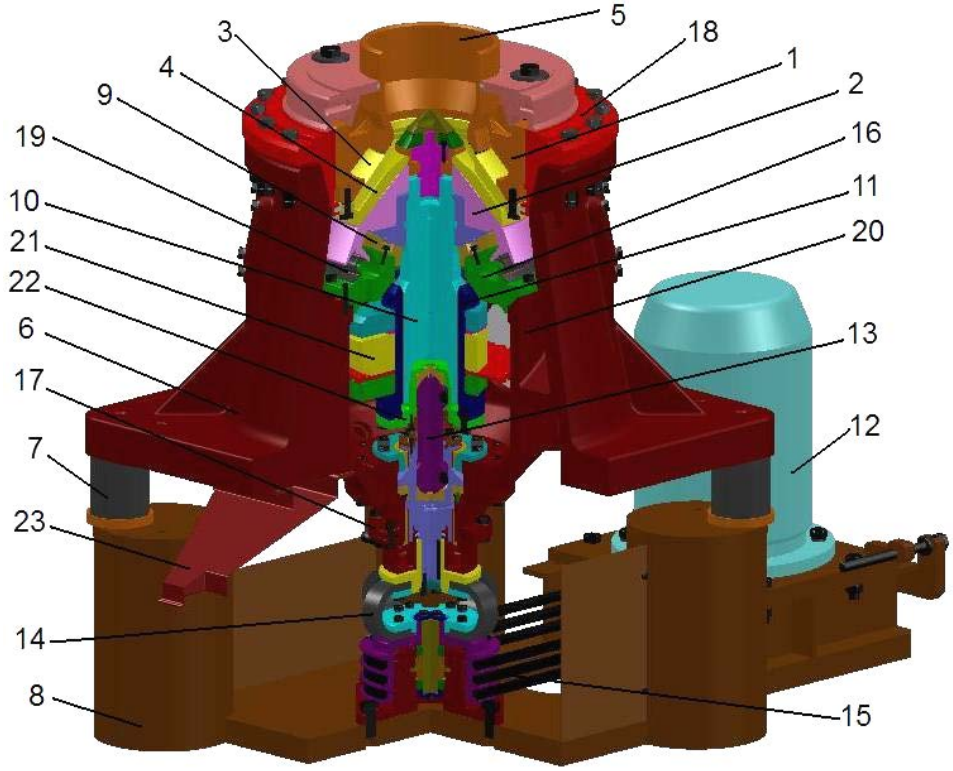
Тази сила се определя от механиката на трошачката и не зависи от материала и се съхранява и при празен ход. Следователно за тези трошачки липсва понятието празен ход, поради което не са необходими мерки за осигуряване на устойчивост на вътрешния конус върху сферична опора при празен ход. Всичко това, в съчетание с еластичната изолация на конусните инерционни трошачки от фундамента, позволява да се увеличи до два пъти честотата на люлеене на вътрешния конус, следствие от което, отказ от работа с дозирано захранване и преминаване на работа под завал. По този начин се минимизира влиянието на рудата върху технологичните показатели.



Фиг.21.45. Инерционна конусна трошачка с вибратори в корпуса
1-дебалансен вибратор; 2-вътрешен конус; 3- външен конус

На фиг.21.46 е показан 3D компютърен модел на трошачка тип КИД300. Трошачката се състои от корпус 6, вътре в който е разположен външният конус 1 и вътрешният трошащ конус 2, който лежи върху сферичния петови лагер 9. Двата конуса са защитени с облицовъчните брони 3 и 4 оформящи камерата на трошене. Корпусът на трошачката е монтиран върху рамата 8 посредством меки гумени амортизатори 7. Върху корпуса е закрепен твърдо с болтове опорният пръстен 18, който има вътрешна трапецовидна резба, в която се навива регулируемия пръстен (външния конус). Над външния конус е поставен приемен

бункер 5. Материалът постъпва в него, непосредствено от захранващия бункер на трошачката под действие на собственото си тегло. Разтоварването на готовия продукт става през разтоварната фуния 23. Вътре в корпуса на трошачката е изграден вертикален кух цилиндър 20. В горната му част е монтиран опорен фланец 16 заедно със сферичния петови лагер. Във вътрешността му е поставена втулката 11, обхващаща вала 10 на вътрешния конус. Към втулката външно е закрепена дебалансна маса (регулируем дебалансен вибратор) 21, която при въртенето си създава смущаващата центробежна сила. В долната част на втулката е изградена шарнирна опора 22, в която е монтирана горната сферичната глава на задвижващия вал 13, осигуряващ карданна връзка между вътрешния конус и задвижването. Въртящия момент се предава от задвижващият електродвигател 12 чрез клиноремъчна предавка 15 и еластичен гумен съединител 14 на опорната чаша 17, която е монтирана към корпуса на машината и поема теглото на дебалансния възел. В опорната чаша влиза долната сферична глава на задвижващия вал. Той от своя страна задвижва втулката с дебаланса, откъдето движението се предава на вътрешния конус, чрез дебалансната втулката и вала на вътрешния конус, които оформят плъзгащ лагер. Маслената камера на трошачката и сферичния лагер се изолират от запрашеното работно пространство чрез противопрахово гумено уплътнение 19.



Фиг.21.46. Инерционна конусна трошачка КИД300

3. Описание на конструкциите на вибрационните конусни трошачки.

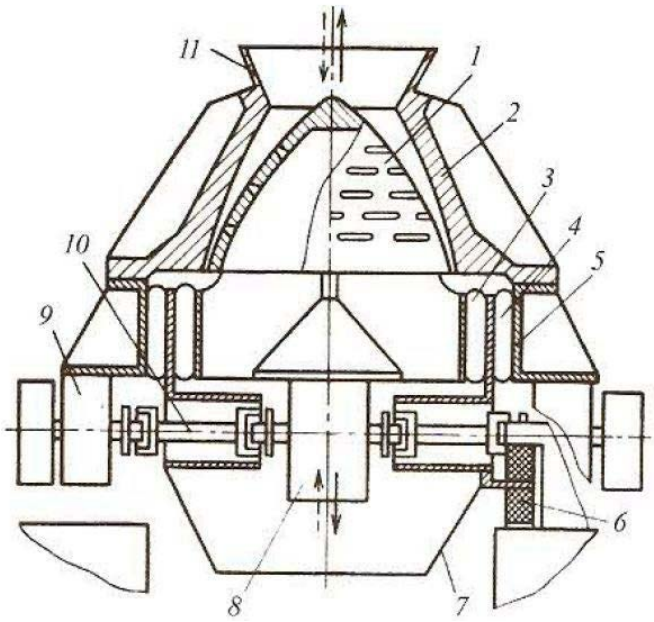
Основното достойнство на инерционните конусни трошачки е високата степен на трошене достигаща до 16. Тя се постига за сметка на скоростния режим и динамичното въздействие на конуса върху материала, което води до вътрешнослойно трошене на материала с високо съдържание на ниски класове

(ситнеж).

Понякога в редки случаи е необходимо да се осъществи трошене с малко количество ситен материал и в този случай може да бъде използвана вибрационна челюстна трошачка, която осигурява ниско съдържание на ниски класове в изходящият продукт. Изходният продукт на вибрационната челюстна трошачка обаче съдържа и много едри класи.

С цел преодоляване на тези недостатъци са създадени вибрационните конусни трошачки при които, конусът заедно с корпуса осъществяват вертикални колебания.

Във вибрационната конусна трошачка (Фиг.21.46) вертикалните колебания се обезпечават от вътрешен вибратор, твърдо закрепен на конуса и външните вибратори разположени на корпуса.



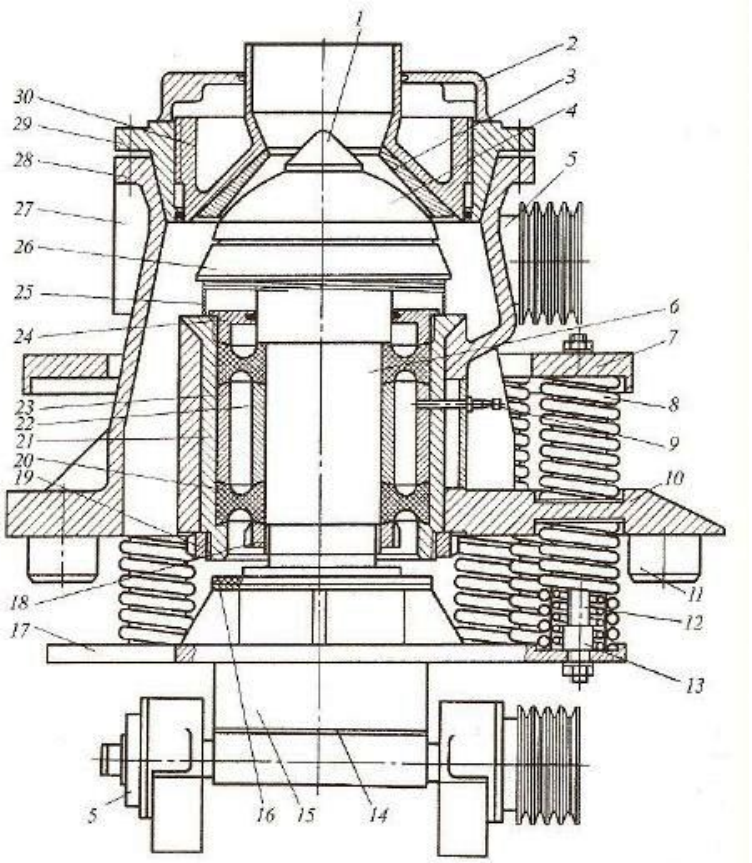
Фиг.21.46. Схема на вибрационна конусна трошачка
1-вътрешен конус; 2-външен конус; 3,4-еластични елементи; 5-корпус; 6-опорни амортисьори; 7-разтоварна воронка; 8-вътрешен вибратор; 9-външен вибратор; 10-кардан; 11-захранваща воронка

Външните и вътрешен вибратор възбуждат противофазни колебания на конусите. При това малките фракции материал се отвеждат допълнително от трошачната камера през специални отвори на вътрешния конус.

На фиг.21.47 е показана вибрационна конусна трошачка със само синхронизиращи се вибратори. Механизмът за трошене се състои от корпуса 28 с чашата 30 монтиран, в опорен пръстен 29, покрит от кожух 2. Корпусът е снабден със скобите 27 на които са закрепени дебалансните вибратори 5 свързани с клино ремъчни шайби. В цилиндричната чаша 21 е монтиран подвижния вътрешен конус 26, като той е центрован в чашата с помощта на гумения пръстен 20 на който, аксиалната коравина е незначителна спрямо радиалната. Това позволява свободно преместване на конуса по вертикалната ос и неподвижност по хоризонталната.

За повишаване на коравината на центриращия възел в кухините му се нагнетява въздух под налягане от щуцерът 9. Чашата 21 е хваната в

цилиндричното гнездо на конуса с гайка 19. Гумените пръстени 20 в чашата и на вала на конуса са фиксирани с втулките 22, 23 и гайките 18 и 24. За поддържане на налягането в пръстена 20 штуцерът е свързан посредством шлангове с предпазен вентил. На коничната част на вала на подвижния конус е закрепена опорната шайба 17, по периметърът на която Dчрез центрираща втулка 13, са поставени пакети винтови пружини 8.



Фиг.21.47. Вибрационна конусна трошачка със само синхронизиращи се вибратори

Еластичните пакети са поставени от двете страни на фланеца на корпуса и се натягат с помощта на шпилките 12 и притискателния пръстен 7. Пакетът 8 представлява еластична система, свързваща две маси – корпус 28 и подвижен конус 26. При това откритите и вътрешни пружини в еластичните пакети се избират с еднаква еластичност и коравина. Опорната шайба 17 е снабдена с две скоби 15 с които, чрез еластичните уплътнения 14 се закрепват дебалансните вибратори 5.

Дебалансните вибратори на корпуса и конуса са избрани еднакви. Към фланеца на опорната шайба 17 е центрован и закрепен еластичния пръстен 16, изпълняващ ролята на демпфер които ограничава хода на корпуса и конуса при наличието на резонанс.

Корпусът се опира на площадка 10 с опорите 11. Основните възли формиращи трошачната камера са конусите 30 и 26. Външния конус 30 представлява стоманена отливка с резба по външната повърхност. Вътрешната повърхност е облицована с бронята 3, която се закрепва чрез специална сглобка включваща накладка, дискова перчата пружина и гайка.

22.МАШИНИ ЗА ПРЕСЯВАНЕ НА СТРОИТЕЛНИ МАТЕРИАЛИ

22.1. ХАРАКТЕРИСТИКА НА ПРОЦЕСА ПРЕСЯВАНЕ

Същност, цели и задачи на процеса пресяване

Пресяването е процес, при който насипните строителни материали се разделят на класове по едрина чрез пресевни повърхнини.

Материалът постъпващ за пресяване, се нарича **изходен продукт**, този който остава върху пресевната повърхност – **надситов продукт**, а преминалият през отворите на пресевната повърхност – **подситов продукт**. Надситовият продукт се означава със знак (+), а подситовият със знак (-).

Когато материалът се пресява през n последователни сита, тогава се получават $n+1$ продукта. В този случай подситовия продукт на всяко предхождащо сито е изходен продукт на следващото.

Продукт, намиращ се между които и да са две последователни сита се нарича **клас**.

Получените при пресяването класове от насипен материал се означават с две цифри, равни на отворите на двете сита, между които се намира. Ако d_1, mm и d_2, mm $(d_1 > d_2)$ са съответно размерите на отворите на двете сита, между които е заключен дадения клас, означението на този клас става по един от следните начини: клас - $d_1 + d_2$; клас $d_1 - d_2$ или клас $d_2 - d_1$.

При пресяването на материалите е необходимо да се осъществява относително движение между насипната смес и пресявната повърхност, с направление успоредно на разделителната повърхност. Освен това частиците трябва да участват в движение, напречно на слоя материал, намиращ се върху ситовата повърхнина, което дава възможност и на частиците от горните слоеве да контактуват с пресевната повърхнина. Това движение води до разслояване на частиците материал при което, едрите частици се разполагат в горните слоеве, а дребните в долните. Това явление се нарича **стратификация**.

Разслояването на частиците по едрина върху ситото благоприятства пресяването, защото малките частици достигат по-бързо до пресевната повърхност, а големите се отдалечават от нея.

Пресяването се прилага за класиране на разтрошения продукт по едрина. Например след трошачките за едро трошене готовия продукт е много разнороден по размер, а само определена част от него има размери на късовете съпоставими с широчината на изпускателния отвор на трошачката. Тогава този материал бива подлаган на пресяване при което, надситовия продукт отговарящ на размерите на изпускателния отвор на трошачката, постъпва в трошачките за средно трошене, а подситовите класи направо за ситно трошене. По такъв начин се повишава производителността на трошачните цехове или инсталации. В този случай пресяването изпълнява междинна операция при трошенето и се нарича **подготвително**.

Ако в резултат на пресяването се получат продукти, които могат да бъдат използвани направо от потребителите, пресяването се нарича **самостоятелно**. Това става най-често, при сортиране на строителни материали.

Когато при пресяването се получат класове със строго определена едрина

на зърната, с цел подготовка на материала са следващи процеси, тогава то се нарича **подготвително пресяване**.

Пресяване се прилага също при отделяне на вода и шлам от продукти получени след промиване и може да бъде наречено **обезводнително**.

Ефективност на пресяването

За количествена оценка на степента на разделяне при процеса пресяване се прилага технологичният показател **ефективност на пресяването**.

Това е показател изразен в проценти или части от единица, е отношение на масата на продукта, преминал през отворите на ситото, към масата на подситовия клас, съдържащ се в изходния продукт. Този параметър се нарича също и коефициент на полезно действие на ситото и може да бъде определен от израза:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{\frac{Q.\alpha}{100}}.100 = \frac{Q_2.10^4}{Q.\alpha}, \%. \qquad (22.1)$$

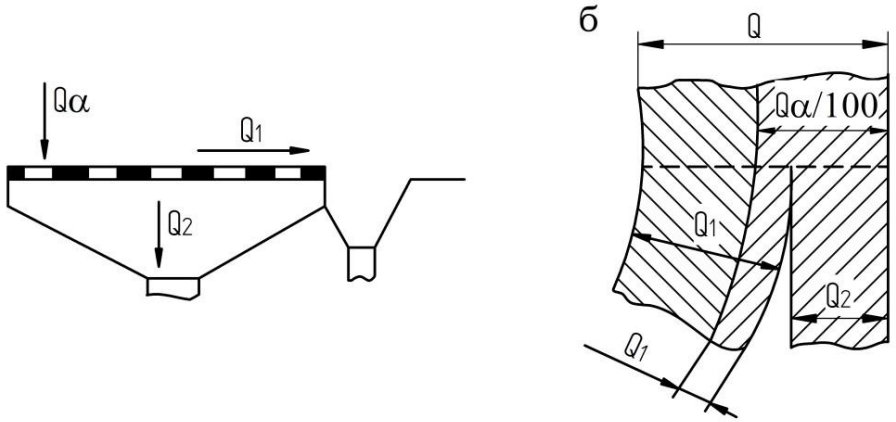
Където: Q, kg е масата на постъпващия за пресяване продукт (Фиг. 15.1);

Q_1, kg - масата на надситовия продукт;

Q_2, kg - масата на подситовия продукт;

$\alpha, \%$ - процентното съдържание на подситовия клас, съдържащ се в постъпващия за пресяване продукт;

$\beta, \%$ - процентното съдържание на подситовия клас, съдържащ се в надситовия продукт.



Фиг.22.1. Схема на класовете при пресяване

Определянето на тези маси става посредством, процентното съдържание на подситовия клас в материала за пресяване α и в надситовия продукт β. Очевидно е равенството:

$$Q = Q_1 + Q_2. \qquad (22.2)$$

За дебита на подситовия клас преди и след пресяването е в сила равенството:

$$\frac{Q.\alpha}{100} = Q_2 + \frac{Q_1.\beta}{100}. \qquad (22.3)$$

При съвместното решаване на (22.1), (22.2) и (22.3), за ефективността на пресяването се получава:

$$\varepsilon = \frac{(\alpha - \beta).10^4}{\alpha(100 - \beta)}, \%. \qquad (22.4)$$

Процентните съдържания α и β се определят след пресяване на проби от двата продукта през сито със идентични отвори на това на което, се определя ефективността на пресяване.

Фактори влияещи на процеса пресяване

Факторите влияещи на производителността и ефективността на пресявана на дадена пресевна уредба, могат да се разделят на две групи.

Първата група включва фактори, които зависят от физико-механичните свойства на насипния материал. Един от тези фактори е **насипната плътност** на материала, като от него зависи масовата производителност на ситото. Тази зависимост е линейна. Друг фактор от тази група е **геометричната форма на зърната** на материала. Най-подходящ за пресяване е материал с овална форма на зърната (пясъци, чакили). За повечето материали обаче, формата на зърната е близка до тази на многостен, при която пресяването е по-малко интензивно.

Освен геометричната форма на зърната, голямо влияние на процеса пресяване оказва **относителния размер** на минералните зърна. От съответствието между размерите на зърната и отворите на пресевната повърхност, зависи **вероятността** за преминаване на зърната през тези отвори.

Друг основен фактор, зависещ от физико-механичните свойства на насипния материал е **влажността на материала**. Особено важно е количеството повърхностна влага, която рязко понижава производителността на ситата. Това е най-силно изразено при пресяването на най-ситните класове, при които специфичната повърхност е значителна. Увеличаването на влагата от 8 до 40% води до рязко снижаване на ефективността на пресяването, а при по-голямо увеличение следва подобряване на работата на ситата. Съдържанието на лепкави материали като глини в насипният продукт оказва изключително неблагоприятно влияние на технологичните показатели на ситата, като при наличие на фини класове, такъв продукт почти не подлежи на пресяване.

Втората група фактори влияещи на производителността и ефективността на пресявана на дадена пресевна уредба, зависят от конструктивно механичните особености на ситата.

Един от тези фактори е **формата на отворите на пресевната повърхност** на ситата. Формата на тези отвори е кръгла, квадратна или правоъгълна. Пресевните повърхности с кръгли отвори дават по-дребен подситов продукт, като максималния размер на зърната, преминали през пресевната повърхност с такива отвори е около 80% от тези с квадратните със същия размер. Правоъгълната форма на отворите на пресевната повърхност позволява, преминаването на още по-едри зърна от квадратните.

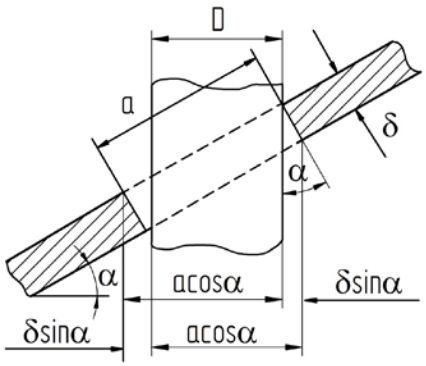
Друг фактор от втората група е **широчината и дължината** на пресевната повърхност. Дължината L на тази повърхност определя дължината на пътя и

времето на пресяване. По-голямата дължина осигурява по-висока ефективност на пресяването, като тя не може да бъде удължавана много по икономически причини.

С увеличаване на широчината B на пресевната повърхност, расте пропорционално неговата производителност.

Производителността на ситата зависи и от друг фактор от тази група наречен **абсолютни размери на отворите** на ситото. Увеличаването на размерите на тези отвори води до линейно нарастване на производителността на пресевната уредба.

Друг конструктивен фактор, която оказва влияние върху ефективността на пресяването е **ъгълът на наклона** на пресевната повърхност. Увеличаването на този ъгъл (Фиг.22.2), намалява активната широчина на отворите на ситото, което затруднява преминаването на така наречените трудни зърна през тях.



Фиг.22.2. Влияние на ъгълът на наклона на пресевната повърхност върху активната широчина на отворите на ситото

Активната широчина може да бъде определена от израза:

$$D = a.\cos\alpha - \delta.\sin\alpha. \qquad (22.5)$$

В тази формула a е дължината на отворите на ситото, а δ е дебелината на материала от който е изградена ситовата повърхност.

Увеличаването на ъгълът на наклона на пресевната повърхност влияе и на **скоростта на движение на материала**. При зададена производителност тази скорост определя дебелината от слоя насипен материал върху пресевната повърхност, а от там и на времетраенето на процеса пресяване. Тази скорост се определя по експериментален път и е различна за различните видове сита.

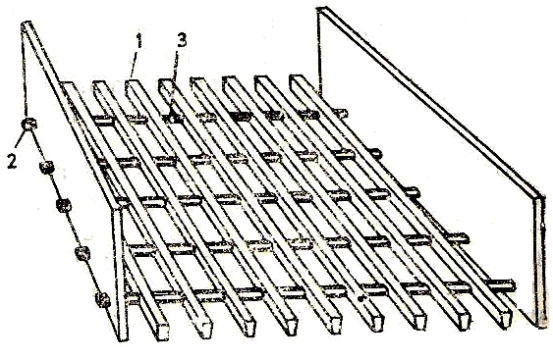
22.2. КОНСТРУКТИВЕН ПРЕГЛЕД НА ПРЕСЕВНИТЕ УРЕДБИ.

За пресяването на строителните материали се използват различни видове машини, които се наричат пресевни уредби или сита. Те могат да бъдат класифицирани според конструктивните си различия като: скарни, дъгови, валцови, барабанни и плоски. Плоските сита биват люлкови, вибрационни и полувибрационни.

Скарни пресевни уредби

Скарните пресевни уредби представляват неподвижна скарна решетка, монтирана под наклон. Тя се захранва в горния край, като движението на

материала по скарата става под действие на собственото му тегло. Насипният материал се движи надлъжно на прътите на скарата, като ситнежа преминава между техните процепи. На фиг.22.3 е показана скарна решетка, с пръти 1 хванати с болтове 2, които са поставени в дистанционни втулки 3, определящи широчината на процепите.



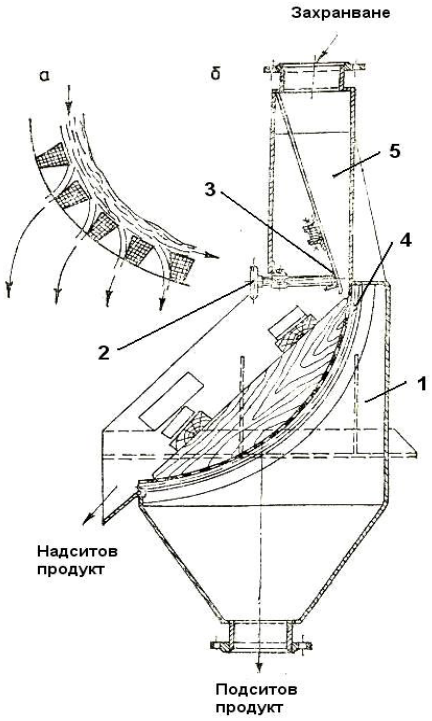
Фиг.22.3. Неподвижна скара

Тези пресеватели се монтират предимно пред приемните бункери на трошачките, с цел да бъдат отделени класите с размер на частиците по-малък от широчината на изпускателния отвор на трошачката.

За облекчаване на движението на материала върху пресевната повърхност и избягване заклинването на зърна с критични размери, се увеличава разстоянието между прътите по посока на разтоварването на материала.

Дъгови пресевни уредби

Дъговите пресевни уредби се използват за мокро пресяване, обезводнявана и обезшламяване на насипни материали с едрина на зърната от 0,15 до 3mm. Пресевните им повърхности са от неръждаема стомана и представляват криволинейни части от цилиндър, изработени от профилни пръти с трапецовидно сечение (Фиг.22.4а).

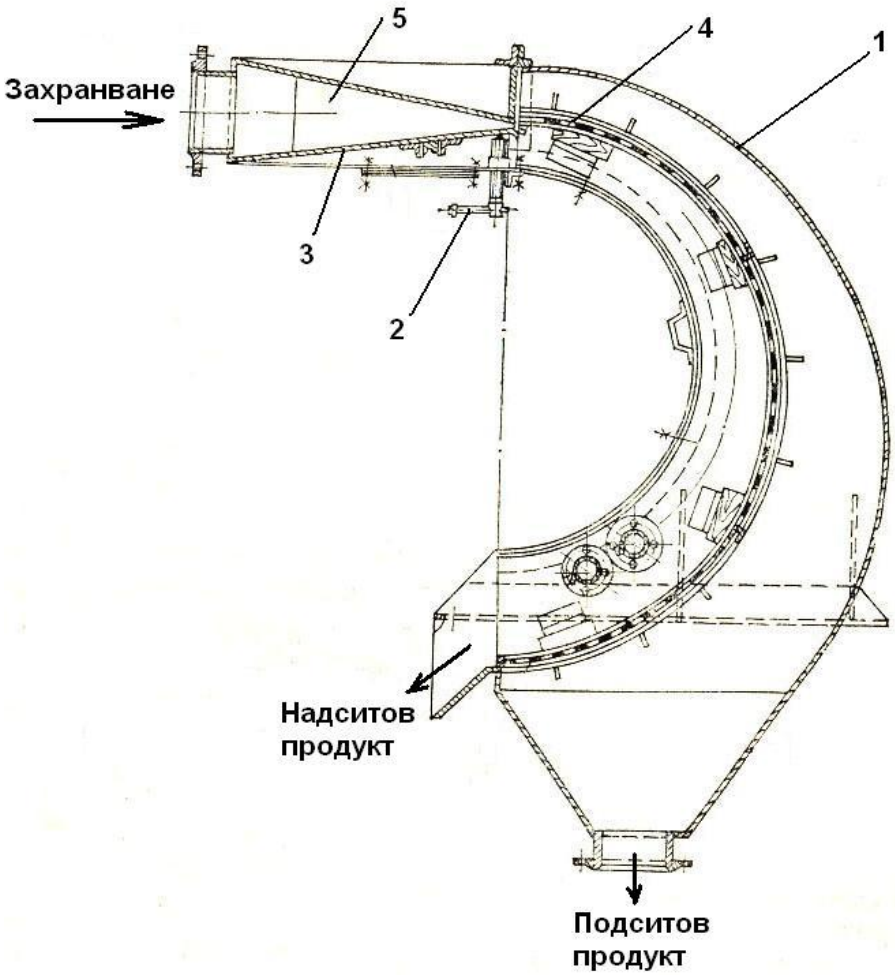


Пулпът постъпва върху скарната решетка тенгенциално през захранващото устройство 5 (Фиг. 22.4 б). Формата на скарната решетка 4 поражда центробежни сили които притискат материала към криволинейната повърхност на решетката. Ситните класове по-малки от процепите на ситото и водата преминават през решетката и се отделят, като подситов продукт. Едрите класове се пързалят по дъговата разделителна повърхност и се отделят като надситов продукт.

Фиг.22.4. Дъгова пресевна уредба

1 – корпус; 2 – винтово регулиращо устройство; 3 – подвижна преграда на захранващото устройство; 4 – ситова повърхност; 5 – захранващо устройство

В зависимост от начина на захранване дъговите пресевни уредби са безнапорни и напорни (Фиг.22.5). Напорните пресевни уредби имат централен ъгълна дъгата ($180^o \le \alpha \le 270^o$) значително по-голям от този на безнапорните и при тях пулпът постъпва под налягане.



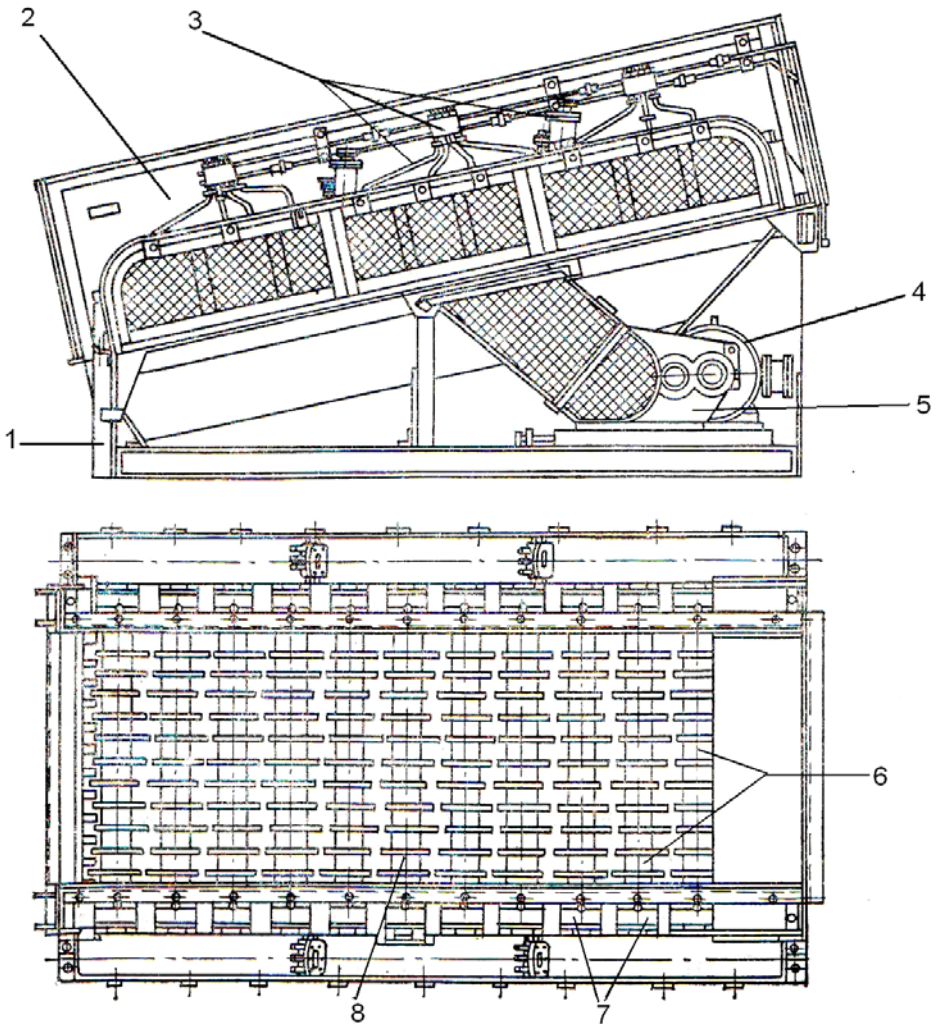
Фиг.22.5. Напорна дъгова пресевна уредба
1 – корпус; 2 - регулиращо у-во; 3 – подвижна преграда на захранващото устройство; 4 – ситова повърхност; 5 – захранващо устройство.

Валцови пресевни уредби

Те се използват за предварително класиране на крехки материали при едрина на подситовия продукт от 5 до 175mm.

Пресевната повърхност на валцовите сита се състои от успоредно разположени и еднопосочно въртящи се валци (Фиг.22.6). Върху валците са монтирани неподвижно дискове с кръгла форма или форма на сферични триъгълници. Валците и дисковете образуват отворите на пресевната повърхност, които най-често са с квадратна форма.

Движението на материала върху пресевната повърхност се осигурява от въртенето на валците и от монтирането на ситото под ъгъл спрямо хоризонталната равнина. Формата на дисковете и начина им на монтиране върху валците създава условия за напречно движение и интензивно разбъркване на материала.



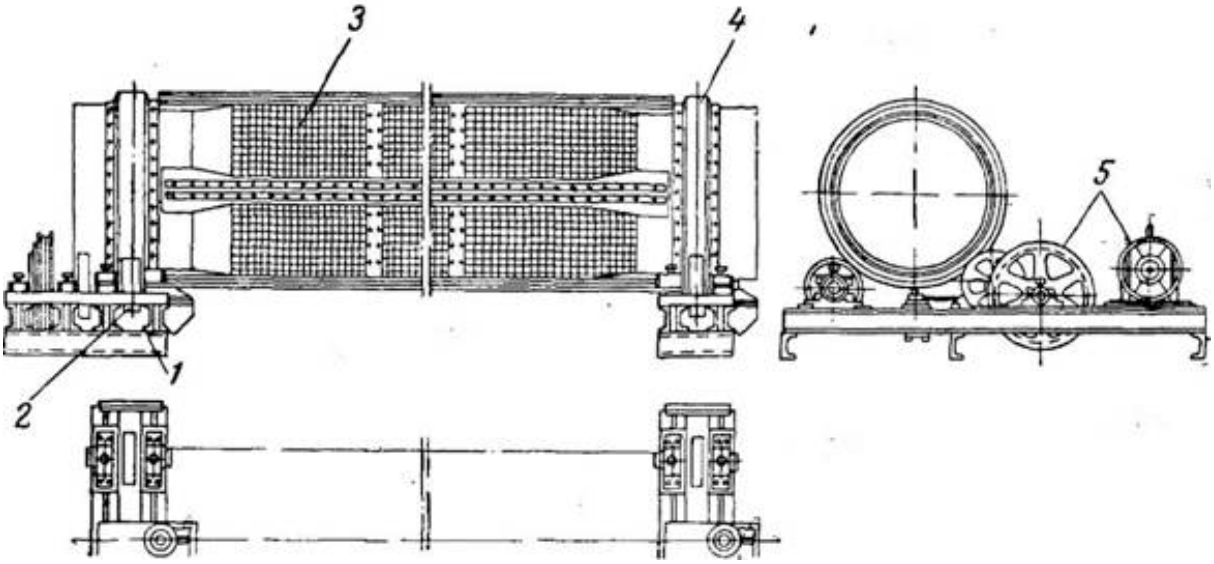
Фиг.22.6.Валцова пресевна уредба
1 – основа; 2 – рама; 3 – система за смазване на лагерите; 4 – двигател; 5 – редуктор; 6 – валци; 7 – лагери; 9 – шайби.

Барабанни пресевни уредби

Въртящите се барабанни пресевни уредби се използват за сортиране и промиване на различни насипни материали, както и като класиращи устройства след първия стадий на смилане. Пресяването на материала при тях се осъществява от цилиндрична, конусна или призматична пресевна повърхност, изработена от перфорирана стоманена ламарина или полиуретанова решетка. Барабанът е лагеруван на централни лагери или на опорни ролки по такъв начин, че долната му образователна да има наклон от 1 до 14^{o} спрямо хоризонталната равнина. Наклонът на цилиндричните сита се осъществява за сметка на наклоненото монтиране на оста им, а при конусните – от наклона на образователната на конуса спрямо хоризонталната ос. Захранването на пресевната уредба с материал става в горната част на барабана, при въртенето на който ситните частици минават през отворите на ситото, а едрите се предвижват на долу и се разтоварват в долния му край.

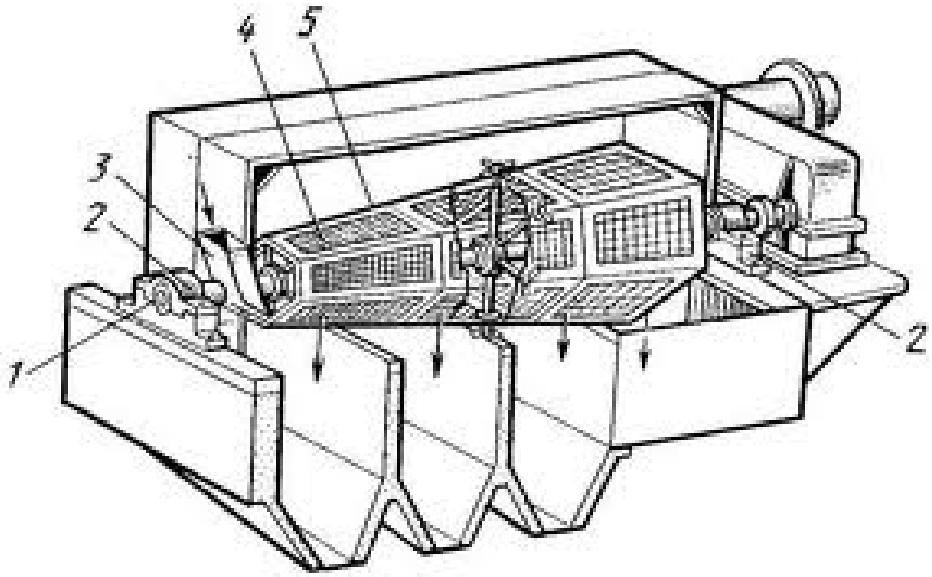
Големите и тежки барабани лагеруват върху ролкови опори (Фиг.22.7), като наклонът на барабана става чрез наклонено монтиране на оста му, а при тези с форма на пресечена пирамида (Фиг. 22.8) за сметка на наклона на конуса или

стените на пирамидата спрямо хоризонталната ос.



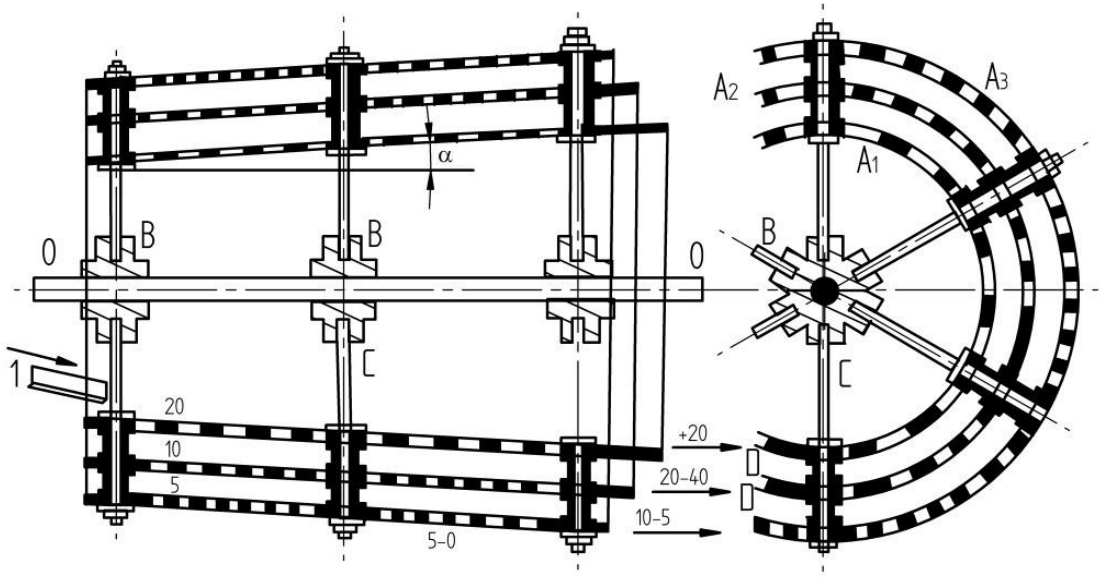
Фиг.22.7. Барабанно сито на ролкови опори
1– рама; 2 – ролки; 3 – барабан; 4 – бандаж; 5 - задвижване

Барабанните сита са с една или няколко пресевни повърхности. Когато те са повече от една, те се подреждат една след друга надлъжно или една над друга концентрично. При надлъжно подреждане се започва с повърхността с най-малки отвори и те се увеличават по посока на движение на материала.



Фиг.22.8. Барабанно сито с форма на пресечена пирамида
1 – вал; 2 – лагер; 3 – захранвач; 4 – решетка; 5 - барабан

При концентрично разположение на пресевните повърхнини (Фиг.22.9) материалът постъпва първо на тази с най-големи отвори. В практиката са намерили приложение и сита с комбинирано разположение на пресевните повърхнини.



Фиг.22.9. Барабанно сито с концентрично разположени пресевни повърхнини

Барабанните пресевни уредби имат малка производителност и ниска ефективност на пресяване, която се движи в границите от 60 до 70%. Въпреки това те намират приложение в промишлеността, като основното им предимство е равномерното им въртене без ударни натоварвания. По тази причина те могат да бъдат монтирани на високи етажи на промишлени сгради и съоръжения.

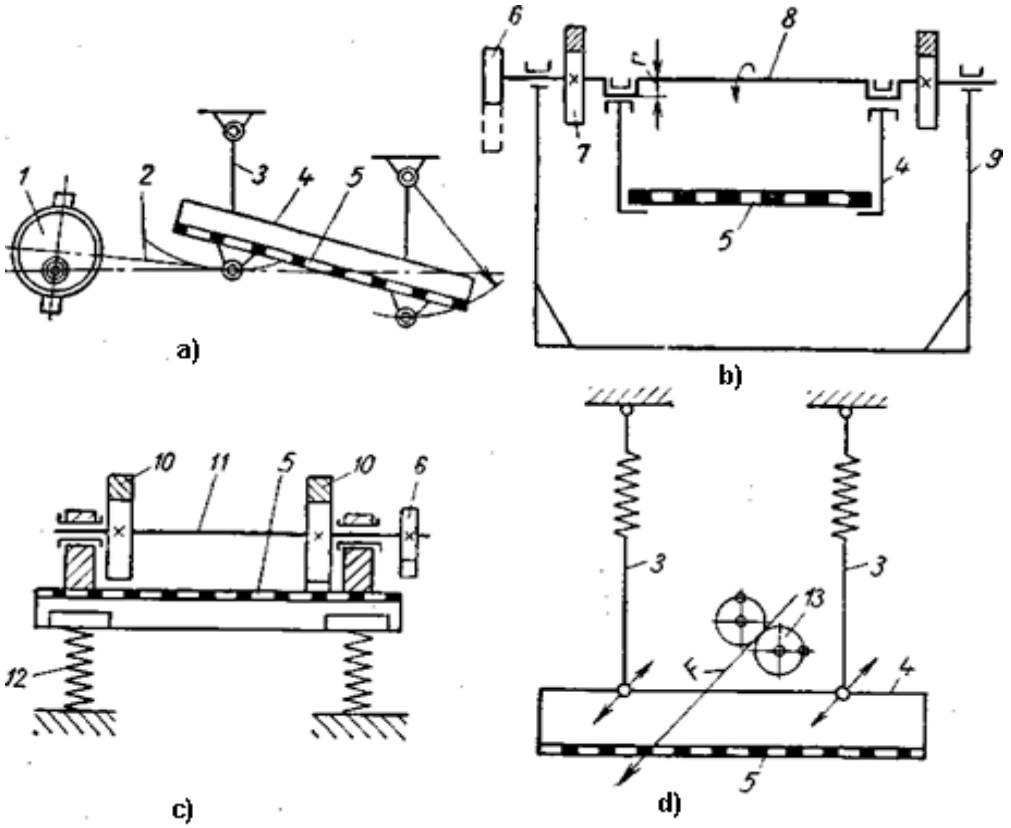
Люлкови пресевни уредби

Люлковите пресевни уредби са към групата на плоските (Фиг.22.11) и се характеризират с постоянни кинематични елементи – траектория и амплитуда на трептене, скорост и ускорение на всички точки от пресевната повърхност. Това се дължи на наличието на твърда връзка между задвижващия механизъм и корпуса на ситото, както и от твърдото шарнирно закрепване на корпуса към фундамента.

Люлковата пресевна уредба се състои от един или два подвижни корпуса с правоъгълна форма с монтирани в тях пресевни повърхнини, окачени или подпрени на неподвижната фундаментна рама чрез твърди опори.

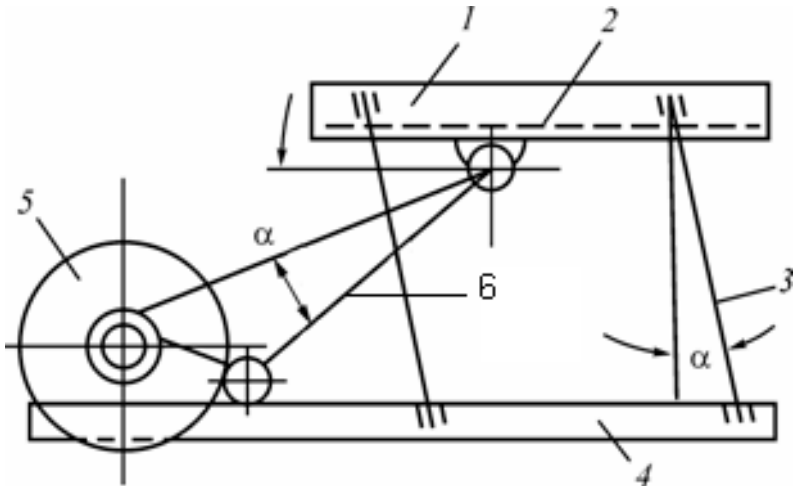
Задвижването на тези подвижни корпуси най-често става чрез въртенето на ексцентриков вал и мотовилка, която ги привежда в праволинейно възвратно-постапателно, кръгово или сложно движение. Вследствие на това и поради наклона на пресевните повърхнини, материалът се движи надлъжно по ситото от мястото на постъпване към мястото на разтоварване. По време на това движение, частиците които имат по-малък диаметър от този на отворите на пресевната повърхност, преминават през нея и се отделят като подситов продукт, а тези с по-голям диаметър се разтоварват в края на ситото като надситов продукт.

В зависимост от характерът на движение на корпуса, люлковите пресевни уредби се делят на сита с праволинейни, кръгови и сложни трептения.



Фиг.22.11. Схеми на плоски сита
а) – люлково; b) – полу вибрационно; c,d) – вибрационни
1 – ексцентриков вал; 2 – мотовилка; 3 – ресорна опора; 4 – корпус; 5 – пресевна повърхнина; 6 – противотежести; 7,10,13 – вибратор; 8 – среден ексцентриков вал; 9 - твърда опора; 12 – еластична опора.

На фиг.22.12 е показана схема на еднокорпусна люлкова пресевна уредба, предназначена за пресяване на ситни и влажни материали, както и за обезводняване.



Фиг.22.12. Схема на еднокорпусна люлкова пресевна уредба

На неподвижната заварена рама 4, върху четири ресорни опори 3 е закрепен подвижния корпус 1, привеждан в движение от ексцентриковия вал 5 с мотовилката 6. Пресевната повърхност и материалът върху нея получават

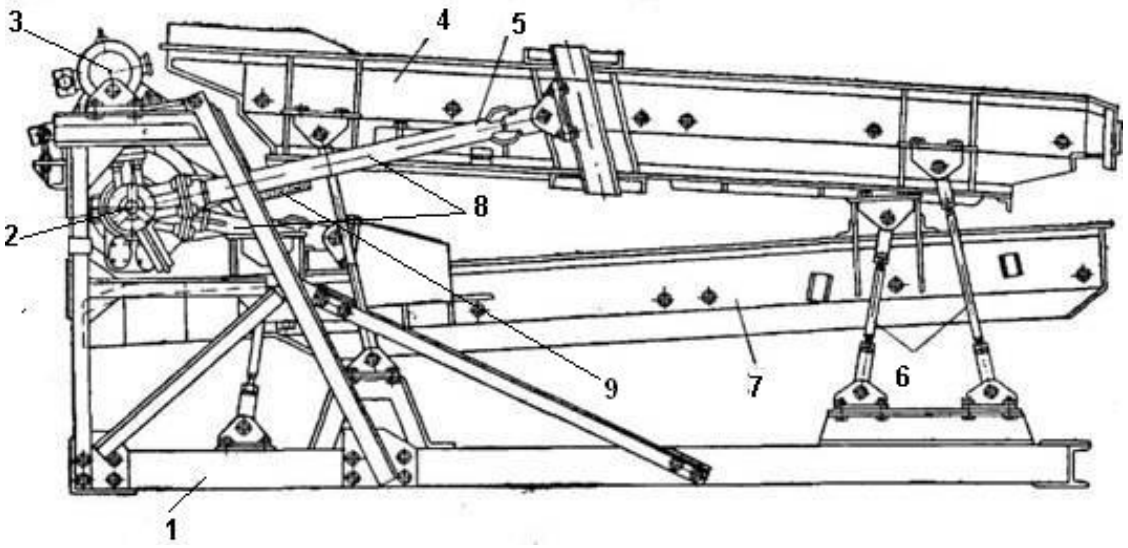
праволинейно движение в направление, перпендикулярно на оста на ресорните опори. Поради това материалът се придвижва по ситото чрез подхвърляне по пресевната повърхност 2, което води до добро разслояване, пресяване и обезводняване.

Основен недостатък на разглежданата схема е неуравновесеността на корпуса на пресевната уредба. При задвижване на такива пресевни уредби с големи маси на движещите се части, възникват инерционни сили, които се предават от движещите се части на опорната конструкция – фундамента. За да бъдат уравновесени тези инерционни сили, люлковите пресевни уредби се изработват сдвоени.

Сдвоеното люлково сито (Фиг.22.13) има две пресевни повърхности 4 и 7, монтирани един над друг към неподвижната рама 1 посредством наклонените опори 6.

Корпусите 4 и 7 са разположени така, че разтоварването на надситовите продукти да става в двата края на уредбата. Задвижването на корпусите става посредством ексцентриковия вал 2 и мотовилките 8.

Частичната динамична неуравновесеност, появила се поради неравномерното разпределение на материала върху двата корпуса се конпенсира от трептенията на ексцентриковия вал в люлковите опори 6, като тези трептения се ограничават от пружините 9.

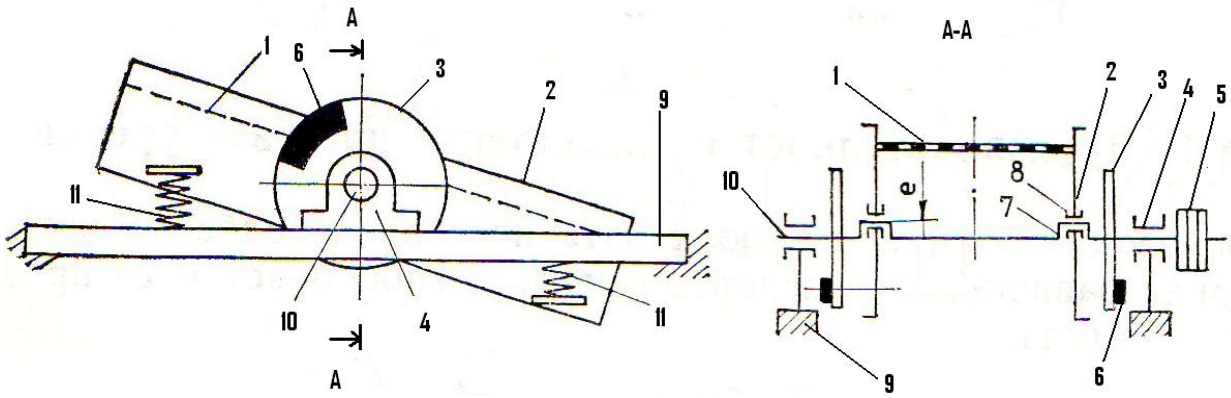


Фиг.22.13. Сдвоена люлкова пресевна уредба

Полувибрационни пресевни уредби

Полувибрационните ексцентрикови пресевни уредби също спадат към групата на плоските и се характеризират с кръгови трептения на пресевната повърхност, породени от ексцентриков вал монтиран и свързан в средната част на корпуса на ситото. Това води до кинематична определеност на средната част на корпуса и относителна свобода на преместване на крайните части, опрени или висящи на еластични опори спрямо рама твърдо монтирана на фундамента.

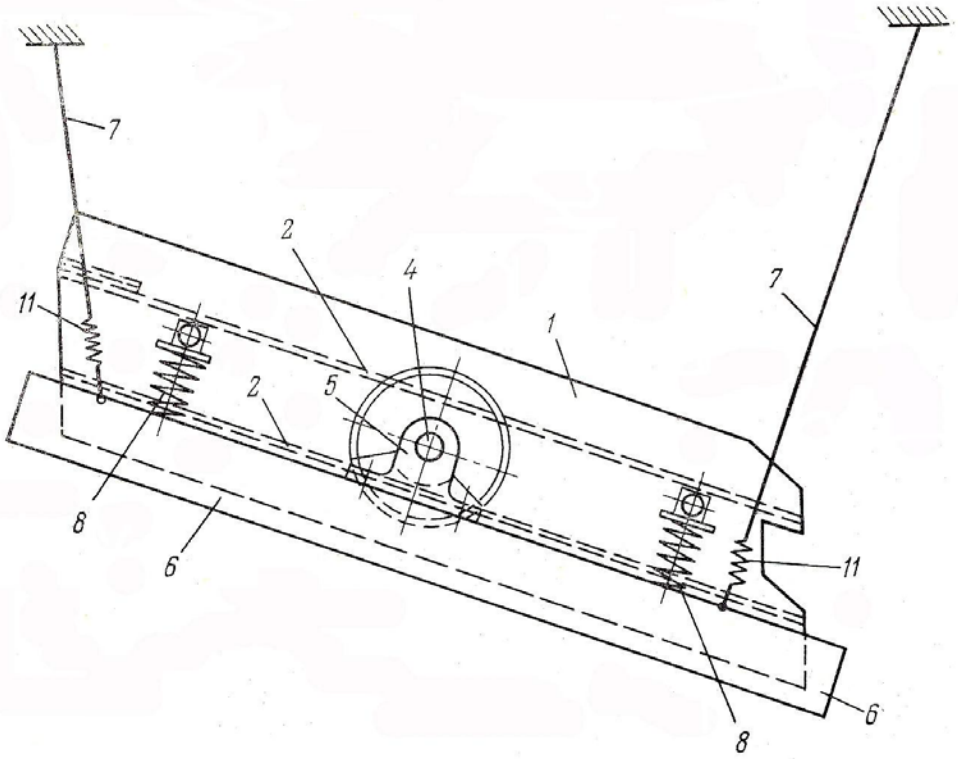
Схема на полувибрационна пресевна уредба е показана на фиг.22.14.



Фиг.22.14. Схема на полувибрационно сито

Върху неподвижната рама 9 са монтирани лагерните тела на лагерите 4, в които е лагеруван ексцентриковия вал 10 с ексцентрикови шийки 7. На тези шийки са поставени търкалящите лагери 8, външните тела на които са неподвижно свързани с корпуса 2, в който е поставена пресевната повърхност 1. Корпусът се накланя под ъгъл от 10 до 30^0 спрямо хоризонта, завъртайки се около ексцентриковия вал. Корпусът стои върху еластичните опори 11. Задвижването на ексцентриковия вал става чрез електродвигател и клиноремъчна шайба 5.

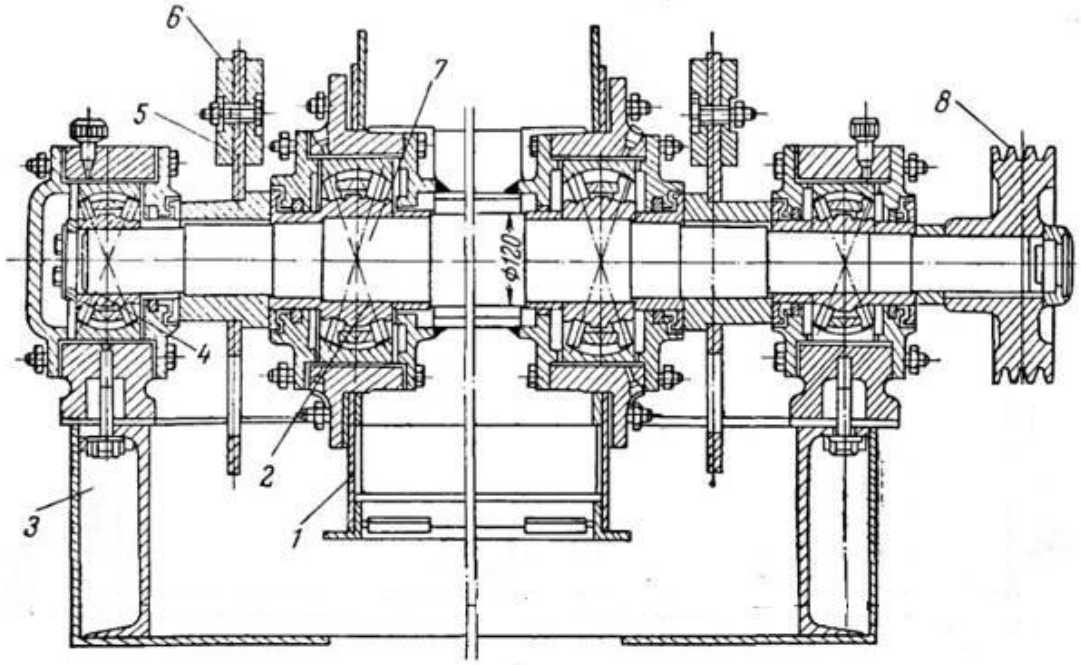
Полувибрационната пресевна уредба (Фиг.22.15) се състои от корпус 1 с две пресевни повърхности 2, в средата на който е лагеруван ексцентриковия вал 4. Ексцентриковия вал в двата си края е лагеруван и в лагерите 5, твърдо свързани с рамата 6. В двата си края, корпусът се свързва с рамата посредством еластичните опори 8. Рамата също е свързана с фундамент посредством лостовете 7 и ластичните елементи 11.



Фиг.22.15. Полувибрационна пресевна уредба

На фиг.22.16 е показан разрез на задвижващия ексцентриков вал на полувибрационна пресевна уредба.

Ексцентриковия вал 7 е лагеруван върху неподвижната рама 3 на два двуредни самонагаждащи се ролкови лагери 4, които са защитени от прах чрез маншетни и лабиринтни уплътнения. Корпусът с пресевната повърхност 1 са хванати неподвижно към лагерните тела на ролковите самонагаждащи се лагерите 2 монтирани на ексцентриковите шийки на вала 7. Задвижването на ексцентриковия вал става с клиноремъчна шайба 8. За уравновесяване на инерционната сила, породена от движението на корпуса заедно с материала, служат противотежестите 6, монтирани двустранно на вала. Масата на тези противотежест се регулира в зависимост от количеството пресяван материал, участващ в колебателния процес.



Фиг.22.16. Ексцентриков вал на полувибрационна пресевна уредба

Полувибрационните пресевни уредби имат сравнително висока производителност при добра ефективност на пресяване. Въпреки това използването им е ограничено, което се дължи на това, че е невъзможно да бъдат балансирани. В строителните комплекси този вид сита са изместени от вибрационните.

Вибрационни пресевни уредби

Вибрационните пресевни уредби се характеризират с наличието на относителна свобода на трептение на подвижната им система, дължаща се както на еластичното окачване на корпуса, така и на липсата на твърда връзка между него и източника на движение. Траекторията и амплитудата на трептене, скоростта и ускорението на всички точки от пресевната повърхност, големината и честотата на смущаващата сила, зависят от елстичните свойства на опорите и от количеството и начинът на разпределение на масите от материал попаднали

върху пресевната повърхност и участващи в този динамичен процес.

В зависимост от характерът на движение на пресевната повърхност вибрационните пресевни уредби се делят на:

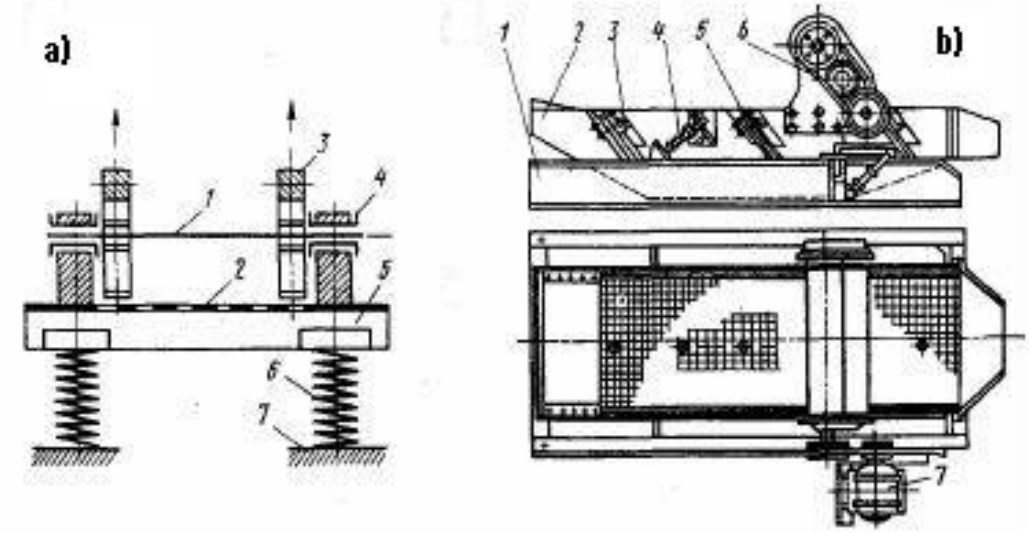
-с кръгови трептения;

-с праволинейни насочени трептения.

Вибрационните пресевни уредби с кръгови трептения се задвижват от прост дебалансен вибратор или от самоцентриращ се вибратор. Тези сита се наричат също и инерционни, като пресевните им повърхнини се монтират наклонени под ъгъл 15-30^{o} спрямо хоризонталната равнина, което спомага за насоченото движение на надситовия продукт.

Вибрационните пресевни уредби с праволинейни трептения се задвижват от самобалансни сдвоени вибратори или са резонансни. Пресевните им повърхнини се монтират наклонени под ъгъл до 8^{o} спрямо хоризонталната равнина.

Трептенията на корпуса на вибрационните пресевни уредби с прост дебалансен вибратор (Фиг.22.17а), се предизвикват от инерционната центробежна сила, възникваща при въртенето на дебалансните маси.

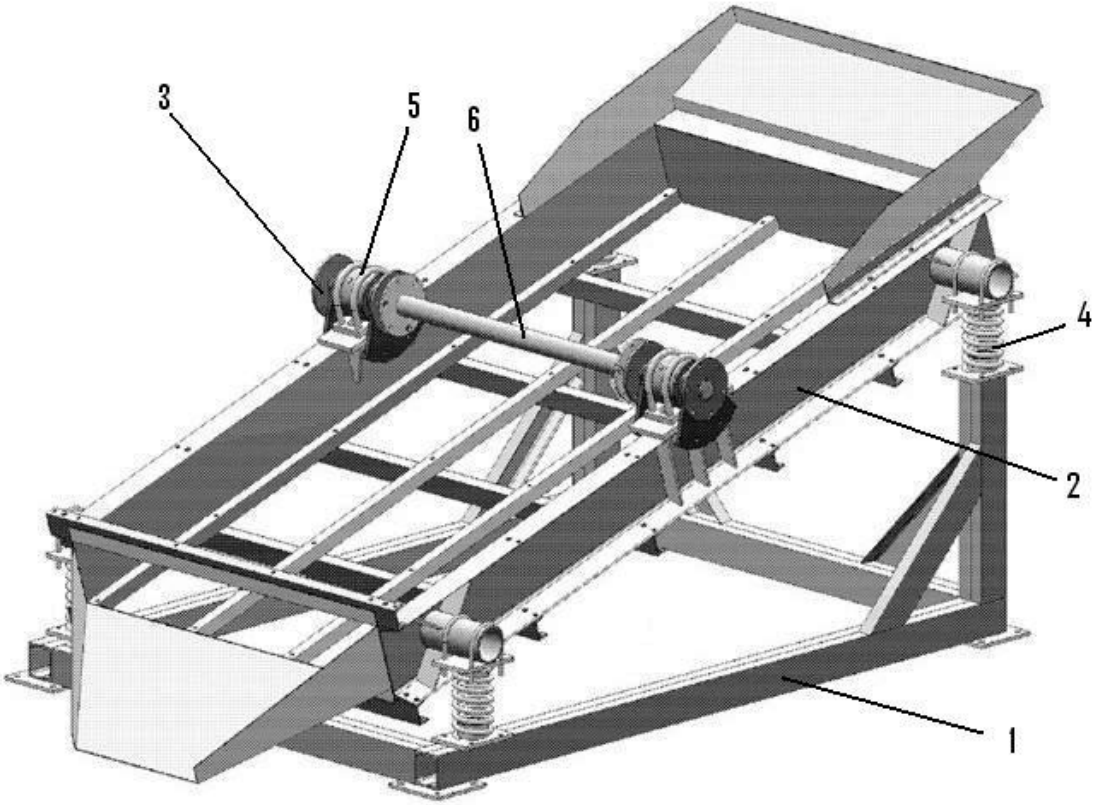


Фиг.22.17. Вибрационни пресевни уредби
а) – с кръгови трептения; b) – с праволинейни трептения

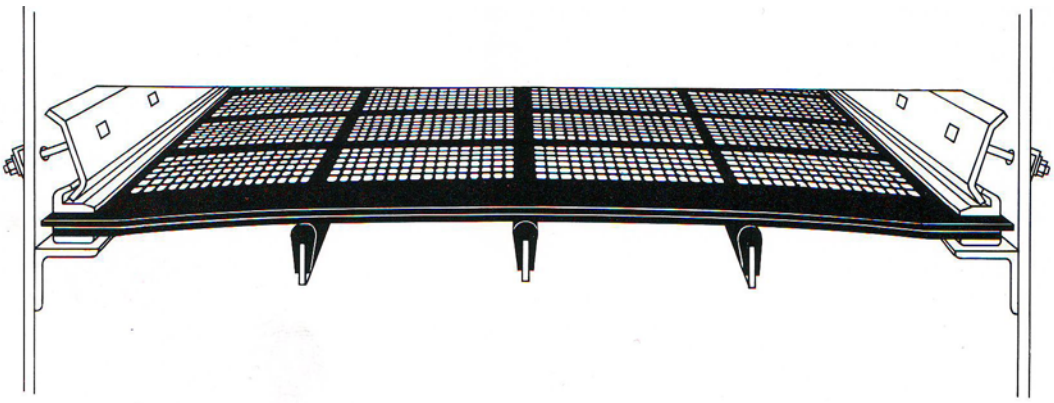
Корпусът 5 с пресевната повърхност 2 са монтирани на рамата 7 чрез пружинните опори 6. Върху него са монтирани двата лагера 4, в които лагерува валът 1, със шайбите с дебалансните маси 3. При въртенето на вала с неуравновесените шайби 3 се развива центробежна сила меняща посоката си и принуждаваща еластично закрепеният корпус да я следва. Това довежда до описването на елепсовидни траектории на всяка точка от корпуса. В трептението на корпуса участват и задвижващият механизъм и материалът, намиращ се върху ситото. Поради това при претоварване на ситото, амплитудата намалява, трептенията затихват и ефективността на пресяване се влошава.

Вибрационната пресевна уредба с кръгови трептения (Фиг.22.18) се състои от рама 1 на която, посредством еластичните пружинни опори 4 е монтиран корпусът 2. Върху корпусът чрез лагерните тела 5 и поставените в тях самонагаждащи се двуредни ролкови лагери е монтиран валът 6 на който са закрепени от двете му страни шайбите с дебалансните маси 3. На показаното

сито не е поставена пресевна повърхност, която при съвременните плоски сита се изработва от износоустойчива гума или от полиоретан (Фиг.22.19). При по-старите конструкции плоски сита се използваха плетени пресевни повърхности с правоъгълни или квадратни отвори изработени от стоманени нишки, листови пресевни повърхнини с кръгли, квадратни, правоъгълни и елипсовидни щанцовани отвори изработени от стоманени листове.



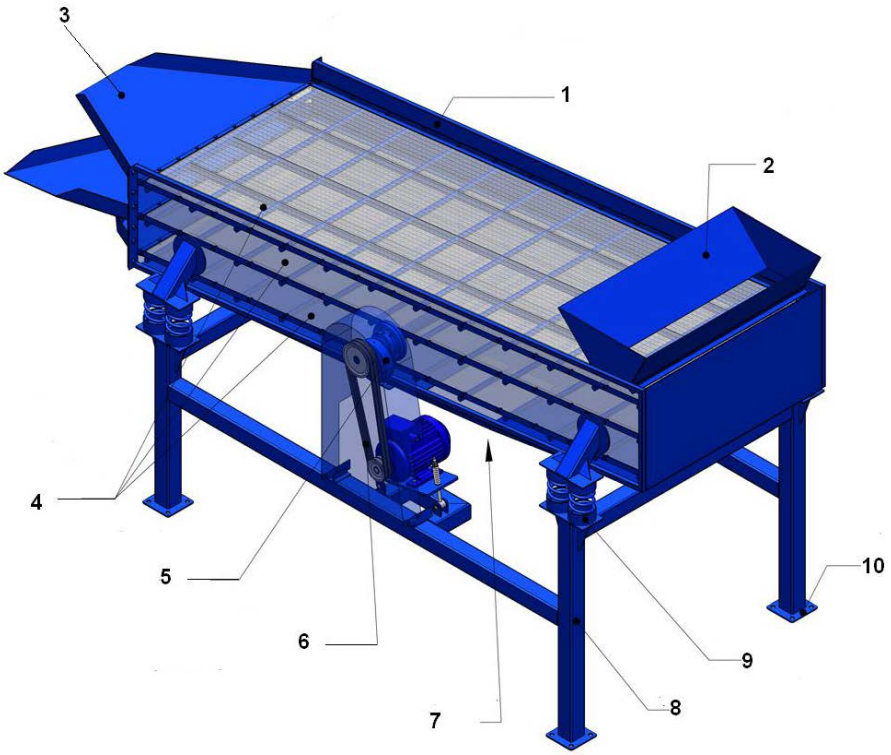
Фиг. 22.18. Компютърен 3D модел на вибрационна пресевна уредба с кръгови трептения без пресевна повърхност



Фиг.22.19. Гумена пресевна повърхност

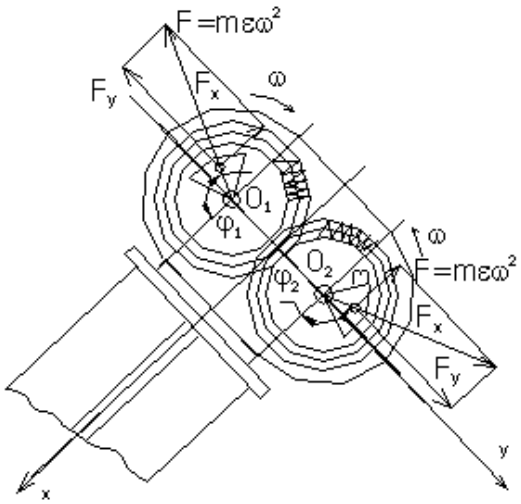
На фиг.22.20 е показано вибрационно сито с две пресевни повърхности монтирани в общ корпус 1, монтиран върху еластичните пружини 9, закрепени върху металната рама 8. Рамата се захваща към фундамента посредством анкерни болтове прекарани през отворите на планките 10. Върху корпуса твърдо е монтиран дебалансния вибратор 5, който се задвижва от електродвигателя чрез

клиноремъчната предавка 6. Материалът постъпва върху ситото чрез захранващия питател 2 и се разтоварва като надситов продукт от пресевните повърхнини 4 чрез улеите 3. Подситовия продукт на долната пресевна повърхнина се разтоварва посредством повърхнината 7.



Фиг.22.20. Вибрационно сито с кръгови траектории с три пресевни повърхности

Самобалансните пресевни уредби със сдвоен вибратор са вибрационни хоризонтални или слабо наклонени сита с праволинейни насочени трептения, задвижвани от двувалцов фазово уравновесен вибратор (Фиг.22.21). Този вибратор се състои от два дебалансни успоредни вала, въртящи се с едни и същи обороти, но е противоположни посоки. Когато центровете на тежестта на тези валове се намират на оста y, центробежните сили F, развивани от тях се уравновесяват взаимно. Когато обаче, центровете на тежестта на валовете се намират на оси успоредни на оста x, двете центробежни сили се събират. Във всички останали междинни положения компонентите на центробежните сили по оста x се събират, а по оста y се уравновесяват защото са еднакви по големина и противоположни по посока.



Големината на смущаващата сила създавана от този вибратор ще бъде:

$$P = 2F\cos\varphi = 2m.\omega^2.\varepsilon.\cos\varphi, N. \quad (22.6)$$

Фиг.22.21. Схема на самобалансен сдвоен вибратор

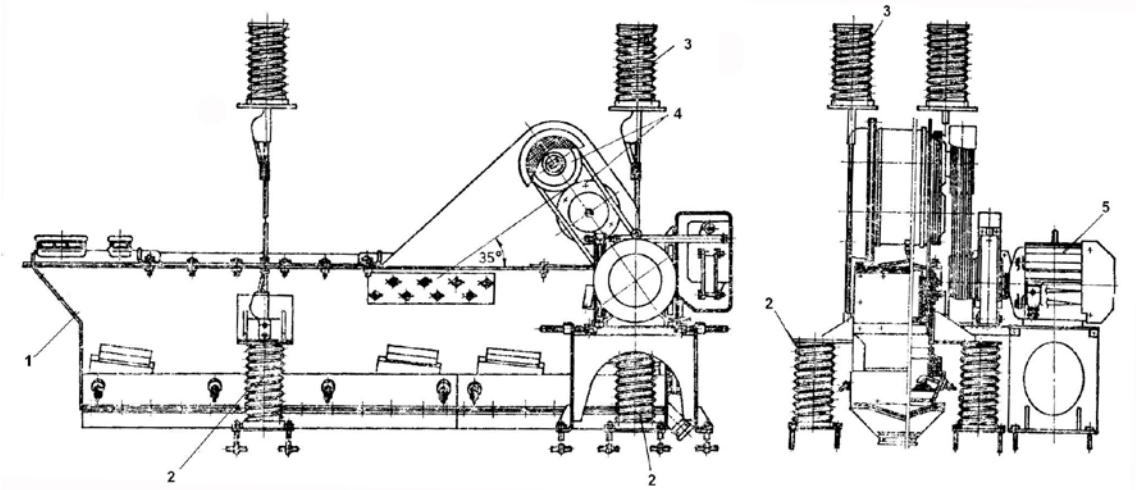
Където: m, kg е масата на единия дебаланс;

$\omega, rad / s$ - ъгловата скорост на дебалансните валове;

ε, m - разстоянието от центърът на тежестта на дебалансните маси до оста на въртене;

$\varphi = \varphi_1 = \varphi_2, rad$ - ъгълът на дебалансните маси спрямо оста x.

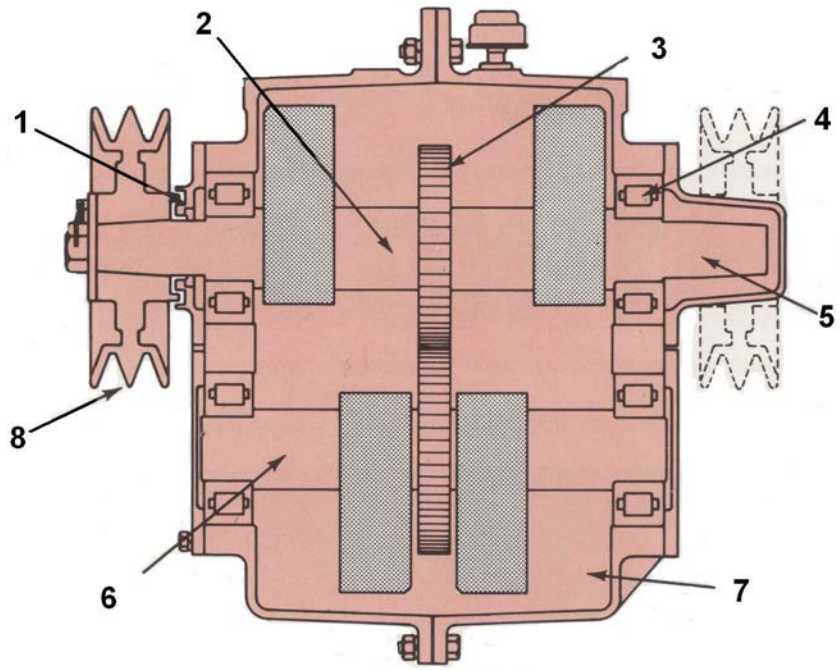
Корпусът 1 на вибрационната пресевна уредба със сдвоен вибратор (Фиг.22.22) се опира на неподвижен фундамент чрез четири опорни пружини 2.



Фиг. 22.22. Вибрационна пресевна уредба със самобалансен сдвоен вибратор

При конструктивна необходимост корпусът може да бъде окачен на пружините 3. Вибрирането на корпуса се осигурява от самобалансният вибратор 4, задвижван чрез клиноремъчна предавка от двигателя 5.

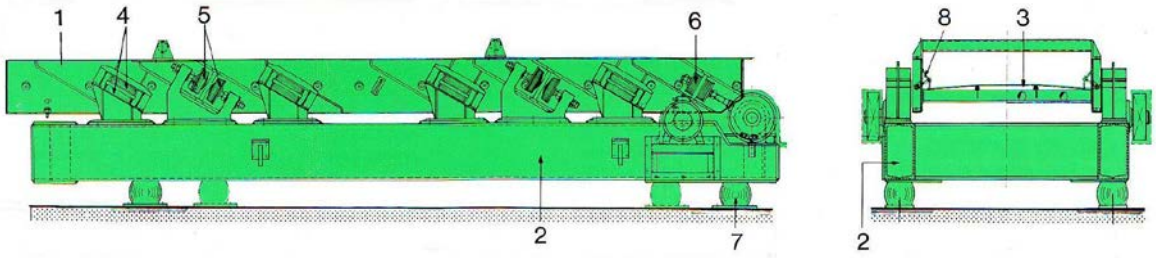
Вибраторът (Фиг.22.23) се състои от корпусът 1, с монтирани в ролковите лагери 4 валове с дебаланси 2 и 6.



Фиг.22.23. Самобалансен сдвоен вибратор

Първият вал се задвижва от клиноремъчната шайба 8, а вторият посредством зъбната предавка 3. Предавателното отношение на тази зъбна предавка е 1, което гарантира въртенето на двата вала с еднаква скорост в противоположно направление. За смазване на зъбната двойка долната част на корпуса (зона 7) се пълни с масло, което дебалансите на втория вал разпръскват.

Резонансната пресевна уредба с уравновесяваща маса (Фиг.22.24) представлява трептяща система от две маси: едната е копусът 1 с пресевната повърхност, а другата уравновесяващата рама 2.

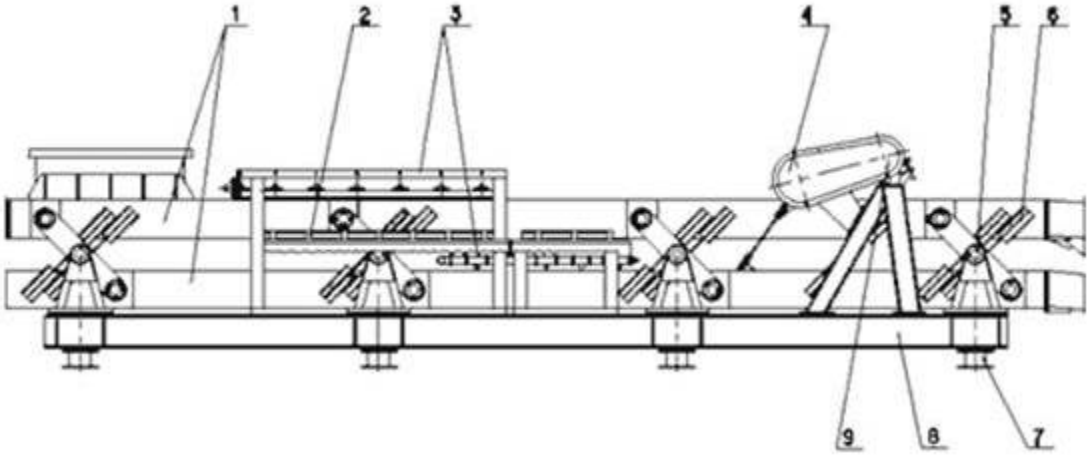


Фиг.22.24. Резонансната пресевна уредба с уравновесяваща маса

Ресорните пружини 4 поддържат корпуса 1 и осигуряват насоченото му линейно движение под ъгъл спрямо пресевната повърхност. Рамата, която е няколко пъти по-тежка от корпуса е поставена върху амортисьорите 7. На рамата се монтират ограничаващи буфери 5. Корпусът се привежда в движение от ексцентриковия вал 3 чрез еластичната мотовилката 6. Хлабината между буферите 5 определя амплитудата на трептене на корпуса спрямо рамата. При вибриране на системата тази хлабина се обира двустранно, след което започва деформиране на еластичните буфери 5, което определя не линеен характер на еластичната връзка и осигурява работа на системата в резонансен режим.

В двукорпосната резонансна пресевна уредба (Фиг. 22.25) уравновесяващата рама е заменена от долен подвижен корпус 1. Двата равни по маса корпуси са закрепени един към друг към краищата на четири чифта лостовете 6 чрез еластични блок шарнири 5. Средата на тези лостове лагерува в блок шарнирни легла, свързани с фундамента 8 чрез еластични вибро изолатори.

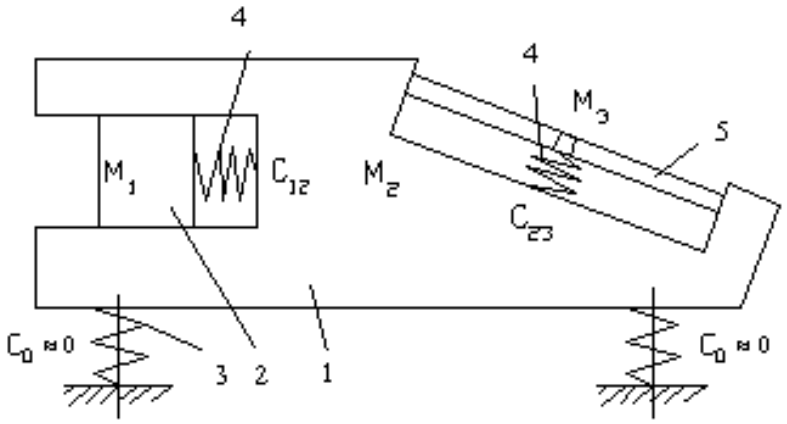
Двойките еластични буфери са свързани с корпусите 1. Ексцентриковия вал е монтиран върху горния корпус и се задвижва от клиноремъчна предавка 4 и двигател монтиран върху рамата 8.



Фиг.22.25. Двукорпосната резонансна пресевна уредба

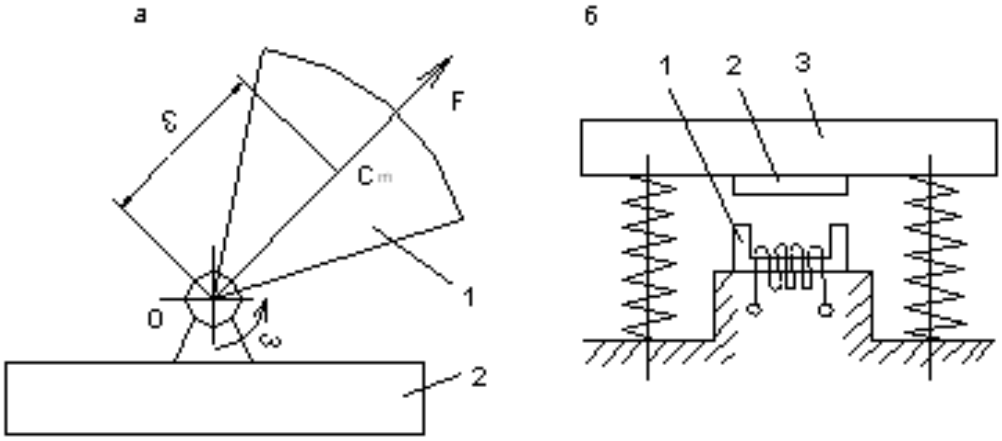
Валът действа върху долния корпус 1 чрез еластични мотовилки, а реакциите в лагерите на вала пороени от силата в мотовилките се предават на горния корпус. Така две кинематично свързани еднакви маси се намират под действие на вътрешни взаимно уравновесяващи сили и системата не се нуждае от поддържащи пружини както на (фиг. 22.24).

В практиката са намерили приложение и **резонансни пресевни уредби с електромагнитен вибратор** (Фиг.22.26). Те биват двумасови и тримасови, като масите са свързани с котвата и електромагнита на вибратора и представляват система окачена на пружини. Електромагнитът се захранва едновременно с постоянен и променлив ток, при което котвата му се привлича и отблъсква с честотата на тока, привеждайки в движение всички маси свързани с елементите на вибратора. Едновременното захранване на вибратора с постоянен и променлив ток, създава пулсиращ магнитен поток, а от там пулсираща сила на привличане.



Фиг.22.26. Схема на вибрационна пресевна уреба с електромагнитен вибровъзбудител
1 – корпус; 2 – електромагнитен вибровъзбудител: 3 – еластична опора; 4 – пружини; 5 – решетка.

В електромагните вибровъзбудителни (Фиг.22.27) тези сили, или колебанията в налягането, се създават в резултат на въздействия между временни и постоянни магнитни полета на феромагнитни тела.



Фиг.15.27. Вибровъзбудителни колебания
а) – центробежно; б) - електомагнитно

23. ТРОШАЧНО- СОРТИРАЩИ ИНСТАЛАЦИИ

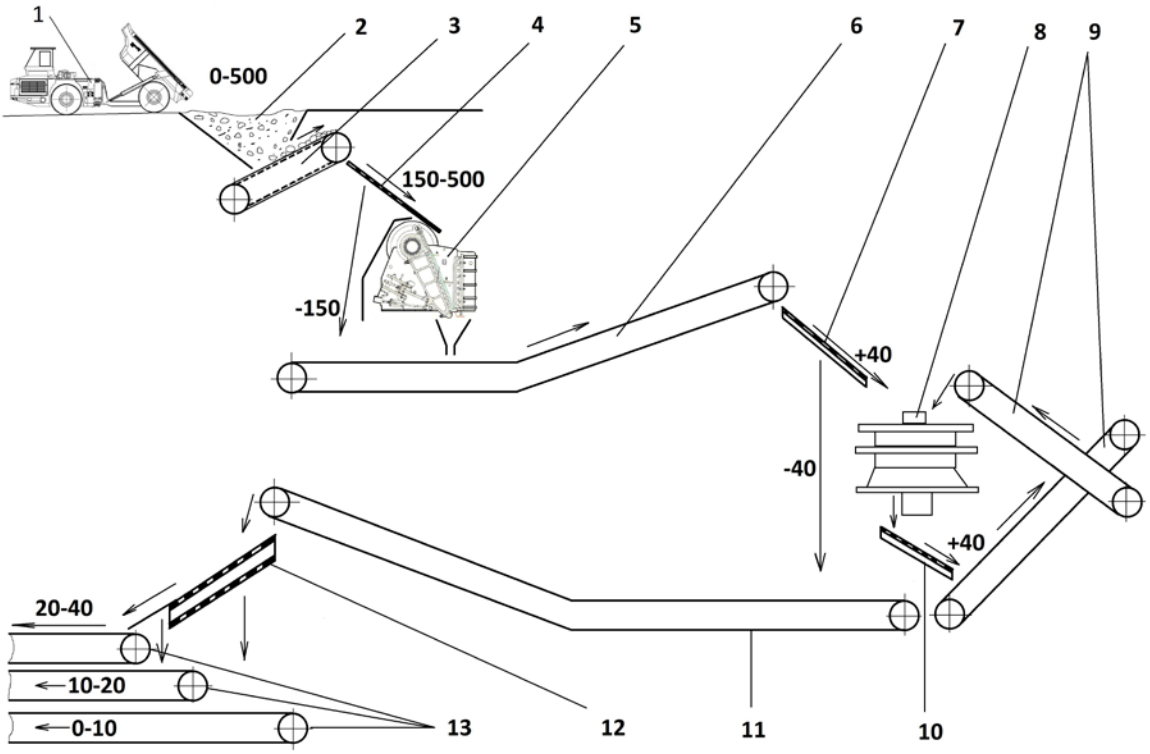
Трошачките и пресевателите работят съвместно в трошачно-сортиращи инсталации (ТСИ). Тези инсталации могат да бъдат стационарни и мобилни. При строителството на пътища и магистрали, жп линии и други линейни обекти, както и при малки кариери е по ефективно да бъдат използвани мобилни инсталации. Те се монтират на шасита снабдени с автомобилни гуми или са с гъсеничен ходов механизъм и могат да бъдат премествани от един строителен обект на друг.

Стационарните ТСИ се използват в строителни кариери с голяма производителност и голяма продължителност на разработване.

ТСИ се състоят от захранващи устройства, трошачки, пресеватели, лентови или пластинчати транспортьори и бункери за сортиране на материал. Те биват с отворена или затворена технологична схема. При отворената технологична схема, каменните късове не преминали през отворите на ситото се отделят като надситов продукт (най-едра фракция). Максималният размер на тази фракция е неустановен но е съобразен с приемния отвор на трошачката. При затворена технологична схема каменните късове, непреминали през отворите на ситото, се подават в трошачка за вторично трошене и след това се връщат на пресевателя или на допълнителен пресевател.

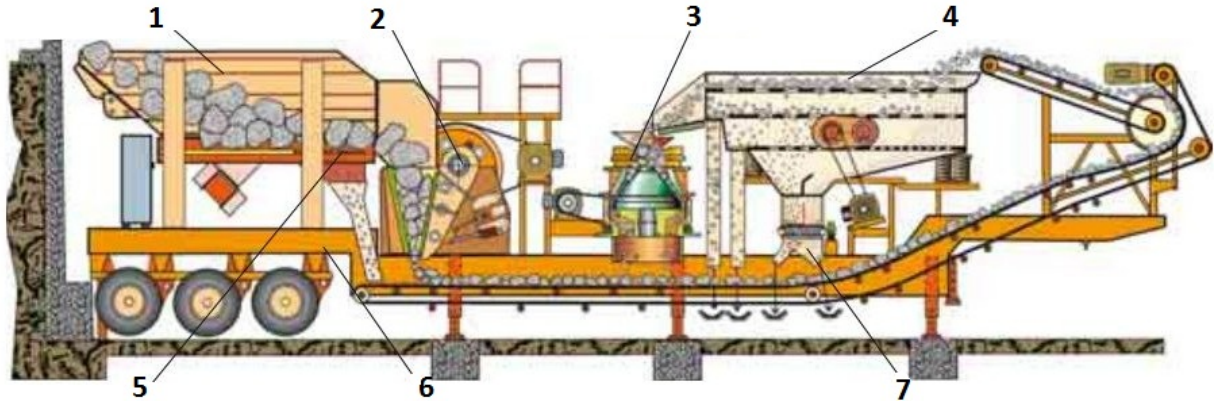
В ТСИ се използва главно затворена технологична схема. В мобилните инсталации се прилага двустепенно трошене, а в стационарните – тристепенно, тъй като едрината на постъпващите от кариерата след взривяване късове може да бъде голяма.

Технологична схема на ТСИ е показана на фиг.23.1. Каменните материали се транспортират от кариерата до инсталацията със автосамосвали 1 и се изсипват в приемния бункер 2. От бункера материалите се подават се подават от пластинчат транспортьор 3 равномерно върху неподвижната скара 4, където се отделят късовете с размер под 150mm. Късовете с по-голям диаметър попадат в челюстната трошачка 5. От изходящия отвор на трошачката те попадат на лентовия транспортьор 6 и от там на пресевателя 7. Тук се отделя материалът с диаметър по-малък от 40mm. Надситовия продукт на това сито попадат във вторична конусна трошачка 8 и от там падат върху пресевателя 10. Надситовия продукт на този пресевател с два лентови транспортьора 9 се връща в конусната трошачка 8. Късовете преминали през ситата 7 и 10 като подситов продукт се подават с лентовия транспортьор 11 върху пресевателя 12, от който се отделят три фракции. Посредством транспортьорите 13 тези фракции се транспортират до бункери или депо.



Фиг.23.1. Технологична схема на стационарна ТСИ

На фиг.23.2 е показана мобилна ТСИ на фирма „METSO MINERALS“.



Фиг.23.2. Мобилна ТСИ

Каменните късове постъпват първоначално в бункера 1 на дъното на който е поставено вибрационното сито 5. Над ситовия продукт постъпва в челюстната трошачка 2, а подситовия заедно с изходящият продукт от трошачката 2- върху сито с три пресевни повърхнини 4. Надситовия продукт на вибрационния пресевател 4 попада в трошачната камера на вторична конусна трошачка 3, след което се връща отново за сортиране върху него. Цялата мобилна ТСИ е монтирана върху шаси 6, като на изхода и се получават три вида продукти като едрина. Най-ситната класа от тях се разтоварва циклично през електромеханичния затвор 7.

24. МАШИНИ ЗА ДОБИВАНЕ И ТРАНСПОРТИРАНЕ НА БЕТОННИ СМЕСИ И СТРОИТЕЛНИ РАЗТВОРИ.

24.1. СМЕСИТЕЛНИ МАШИНИ И УРЕДБИ.

Главното предназначение на смесителните машини е добиването на бетонни смеси и варо-пясъчни разтвори.

Основните операции на технологичните процеси на приготвяне на смесите и разтворите се състоят в дозиране на сухите съставни материали, дозиране на водата и размесване на съставните части. Освен тези основни операции има и спомагателни операции, свързани с подаване на съставните материали в смесителния барабан и с отстраняване на готовата смес.

Качеството на получената смес зависи преди всичко от правилното дозиране на съставните материали и от доброто размесване на сместа.

Смесителните машини имат следните основни възли: смесителен барабан; устройство за дозиране на сухите съставни материали; устройство за дозиране на водата; устройство за изпразване на готовата смес от барабана; система за задвижване и управляване, състояща се от двигател, предавателни и управляващи механизми. Подвижните смесителни машини притежават освен това ходово и теглително съоръжение.

Според начина на размесване на материалите смесителните машини биват:

- машини, които извършват размесването на принципа на свободното падане (гравитационни); при тях материалите в барабана на машината се размесват, като се издигат многократно до известна височина от прикрепени към вътрешността на въртящия се барабан лопатки и след това падат на дъното на барабана;
- машини с принудително размесване, което се извършва в неподвижен и въртящ се барабан от въртящи се смесителни лопатки.

Бетонобъркачните машини са най-често със свободно размесване, а разтворобъркачките - с принудително.

По-разпространени са машините със свободно падане на сместа поради по-простото им устройство и по-широката им приложимост за различни видове материали. Смесителните машини с принудително размесване гарантират по-голяма хомогенност на получената смес.

Според начина, по който смесителните машини получават материали и изпускат готова смес, се различават:

- машини с периодично (циклично) действие;
- машини с непрекъснато действие.

Машините с непрекъснато действие се прилагат малко поради невъзможността да се регулира при тях времето за размесване на сместа.

Според положението на барабана периодично действащите смесителни машини биват:

- с неизменно положение на барабана;
- с наклоняващи се и обръщащи се барабани.

При последните барабанът се наклонява при напълване и размесване или се обръща при изпразване, като се завърта около хоризонтална ос,

перпендикулярно на оста на въртене.

Според посоката на изпразването се различават:

- машини с напречно изпразване, при които изпразването става напречно на оста на барабана;

- машини с надлъжно изпразване, при които изпразването става по направление на оста на барабана.

Смесителните машини биват още:

- стационарни - работещи на едно място;

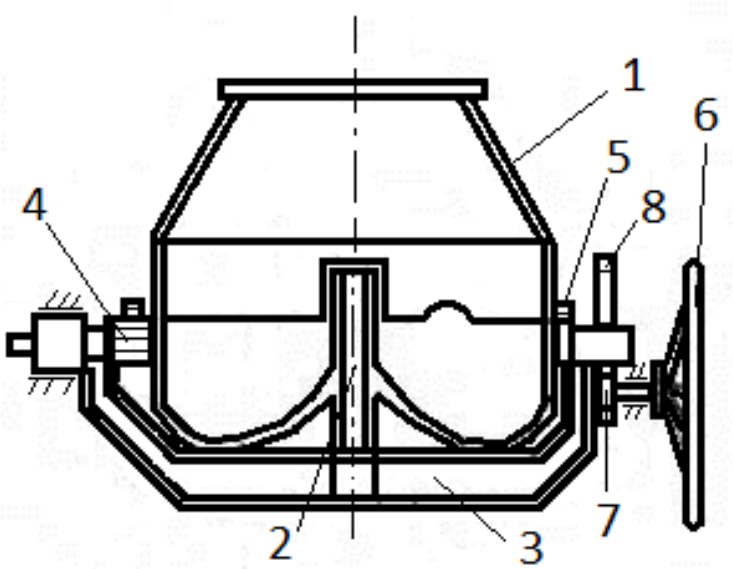
- подвижни - снабдени с ходово устройство.

Смесителните машини се характеризират с полезната вместимост на смесителния им барабан, под което се разбира обемът на сухите съставни материали, които се подават в барабана за едно замесване. Геометричната вместимост на барабана при бетонобъркачките се избира 2,5 до 3 пъти по-голяма от полезната.

Бетонобъркачки с крушовиден обръщащ се барабан. Изработват се най-вече с полезна вместимост до 0,25m^3 и по-рядко до 0,5m^3. Те са обикновено подвижни, в по-редки случаи стационарни.

Главното им предимство се състои в бързото изпразване на смесителния барабан, с което се скъсява времетраенето на работния цикъл и се увеличава производителността на машината.

Смесителният барабан на тези бетонобъркачки е с променливо направление на надлъжната ос. Той може да се обръща на 180“. Барабанът има крушовидни форма (Фиг.23.1,2) с един отвор отгоре, който служи както за пълнене, така и за изпразване. От вътрешната страна стените на барабана са снабдени с две смесвателни лопатки. Когато се извършва пълненето и размесването, барабанът стои в наклонено положение под ъгъл 40° спрямо хоризонта, за да може материалът да се подема от лопатките и да се издига до известна височина, с което се улеснява размесването



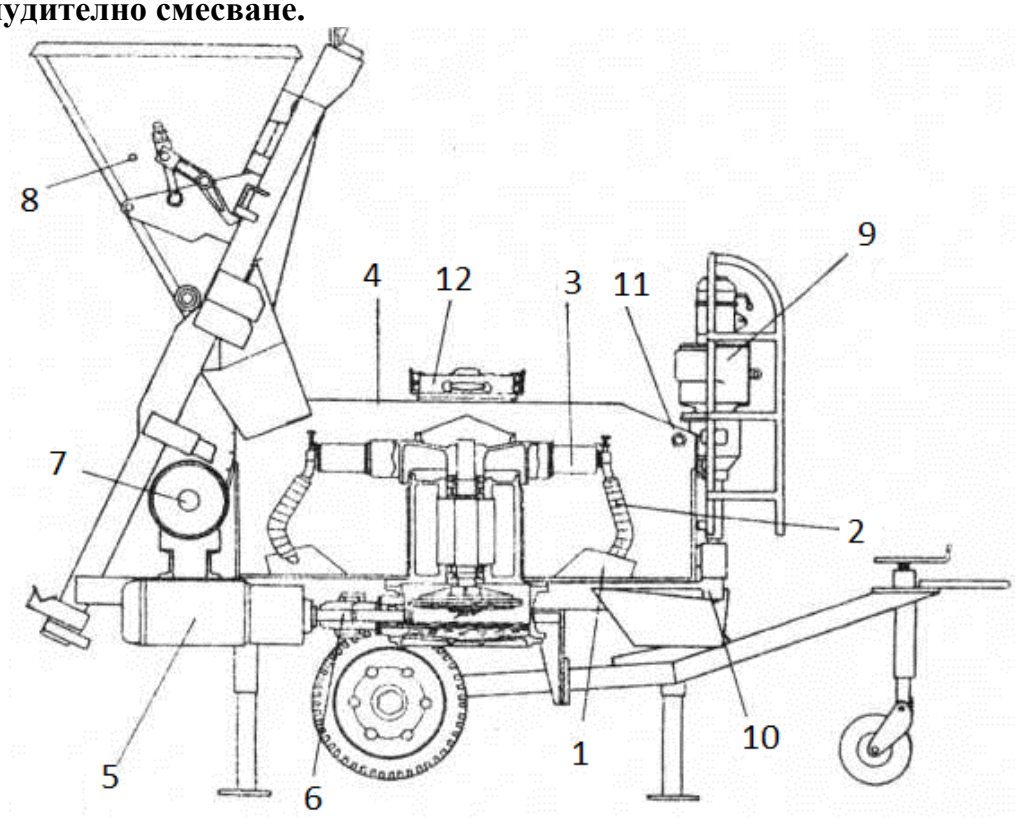
Фиг.23.1. Бетонобъркачка с крушовиден обръщащ се барабан
1-барабан; 2- ос; 3-траверса; 4-зъбно колело; 5-зъбен венец; 6-ръчно колело; 7-зъбно колело; 8-зъбен сектор

Барабанът се върти свободно около неподвижната ос, прикрепена конзолно към люлееща се траверса. Барабанът се задвижва чрез конусна зъбна предавка, на която задвижваното колело представлява зъбен венец, опасващ външно барабана.

При изпразване смесителният барабан се обръща около хоризонталната ос чрез завъртане на траверсата с помоща на ръчен механизъм, който се състои от ръчно колело, зъбно колело и зъбен сектор. Задържането на барабана в определено положение може да става с лентова спирачка.

Фиг.23.2. Общ изглед на бетонобъркачка с крушовиден обръщащ се барабан

На фиг.23.3 е показан общ вид на подвижна **бетонобъркачка с принудително смесване.**



Фиг.23.3. Бетонобъркачка с принудително смесване тип Waimer

Роторът със смесителните лопатки е лагеруван в центъра на барабана. Неговият вал се задвижва от хоризонтален електродвигател, поставен под барабана, чрез конусен зъбен редуктор. Двигателят се свързва с редуктора чрез еластичен съединител. В други подобни конструкции бетонобъркачки на мястото на конусния редуктор се намира редуктор с цилиндрични зъбни колела с вертикални валове и с вертикален фланшов двигател, закрепен висящо към редуктора.

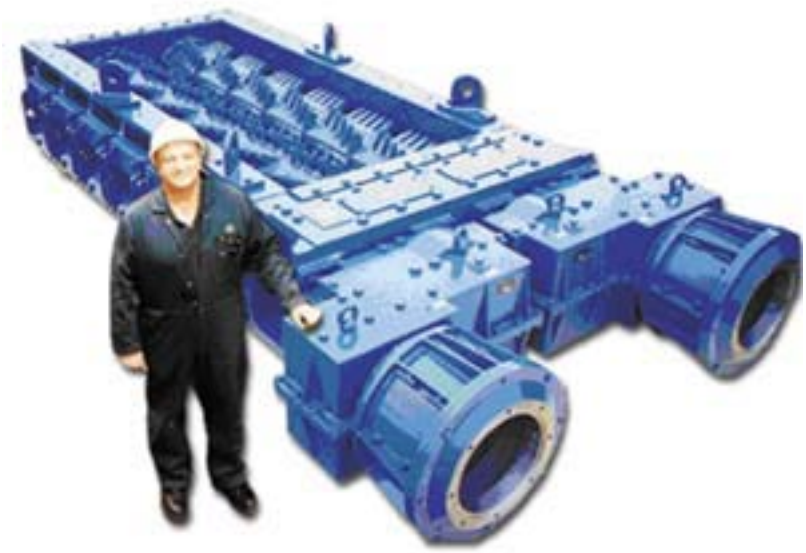
Рамената 2 на лопатките 1 се закрепват към ротора чрез еластични връзки 3. Рамената на лопатките се обличат със сменяеми пръстени от износоустойчив материал. Самите лопатки са от износоустойчива сплав, а дъното и страничните стени на барабана са облицовани със сменяема облицовка от устойчива на износване легирана ламарина.

Сухите съставни материали на бетона се подават в барабана 4 чрез подемен кош 8, който се движи по направляващи профили и се тегли чрез въже от лебедка със собствен електродвигател 7. Кошът се изпразва при отваряне на клапата на отвор, който се намира в долната му част. Стационарните смесителни машини, захранвани от стоящи над тях бункери, се изпълняват без подемен кош.

Водата се дозира чрез ръчно управляван водомер и по тръба 11 се подава в барабана. Циментът се подава през специалния за тази цел отвор на капака 12 на барабана от стоящия над него дозатор. Дозаторът чрез конзоли може да се закрепи направо към барабана.

Готовата бетонна смес се изпуска през отвор на дъното на въртящия се от двигателя 5 чрез механизъм 6 барабан, затварян от шибър 10, който се задейства от собствен двигател 9.

На фиг.23.4 е показана **двувалова смесителна машина с принудително действие** и с индивидуално задвижване на двата вала. Дъното на барабана се отваря с помощта на трети електродвигател.



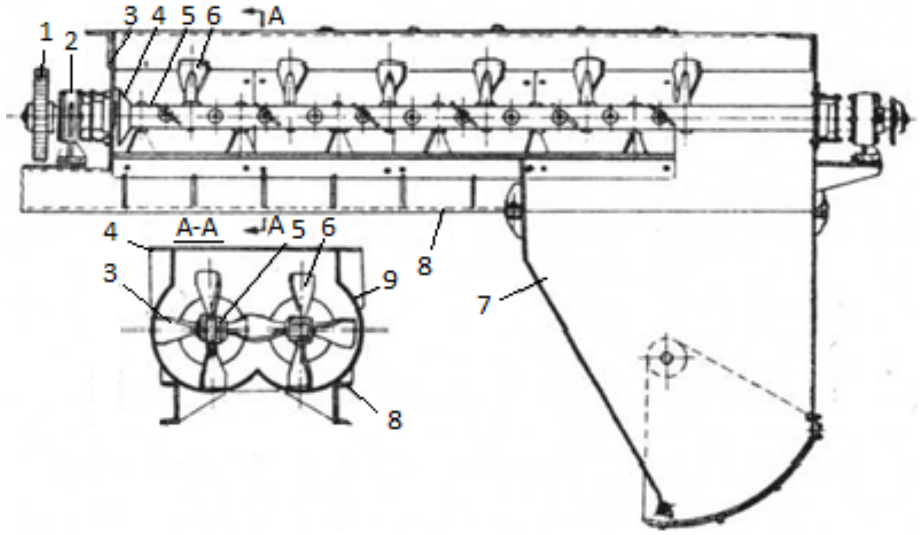
Фиг.23.4. Двувалова смесителна машина с принудително действие

При смесителните машини с непрекъснато действие процесът на смесването протича непрекъснато като от едната страна на смесителния

барабан се подават съставните материали на бетона, а от другата му страна изтича готовата смес. Те имат по-висока производителност от циклично действащите смесителни машини, а при еднаква производителност имат по-малко тегло, по-малка мощност на двигателя и консумират по-малко енергия. Тяхното приложение се ограничава от трудността за дозиране на съставните материали по непрекъснат начин с необходимата точност и от невъзможността да се контролира времето на размесване.

Смесителните машини с непрекъснато бъдат както със свободно действие (със свободно смесване гравитационно), така и с принудителна смесване.

На фиг.23.5 е представена конструктивна схема на **бетонобъркачка с непрекъснато действие** и с принудително смесване, смесителният апарат на която се състои от два хоризонтални, противопосочно въртящи се вала, снабдени със смесителни лопатки. Потокът от дозираните сухи съставни материали се подава в началото на неподвижния коритообразен барабан, където произхожда сухото размесване. В края на зоната на сухото смесване се подава по тръба потокът от дозираната вода и по-нататък в барабана се образува готовата смес. Сместа изтича направо в транспортно средство или се събира в бункера в края на барабана, откъдето периодично се подава на транспортните средства.



Фиг.23.5. Бетонобъркачка с непрекъснато действие и с принудително смесване
1 - двигателно зъб но колело; 2 - лагер; 3 - барабан; 4 - отражателен конус; 5 – вал; 6 - смесители и лопатки; 7 - бункер за готовата смес; 8 – основна рама; 9 - облицовъчна броня

Смесителни бази и заводи. При голям обем бетонови работи приготовляването на бетонната смес се извършва обикновено в бази или заводи. Тяхната производителност може да достигне до 250 m^3/h и повече.

Базите които могат да бъдат подвижни и стационарни (Фиг.23.6) и заводите за бетон се строят или при големите строителни обекти, или на централно място между няколко обекта, като заводите снабдяват обектите с бетон, превозван с транспортни средства.

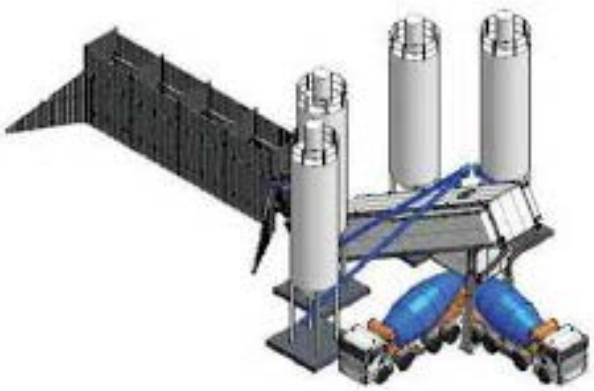
Съществената разлика между заводите и подвижните бетонобъркачни бази се състои в степента на механизиране на работните операции по доставяне и

отмерване на съставните части на бетона, по размесването им и пренасянето на получената бетонна смес до местополагането й.

Всеки завод за бетон независимо от неговия тип и работен капацитет се състои от следните съставни части: приемни и разпределителни устройства и складове за съставните материали на бетонатранспортьори или елеватори за издигане на материалите; бункери дозировъчни и питателни устройства; смесително отделение устройство за подаване на готовата смес на транспортните средства. Когато бетонните смеси се извозват с автобетонобъркачки, които извършват размесването през време на транспортиране на сместа, в бетоновата база не е нужно да има смесително отделение.

Заводите за бетон, които работят непрекъснато през всички годишни времена, се снабдяват с пародобивна инсталация за подгряване на съставните материали и бетонната смес през студения зимен период.

Обикновено всички отделения на завода се разполагат едно над друго в съответствие с последователността на операциите, съставящи технологичния процес. Материалите се издигат еднократно до най- горната част на завода, откъдето под действие на собственото си тегло протичат последователно през всички отделения (едностъпална схема). По-рядко, за да се намали общата височина на завода, той може да се раздели на две части — с двукратно издигане на материалите (двустъпална схема).



Фиг.23.6. Бетонова база

23.2. МАШИНИ ЗА ТРАНСПОРТИРАНЕ НА БЕТОННИ СМЕСИ И СТРОИТЕЛНИ РАЗТВОРИ

Освен автосамосвалите най-разпространени специални машини за транспортиране на бетонни смеси и варо-пясъчни разтвори от мястото на добиването до мястото на употребата са автобетонобъркачките, помпите за бетон и разтвори.

За далечно пренасяне на бетонна смес от централни бетонови бази до строителните обекти се използват транспортни средства, снабдени със съоръжения, които не позволяват да се разделят съставните части на сместа вследствие на утаяване. За тази цел се употребяват автомобилни цистерни за бетонни смеси, снабдени във вътрешността си с въртящ се вал с прикрепени към него лопати, които размесват сместа и не й позволяват да се утаява.

Напоследък тези транспортни съоръжения за извозване на готова

циментобетонна смес се заместват от автобетонобъркачките. Те получават от централния бетонна база (или завод) за суха смес дозирани сухи материали, а смесителната операция се извършва в автобетонобъркачката през време на пътуването й. По този начин бетонната смес може да се транспортира на дълги разстояния, като размесването се извършва непосредствено преди достигането на автобетонобъркачката на обекта, където се доставя бетонът.

Автобетонобъркачките са товарни автомобили, върху шасито на които са монтирани смесителни барабани, задвижвани от двигателя на автомобила или от отделен двигател.

През последните години се забелязва тенденция да се премине от автобетонобъркачки с хоризонтална ос на смесителния барабан към автобетонобъркачки с наклонен барабан.

Автобетонобъркачката (Фиг.23.7) с наклонен барабан има известни предимства: при нея барабанът може да се пълни през време на въртенето си; при наклонено положение барабанът се пълни за по-малко време и сместа може да бъде наблюдавана, преди да бъде изсипана, и пр.

Фиг.23.7. Автобетонобъркачка с наклонен барабан

Помпи за транспортиране на бетонни смеси и строителни разтвори.

Помпите за бетон се употребяват в строителството за транспортиране на бетон по метални тръби или гумени маркучи до мястото на изливането му на разстояние до 300-400m в хоризонтално и до 50-60m във вертикално направление. При транспортиране на бетон на по-големи разстояния се прибяга до употребата на няколко последователно свързани помпи. Известни са изключителни случаи на едностъпално транспортиране на бетон на разстояние до 600m.

Чрез помпите се извършва пълно механизиране на транспортирането и изливането на бетона. Главният им недостатък се състои в невъзможността да се транспортират смеси с всякакъв състав.

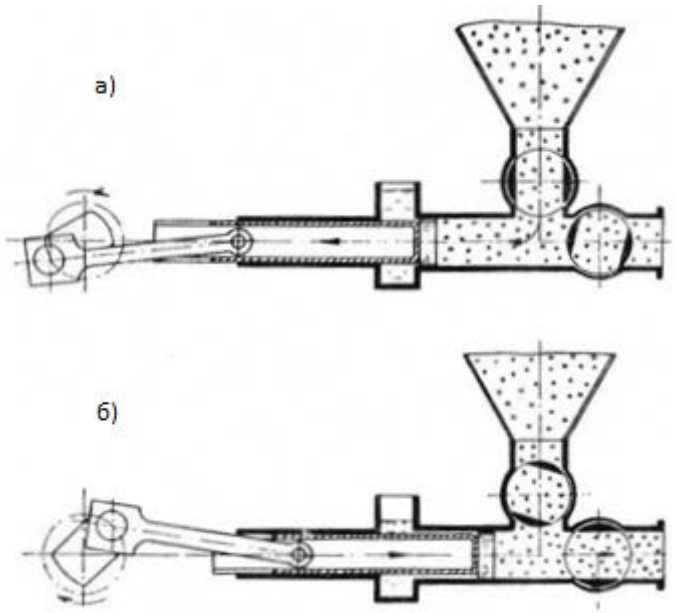
Помпите биват стационарни и подвижни, едноцилиндрови и дву-цилиндрови - близначни.

На фиг.23.8 е показана едноцилиндрова подвижна помпа за бетонна смес с производителност $20m^3/h$, разстояние на транспортиране 400m, височина на изкачване 50m, мощност на двигателя 37 kW (50*к*.с.) и маса около 4t.

Диаметърът на тръбата е 180mm при максимална едрина на съставните инертни частици в бетона 70mm. Характерно за тази помпа е това, че стената на работния цилиндър зад буталото се мие непрекъснато от вода без налягане. С това се намалява износването на цилиндъра и буталото от оставащите в цилиндъра абразивни частици от бетона.

Помпата за бетонни смеси с хидравлично задвижване (Фиг.23.8) се задвижва движение от съосната и двойнодействаща маслена бутална помпа, в която се подвежда налягане отвън, създадено в отделен помпен агрегат. Хидравличното задвижване на помпите дава възможност за безстъпално изменение на производителността им. Освен това то осигурява равномерност на действащата върху буталото сила, а по-големият ход на буталото, който може да се реализира при него, дава възможност при дадена скорост на буталото да се намали броят на превключванията на шибъра.

Тази помпа помпа е характерна и с това, че функциите на смукателния и на нагнетателния шибър се изпълняват от един и същи орган, което дава възможност за опростяване конструкцията на машината.



Фиг.23.8. Помпата за бетонни смеси с хидравлично задвижване
а - засмукване; б - нагнетяване

В строителството масово се използват автобетон-помпи (Фиг.23.9). Автобетон-помпата предлага сериозни възможности за зареждане с работни флуиди (бетонови смеси). В експлоатация тя се управлява лесно, благодарение на 5-секционната стрела и се отличава с много тиха работа, дори при най-високия дебит от 160 m^3/h. Самата стрела е с подходяща кинематика, осигуряваща цялостно покритие на работната зона.

Фиг.23.9. Общ изглед на автобетон-помпа

24. МАШИНИ ЗА УПЛЪТНЯВАНЕ НА СТРОИТЕЛНИ СМЕСИ

Земнонасипните материали, бетонните и асфалтовите смеси, чакълът, пясъкът и др., съдържат между твърдите материални частици празнини (пори) изпълнени с въздух и вода. При разкопаване, насипване, размесване и претоварване на тези материали се увеличава порестостта им, като относителният обемна въздушни празнини нараства, а плътността им намалява.

Плътността на материалите в строителните съоръжения оказва голямо влияние върху техните физико–механични качества (слегаемост, якост, водонепропускливост) и към нея се поставят определени изисквания.

Уплътняването на почвите зависи от тяхната влажност. Влажността, при която даден вид почва се уплътнява с най- малък разход на механична енергия се нарича оптимална влажност. Данни за оптималната влажност и за максималната плътност на различните видове почви се дават в литературата .

Изкуственото уплътняване на земнонасипните и строителните материали се осъществява с помощта на различни видове уплътнителни машини и уреди, които създават в тях циклично изменящо се напрегнато състояние или предизвикват вибрации. Изменението на напрежението в уплътнявания материал във функция на времето е различно при различни видове уплътнителни машини, но при всички случаи то нараства от нула до определен минимум и намалява отново до нула, като след известен интервал от време цикълът се повтаря. При всеки цикъл на натоварване в материала възниква деформация, една част от която след всяко натоварване се възвръща (еластична деформация), а друга част остава (остатъчна деформация). Остатъчните деформации, получени при последователните цикли на натоварване, се наслагват една върху друга, в резултат на което плътността на материала след всеки цикъл постепенно нараства. В началото, когато материалът е още неуплътнен, общата деформация на цикъла е най–голяма, а делът на еластичната деформация – най- малък. След всеки следващ цикъл на натоварване деформацията на цикъла намалява, а при това делът на възстановяваща се част от нея нараства, а на остатъчната част намалява. След определен брой цикли остатъчната деформация на цикъла става толкова малка, че по–нататъшното уплътняване чрез повтаряне на уплътнителите цикли става нецелесъобразно от икономическа гледна точка.

От гледна точка на най-малък разход на енергия за достигане на определена плътност най-подходящ е този начин на уплътняване при който напрежението от цикъл на цикъл постепенно нараства. При валирането и трамбоването се получава автоматично нарастване на напрежението в материала след всеки цикъл на уплътняване, като в последните цикли то нараства 1,5–2 пъти в сравнение с това при първите. Необходимо е обаче това напрежение да бъде около 3–4 пъти по-голямо поради което е целесъобразно уплътняването на почвите да става с две машини едната по–лека машина за предварително уплътняване и една по-тежка за окончателно уплътняване. Чрез такъв начин на работа може да се реализира до 30% икономия от общите разходи за уплътнителните работи.

Препоръчва се при уплътняване на почвите с плевмоколесни валяци предварително уплътняване да става с два пъти по – малко натоварване на едно

колело и 1,5 – 2,2 пъти по–ниско налягане с пневмогумите, а при уплътняване чрез трамбоване – с два пъти по - малка маса на трамбовъчния орган и или 4 пъти по–малка маса височина на падане. При предварително уплътняване трябва да се извършат около 30 - 40% от общия брой уплътнители цикли (ходове при валяци или удари при трамбовъчни машини).

Скоростта на изменение на изменение на напрегнатото състояние в рамките на скоростите, с които се извършва валирането, почти не оказва влияние на необходимия брой цикли - ходове за достигане на оптималната плътност. С оглед на постигане на по – висока производителност е целесъобразно да се работи с по – високи скорости. От друга страна, по опитен път е доказано, че с увеличаване на скоростта на валиране се намалява якостта на структурата на почвата. С оглед на всичко това и въз основа на резултати от извършените изследвания се препоръчва първите две и последният ход да се извършат със скорост 1,5 - 2km/h, а останалите ходове с повишена скорост – 8 -10km/ h.

Пътните основи – слоят между пътното платно и настилката се образуват от трошен камък, речна баластра и пясък. Уплътняването на пътните основи се извършва чрез валиране. За да се получи относително разместване и сближаване на частиците на материалите на пътната основа е необходимо да се преодолеят силите на триене между тях. Тези сили имат различни свойства в зависимост от големината и формата на частиците и става частично уплътняване. След всеки следващ ход контактната повърхнина на уплътнителните барабани с уплатняващата повърхнина се намалява, силите се концентрират на по-малка повърхнина, вследствие на което повърхностното налягане нараства и постепенно се разкъсват по–здравите връзки между частиците и материала. Процесът на уплътнявания чрез валиране би протекъл най–ефикасно, бързо и икономично, ако освен автоматично повишаване на напрегнатото състояние в уплътнявания материал след всяко преминаване на валяка се повишава и външното натоварване, т. е. ако последователните ходове се извършват с машини с постепенно нарастващо повърхностно налягане. Добра възможност за това съществува при пневмоколесните валяци, при които след всяко преминаване може да се увелича налягането в пневмоколелата.

При валиране с вибрационни силите на триене между частиците на уплътнявания материал от вибрациите и могат да бъдат преодолявани от валяци, които имат значително по-малко тегло от валяците със статично действие.

Пътните настилки се правят от асфалтобетонни, битумоминерални или цименто - бетонни смеси. Работният принцип за уплътняване, както и параметрите на машините за уплътняване на пътни настилки се избират в зависимост от вида и дебелината на настилката и от здравината на пътната основа.

Битумните и асфалтобетонните смеси се отнасят към еластично пластичните материали, които за своето уплътняване изискват многократно циклично натоварване. Тези материали се полагат и уплътняват нормално в горещо състояние при температура 60 – 110^{o}C. Само смесите, образувани с течни свързващи битумни вещества, се полагат и уплътняват при значително по–ниска температура. Уплътняването на асфалтобетонните и битумните пътни настилки се извършва с тежки барабанни и пневмоколесни валяци.

Уплътняването на горещите смеси до необходимата плътност трябва да стане бързо, преди охлаждането им под една определена температура, защото с охлаждането им тяхното уплътняване става все по – трудно и при достигане на определена температура то практически се преустановява. При избиране параметрите на машините за уплътняване на този материал трябва да се има напред вид обстоятелството, за да може процесът да бъде завършен своевременно. Това е основната причина, която налага употреба на тежки валяци при уплътняване нагорещи пътни настилки.

Циментобетонните настилки се уплътняват в днешно време изключително чрез вибриране. Всички видове бетонни смеси независимо от техния състав притежават ясно изразени тексотропни свойства. При вибриране връзките между частиците им се намаляват до такава степен, че те притежават свойства, подобни на свойствата на тежки течности, при което те се самоуплътняват. Поради това свойство на бетоните уплътняването им чрез вибриране се оказва технически най - целесъобразно и икономически най- изгодно от всички начини на уплътняването.

Уплътняването на земнонасипните и строителните материали се извършва чрез валиране, вибриране или трамбоване. Съществуват и уплътнителни машини с комбинирано действие – валиране с вибриране (статично валиране) и вибриране с трамбоване (вибротрамбоване).

Валирането се осъществява с помощта на валяци (валиране с едновременно вибриране). Валяците със статично действие имат за работни органи търкалящи се метални барабани или пневмоколела, които въздействат на уплътняването на средата чрез статично налягане, произхождащо от работното тегло на машината. Статичното валиране се прилага при уплътняване както на земната основа на плътните настилки, така и на всякакъв вид настилки.

Вибрирането се осъществява с помощта на трептяща с висока честота и малка амплитуда маса, намираща се в постоянно съприкосновение с уплътняваната среда. Вибрациите, които се предават от трептящата маса на уплътнявания материал, намаляват силите на вътрешно сцепление и триене между частиците на материала, той става лесно подвижен и при това „разхлабено„ състояние се самоуплътнява под действието на собственото си тегло, а в някой случай от допълнителното приложено статично налягане.

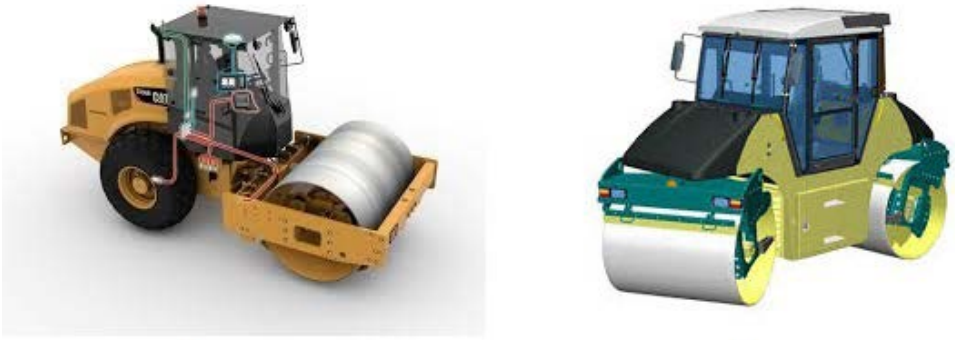
При вибровалирането „разхлабеният„ от вибриране материал изисква значително по-малко статично налягане за осъществяване на уплътняването, отколкото при статичното валиране.

Трамбоването се извършва чрез многократно налягане и свободно падане на масивно тяло с маса m на височина H. Потенциалната енергия на тялото се предава в голямата си част на уплътнявания материал, като предизвиква деформация в него чрез набиване на твърдите частици във въздушните и водните пространства между тях. Част от деформацията се възвръща след удара (еластична деформация), а останалата част (остатъчна деформация) се наслагва след всеки удари причинява увеличаване на плътността на материала.

Трамбоването има сравнително ограничено приложение. То се прилага главно при уплътняване на насипи от всякакъв вид почви.

Вибротрамбоването се отличава от вибрирането по това, че амплитудата на колебанията на работния орган на машината значително по–голяма, а честотата по–малка. При него има откъсване на вибрираща маса от уплътняваната повърхнина. Тук енергията на удара е многократно по- малка от тази при трамбовъчните машини, но поради брой удари за единица време и поради „разхлабването“ на уплътнявания материал от вибрациите вибротрамбовъчните машини имат добър уплътнителен ефект.

Валяците са прикачни или самоходни машини, предназначени за уплътняване на пътни настилки и техните основи и на земни насипи. Валяците, които се прикачват към едноосни влекачи и образуват заедно с тях самоходни агрегати, са известни под названието полуприкачвани валяци (Фиг.24.1а).



а) б)

Фиг.24.1. Полуприкачни и самоходни валяци с метални барабани

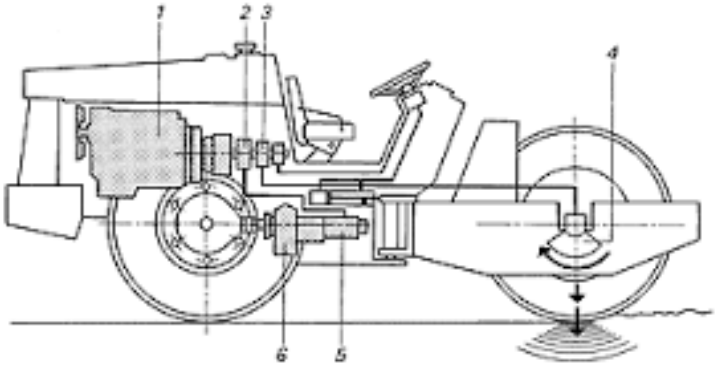
Уплътняващите органи на обикновените (барабанните) валяци са метални барабани (Фиг.24.1б), а на пневмоколесните валяци – колела с пневматични гуми (Фиг.24.2).

Металните барабани могат да бъдат: гладки, шипови, ребристи, сегментни и решетъчни (мрежести). Гладките барабани, които имат гладка цилиндрична повърхнина, се срещат при самоходните валяци, предназначени главно за уплътняване на пътни настилки както и при прикачните валяци, предназначени за уплътняване на несвързани почви.

Фиг.24.2. Пневмоколесните валяци

Шиповите, ребристите, сегментните и решетъчни барабани се използват по – често при прикачните и по – рядко при самоходните валяци, предназначени за уплътняване на свързани почви. Пневмоколесните валяци намират все по –

широко приложение и се използват за уплътняване както на свързани и несвързани почви, така и на черни и асфалтобетонни настилки. Според принципа на действие валяците биват със статично действие и вибрационни. Валяците със статично действие уплътняват чрез налягането, дължащо се на работното им тегло (собствено тегло плюс допълнителен баланс). При вибрационните валяци един (по-рядко два) от барабаните е окачен еластично и в него е вграден дебалансен вибратор (Фиг.24.3). При работа на валяка вибрационният барабан извършва високочестотни ситни вибрации, които спомагат за уплътняването. „Разхлабването„ от вибрациите уплътнен материал изисква неколкократно по - малко статично налягане на барабаните в сравнение с уплътняването му с валяци със статично действие.



Фиг.24.3. Вибрационен валяк
1 – двигател; 2, 3 – хидравлични помпи; 4 – вибратор; 5,6 - хидрозадвижване

За уплътняване на бетонови смеси се използват вибратори, които възбуждат механични трептения в сместа от бързовъртящи се дебалансни валове с механично задвижване. **Повърхностните вибратори** (Фиг.24.4а,б) служат за уплътняване на бетонни плочи, елементи и др. с дебелина до 40cm. При тях вибраторът е прикрепен върху метална основа наречена виброрейка.

Фиг. 24.4. Повърхностни и дълбочинни вибратори

За дълбочинно уплътняване на бетонови смеси в колони се използват **дълбочинни вибратори** (Фиг.24.4в). Те биват задвижвани най-често от асинхронни електродвигатели захранвани с ниско напрежение за безопазна работа с машината. Поради това се произвеждат и такива задвижвани от бензинови двигатели.

25. ПОДЕМНИ МАШИНИ

Подемните машини се използват за извършване на подемни, монтажни и товаро-разтоварни работи в строителството и минното дело. Според конструкцията и предназначението си те се подразделят в следните групи:

а) крикове – прости подемни механизми за еднократно издигане на товари на малка височина;

б) лебедки и макари – подемни механизми за издигане или преместване на товари на произволна височина или дължина;

в) строителни подемници – машини за издигане на товари и хора на произволна височина;

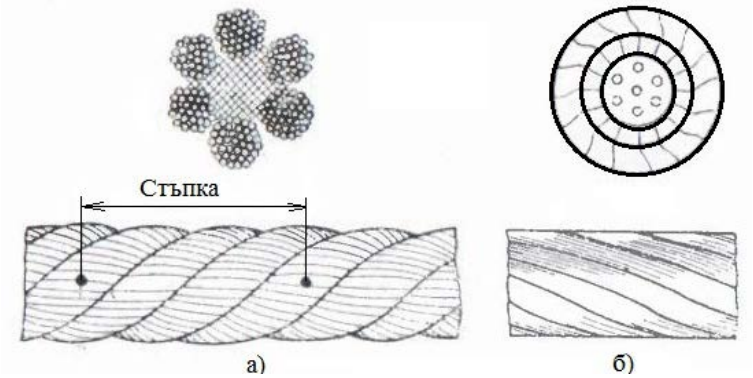
г) строителни кранове – машини за издигане и преместване на товари в зоната на работа на крана.

25.1. ЕЛЕМЕНТИ НА ПОДЕМНИТЕ МАШИНИ

Основните елементи на подемните машини са въжета, куки, траверси, захвати, ролкови блокове, барабани и спирачки.

Въжетата (Фиг.25.1) се изплитат от стоманени телчета. При въжетата с диаметър над 6 mm телчетата се изплитат най-напред в снопчета, а след това снопчетата – във въжето. Снопчетата (най- често шест) се увиват около минерална сърцевина, която придава по-голяма гъвкавост на въжето. Телчетата в едно снопче могат да са с еднакъв или с различен диаметър, като по-широко се използват въжета с различен диаметър на телчетата. При свиването на въжетата телчетата могат да се допират точково, линейно и комбинирано. Това се записва в означението на въжетата – съответно ТК, ЛК и ТЛК. В подемните и строителните машини се използват въжета с линейно допиране (серия ЛК). Носещите въжета на кабелните кранове и въжените линии се изплитат по повърхнината със z-образни или трапецовидни телчета. Това предпазва въжето от корозия и износване и осигурява безударно движение на количките върху въжетата.

За да може да се увиват по-леко около ролките и барабаните въжетата трябва да имат телчета с по-малък диаметър. Ето защо в подемните машини се използват въжета с по-малък диаметър, а с по-голям брой телчета. Когато въжето не се огъва при работа, както е при укрепващите въжета, броят на телчетата може да бъде по-малък, а диаметърът – по-голям.



Фиг.25.1.Стоманени въжета
а –обикновени; б – капселовани

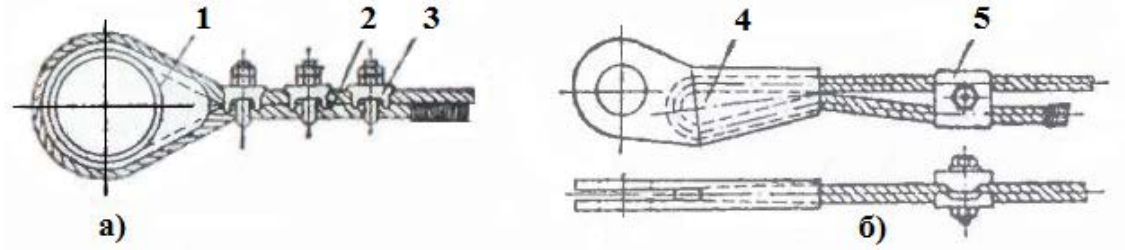
Въжетата за подемните и строителните машини се избират по разрушителната сила на въжето $F_{разр.}$, която се изчислява според действащата сила F и коефициента на сигурност k по зависимостта:

$$F_{разр}=Kf. \qquad (25.1)$$

Стойностите на коефициента на сигурност k се избират от 3 до 4 за носещи и поддържащи въжета, от 4,5 до 6 при подемни въжета за кранове и от 9 до 12 при подемни въжета за товаро-пътнически подемници.

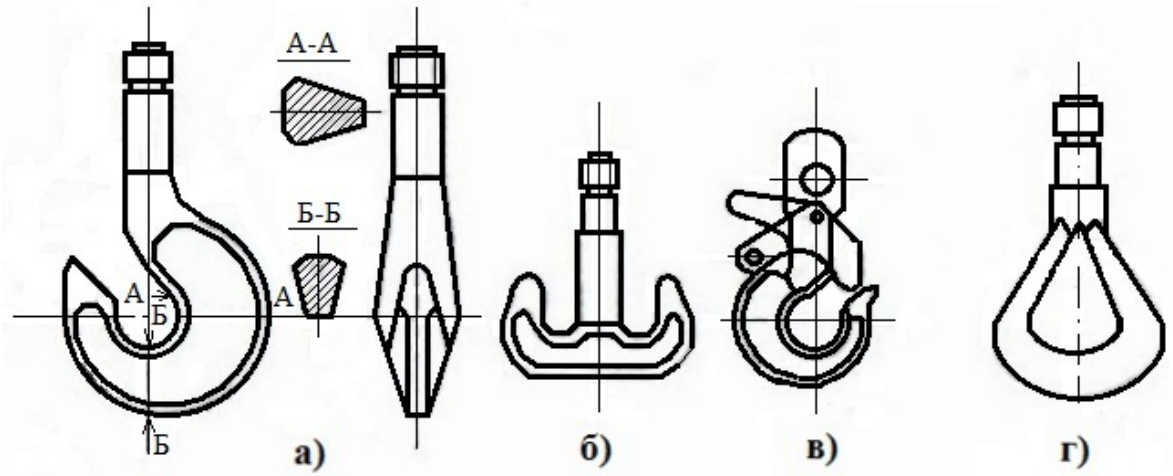
Трайността на въжетата зависи от диаметъра на ролките и барабаните и от поддържането на въжетата. Въжетата се мажат и контролират за проявяване на скъсани телчета. При наличност на повече от 10% скъсани телчета на една стъпка на увиване въжето се бракува.

Краят на въжетата се закрепва на конусна втулка с клин или на ухо (коуш) с винтови стеги (Фиг.25.2). В барабанните въжета се закрепват най-често с клин.



Фиг.25.2. Закрепване на края на въжетата
а – с винтови стеги; б – с клин

Куките (Фиг.25.3) са товарозахранващи елементи (на фигурата са означени и основните размери на куките). Те се изковават от стомана и са еднороги и двуроги. При по-големи тежести се използват и стремена, но те не са удобни при работа. При монтажни работи куките са със затвор, който предпазва въжето от самоволно излизане. Най-разпространени са еднорогите куки, а при товароподемност над 50 t - двурогите.

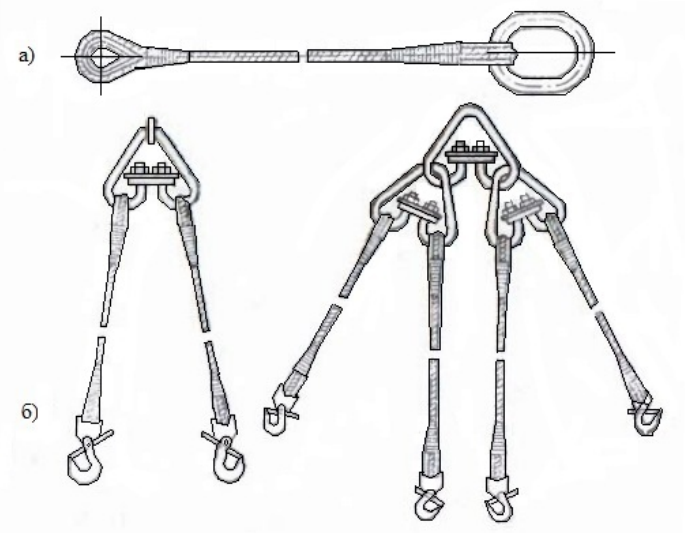


Фиг.25.3. Кранови куки
а –еднорога; б – двурога; в – със затвор; г – стреме

При пренасяне на строителни конструкции (плочи, стълбища, панели и др.) се използват сапани (Фиг.25.4). Дължината на въжетата в сапана трябва да бъдат

еднакви, за да се осигури равномерното им натоварване.

При пренасяне на единични товари с по-малка маса се използват различни захвати, а при пренасяне на товари с големи размери –траверси.



Фиг.25.4. Сапани
а – едноклонов; б – многоклонов

Ролковите блокове свързват товарозахватния елемент с въжето. Те представляват една или няколко ролки, лагерувани към страните на блока. Към страните на подвижните блокове се прикрепва и куката. Един подвижен и един неподвижен ролков блок образуват въжен полипласт. *Полипластът* дава възможност да се увеличи подемната сила, но намалява скоростта на товара. Излизащият от полипласта клон на въжето се навива на подемния барабан. Скоростта на издигане на товарите е до 0,5 m/s.

Силата *F* в излизащото от полипласта въже се определя от зависимостта:

$$F = \frac{Q}{n\eta^{m}}\ , \qquad (25.2)$$

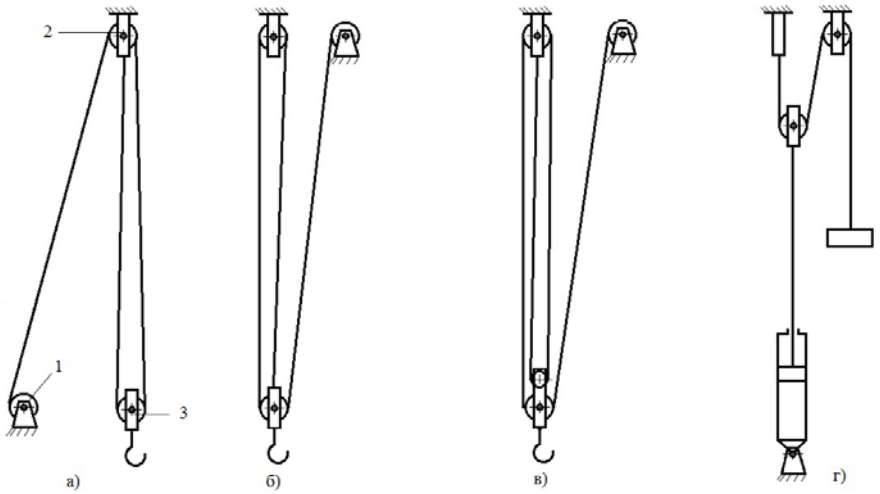
където *Q* е теглото на товар;

- *n* – броят на клоновете на въжето, които носят товара;
- η - к. п. д. на ролките (η =0,97÷0,99);
- *m* – броят на подвижните ролки в полипласта.

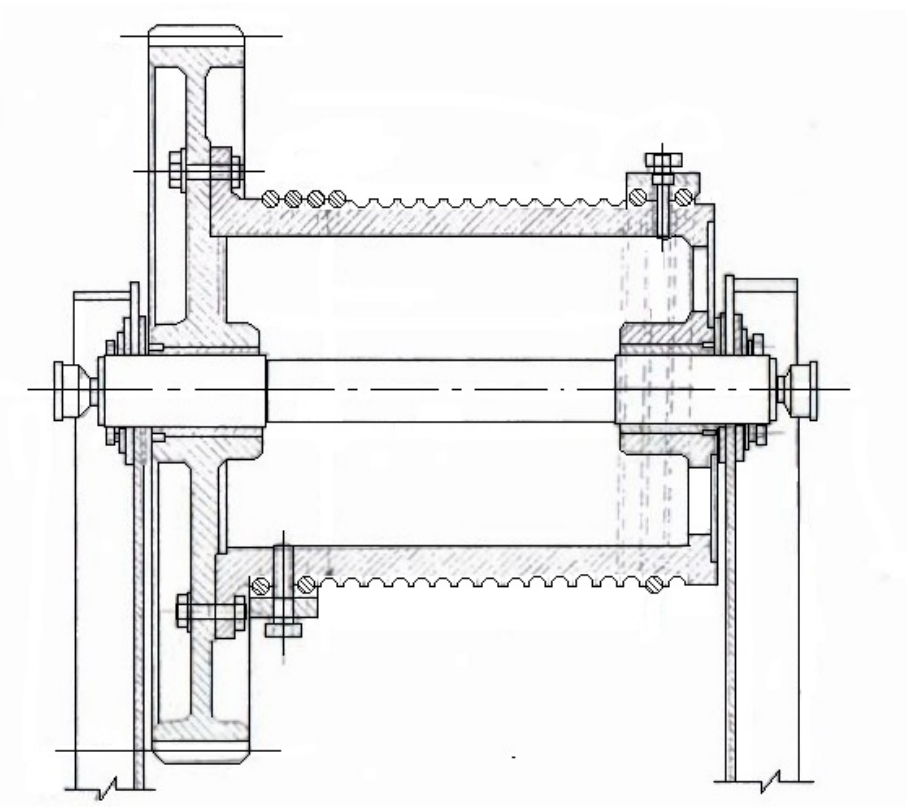
На Фиг.25.5 са показани полипласти с два ролкови блока. По време на работа горният блок 2 се прикрепва към греда, мачта и др., а към долният блок *3* се прикрепва товарът *Q*. Полипластите биват единични и сдвоени. При единичните полипласти върху барабана постъпва един клон на въжето, а при сдвоените – два. Сдвоените полипласти осигуряват симетрично натоварване на барабана и затова в подемните машини се използват главно сдвоени полипласти. При задвижване с хидроцилиндър (фиг. 3.5) скоростта на товара се увеличава.

Отношението на скоростта на въжето, което излиза от полипласта и се навива върху барабана, към скоростта на товара се нарича предавателно число или кратност на полипласта. При единичните полипласти кратността е равна на броя на работните клонове на въжето (клоновете, които носят товара), а при сдвоените – на броя на работните клонове на две.

Барабаните (Фиг.25.6) са елементи, върху които се навива въжето. Барабанът получава движение от двигателя на лебедката и го предава на въжето. Той е работният орган на подемните механизми. При строителните машини въжето се навива върху барабана на един ред, но при други машини се използва и многослойно навиване. Върху барабана се нарязва канал, в който се подрежда въжето. В края на барабана въжето се прикрепва чрез клинове или чрез плочки с винтове.



Фиг.25.5.Полиспасти
а,б,в – за намаляване на силата; г – за увеличаване на скоростта

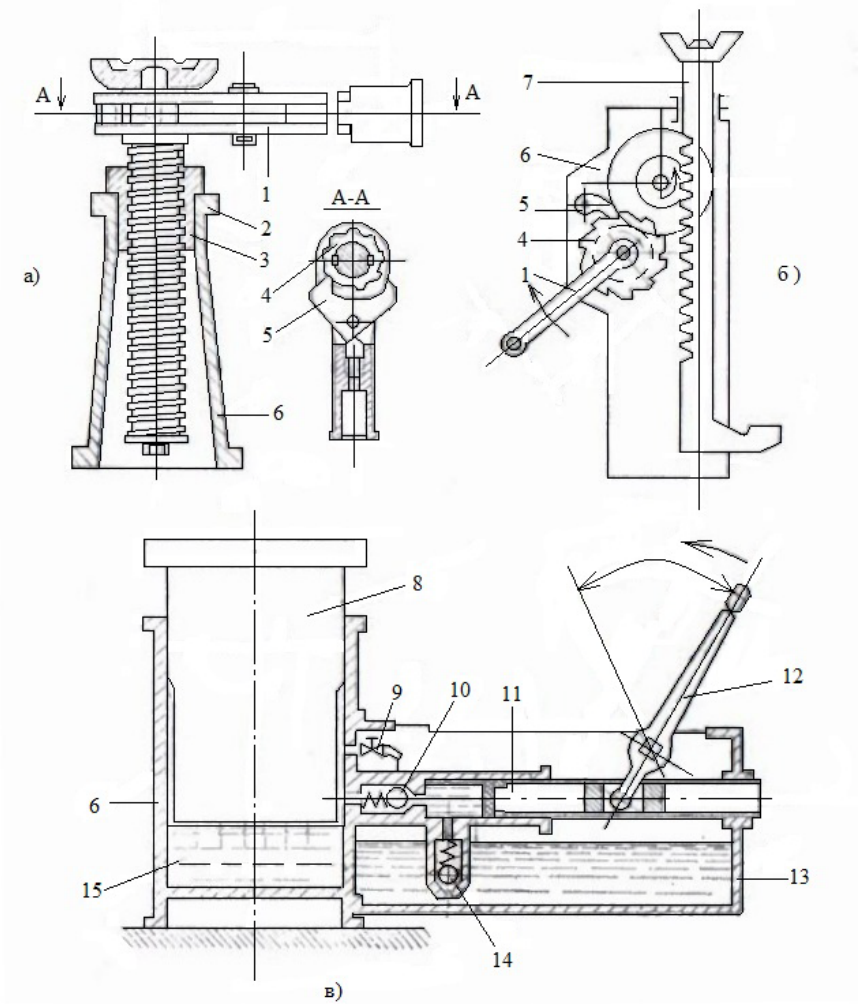


Фиг.25.6. Въжен барабан

25.2. КРИКОВЕ

Криковете се използват за издигане на товари на малка височина. В зависимост от устройството си те биват винтови, зъбногребенни и хидравлични.

Винтовите крикове (Фиг.25.7) се състоят от метално тяло *6*, в което е прикрепена гайката *3*. В нея се движи винтът *2* с трапецовидна резба, задействан от лоста *1*. При някои крикове към лоста е прикрепен палец *5*, който превъртва на малък ъгъл острозъбото колело *4*, закрепено неподвижно към винта. Наличността на това устройство дава възможност на работника да завърта лоста само на 90 - 100^0, с което се улеснява неговата работа.



Фиг.25.7. Крикове

а – винтов; б – зъбно гребенов; в – хидравличен с ръчно задвижване

Повдигащата сила Q на крика се определя въз основа на силовото съотношение при винтовите съединения и условието за равновесие на действащите сили спрямо оста на винта:

$$Q = \frac{2F.l}{d_2 tg(\alpha + \rho)}, N \qquad (25.3)$$

където F,N е приложената на лоста сила;

- l,m – дължината на лоста;
- d_2,m - средният диаметър на резбата на винта;
- α - ъгълът на наклона на резбата;

- ρ - ъгълът на триене.

При ръчно задвижване силата *F* се приема 200N, а дължината на лоста – до 0,5m, което ограничава товароподемността на крика. Винтовите крикове с машинно задвижване се използват при пълзящи кофражи, инсталации за пакетно-повдигани плочи и др. При тях от двигателя се задвижва гайката, а тя предава движението на винта.

Зъбно-гребенните крикове (Фиг.25.7б) се състоят от тяло *6*, в което са лагерувани три, пет или седем зъбни колела, задвижвани с лоста *1*. Последното зъбно колело се зацепва със зъбния гребен *7*, с който се издига товарът. Товарът може да бъде върху горната или върху долната част на зъбния гребен. Самоволното спускане на товара се предотвратява от острозъбото колело *4* и палеца *5*.

Повдигащата сила на зъбно-гребенния крик може да се определи, като се изрази предавателното число на зъбната предавка чрез въртящите моменти на първия и последния вал:

$$Q = \frac{2F.l.i.\eta}{d_0}, N \qquad (25.4)$$

където *i* е предавателното число на зъбните предавки;

- d_0,m - делителният диаметър на зъбното колело, зацепено със зъбния гребен;

- η - к. п. д. на зъбните предавки.

Зъбно-гребенните крикове са с товароподемност до 20t.

Най-голяма товароподемност имат *хидравличните крикове.* Действието на тези крикове (Фиг.25.7в) се основава на принципа за равномерно предаване на налягането на течността в затворен съд. Крикът се състои от тяло, в което са поместени подемно бутало *8* и задвижващо *11*. Като работна течност в крика се използва масло, нагнетявано под подемното бутало от бутална помпа, която е част от крика. Задвижващото бутало получава движение ръчно чрез лоста *12*. Когато чрез лоста се задейства помпата, маслото се засмуква от резервоара *13* през всмукателния клапан *14* и се нагнетява през нагнетателния клапан *10* в цилиндър *15*. Под действието на налягането на маслото буталото *8* повдига поставения върху него товар. За спускане на товара се използва вентилът *9*, през който маслото се връща от цилиндъра в резервоара.

При машинното задвижване криковете получават масло под налягане от помпа, която се намира извън крика. С една помпа могат да се задвижат няколко крика. Това се използва в инсталациите за повдигане на бетонни плочи и греди, кофражи и др.

Височините на издигане с хидравлични крикове е обикновено до 80cm. По-голяма височина може да се постигне, като се използват метални рамки с подвижен напречник, който може да се фиксира след всяко издигане. В този случай товарът се издига на тактове и с по-малка скорост.

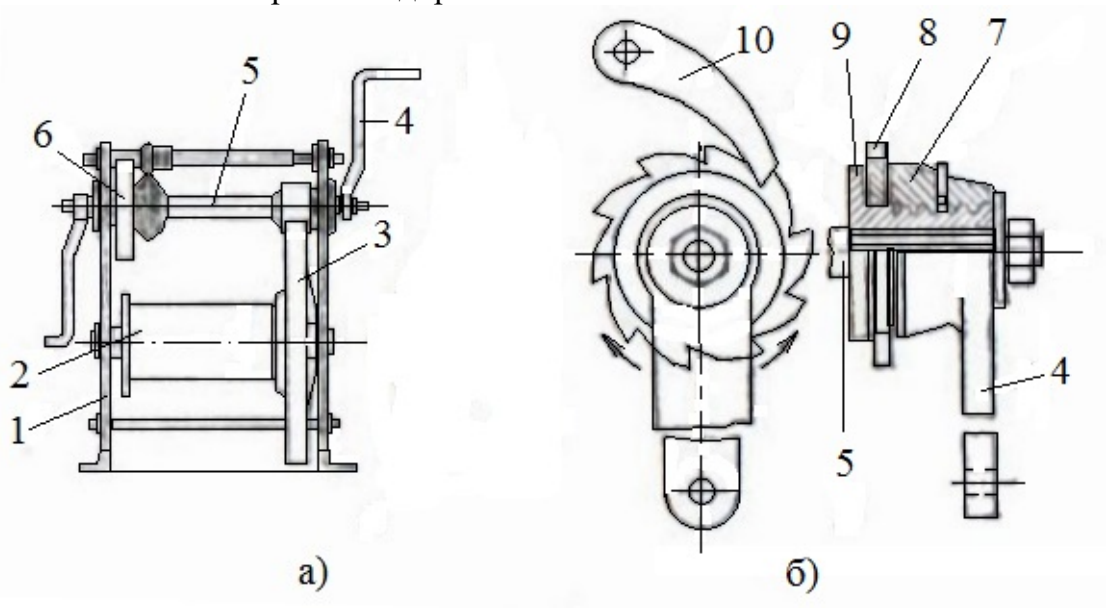
25.3. ЛЕБЕДКИ И МАКАРИ

Лебедките са подемни механизми за издигане на товари на височина. Те се разполагат най-често в основата на съдържанието, а въжето им преминава през отклонителните ролки в горния му край. В зависимост от задвижването

лебедките биват ръчни и машинни – най-често електрически.

Ръчните лебедки се използват при монтажни работи в строителството. Те се произвеждат с теглителна сила на барабана до 100kN, но като се използва полипласт товароподемността може да бъде много по-голяма. Ръчната лебедка (Фиг.25.8 а) се състои от метални страници *1*, към които са лагерувани барабанът *2*, задвижващият вал *5* и зъбните предавки *3*. Броят на зъбните предавки е от една до три. Товарът се задържа чрез острозъбо спирачно колело *6*. Работниците задвижват лебедката чрез дръжките *4*.

В лебедките се използва често винтова спирачка (Фиг.25.8 б). Тя се състои от два спирачни диска *7* и *9* и свободно острозъбо спирачно колело *8*, поставено между дисковете. Спирачката се намира върху задвижващия вал на лебедката *5*. Дискът *9* е съединен с вала чрез шпонка и се върти заедно с него, а дискът *7* се навива върху диска *9*. Направлението на резбата е такова, че при издигането на товара дискът *7* се навива и притиска острозъбото колело. От създадените сили на триене между колелото и дисковете трите части се въртят като едно цяло заедно със задвижващия вал. Палецът *10* не възпрепятства въртенето на колелото в посока на часовниковата стрелка. Ако работникът преустанови въртенето на ръчката, палецът не позволява въртене на спирачното колело в обратна посока и товарът се задържа.



Фиг.25.8. Ръчна лебедка
а – общ вид; б – винтова спирачка

Теглителната сила *Q*, измервана на барабана, се определя, като предавателното число на зъбната предавка на лебедката се изразява чрез въртящите моменти на оста на барабана и на оста на задвижващия вал

$$Q = \frac{2F.l.i.\eta}{D} \qquad (25.4)$$

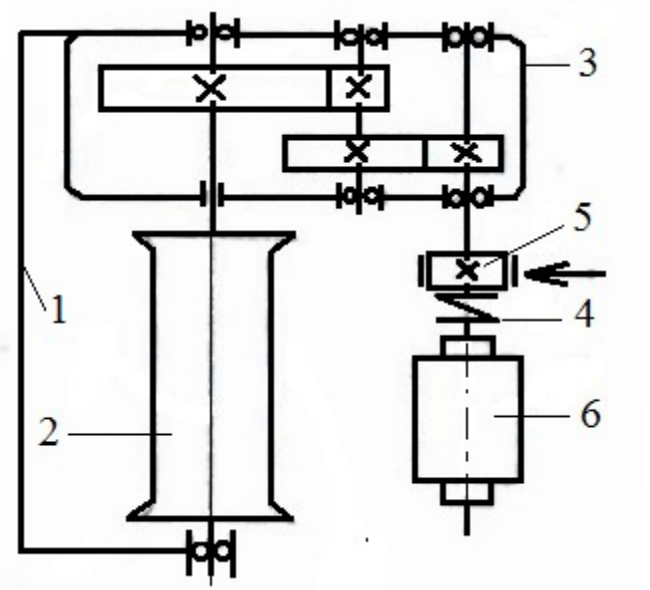
където *F* е сумарната сила, приложена върху ръчките;

- l - дължината на ръчката;

- D - диаметърът на барабана;
- i - предавателното число на зъбните предавки;
- η - к. п. д. на предавките.

При продължителна работа силата на един работник се приема 150N, а дължината на ръчките се избира до 0,5 m.

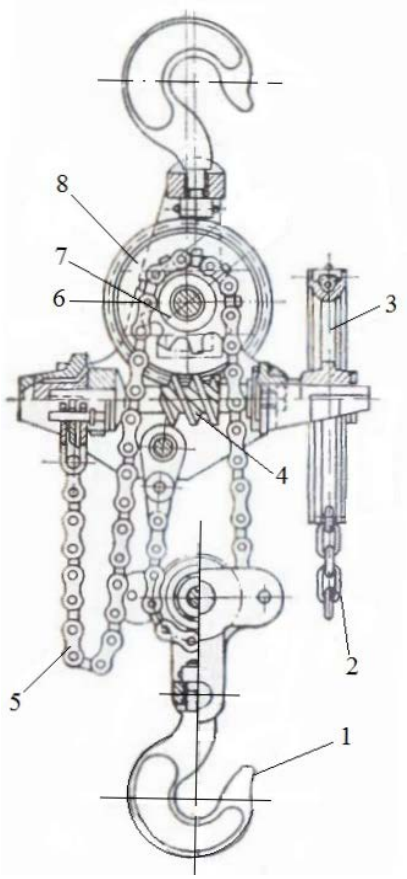
На Фиг.25.9 е показана кинематична схема на *електрическа лебедка*, която се използва при непрекъсната работа и по-голяма скорост на издигане на товара (по-голяма производителност). Теглителната сила на лебедката е стандартна до 125kN. При по-голяма товароподемност се използват въжени полипласти. Показаната на фигурата лебедка се състои от метална рама *1*, барабан *2*, редуктор *3*, съединител *4*, спирачка *5*, електродвигател *6* и контролер *7*. Контролерите представляват електрически апарат за дистанционно управление на електродвигателите. С контролерите се пуска и пуска двигателят, изменя се честотата и посоката на въртене. Лебедките, използвани за строителни цели, имат до пет скорости – ниски монтажни и високи транспортни.



Фиг.25.9. Кинематична схема на електрическа лебедка

По време на работа лебедките се фиксират, така че да се осигури тяхната подвижност. При малка теглителна сила (до 5 kN) лебедките се фиксират, като върху рамата им се поставят бетонни блокчета или метални профили. При по-голяма теглителна сила те се връзват с бетонно желязо за дървета или строителни конструкции, а ако няма такива – за греди, вкопани в земята.

При червячната макара с ръчно задвижване (Фиг.25.10) работникът задейства верижното колело 3, захванато на вала на червяка 4 чрез веригата 2. На вала на червячното колело 8 е заклинено верижното 7, което чрез товароподемна верига 5 издига и спуска куката 1. На края на червячния вал е монтирана винтова спирачка 6. Предимството на тези макари е простото им устройство, а недостатък ниския КПД.



Фиг.25.10. Червячна макара

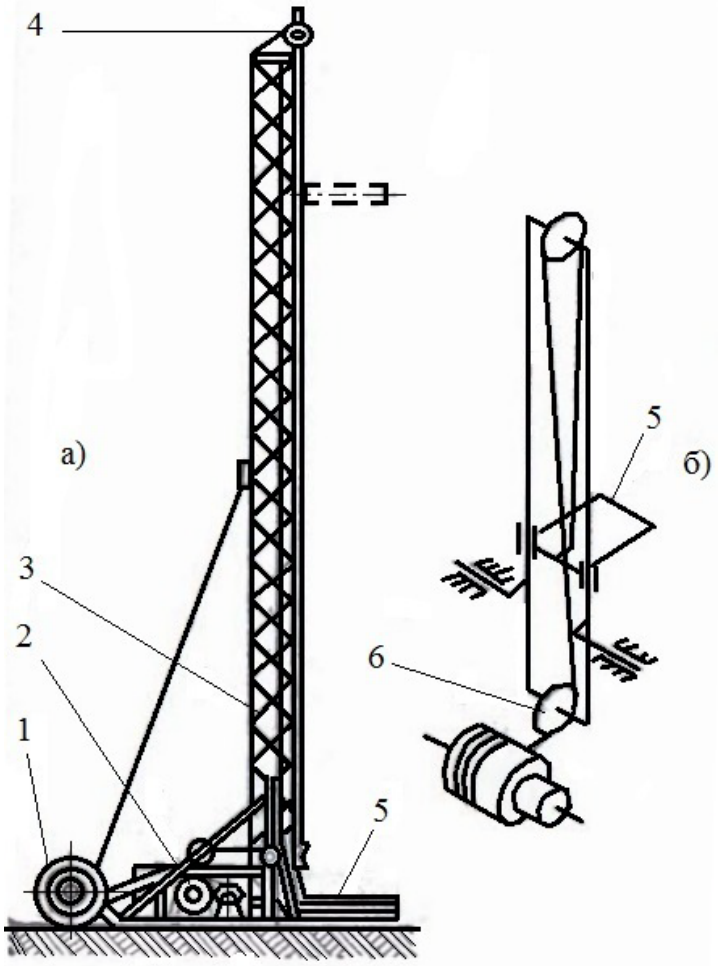
25.4.СТРОИТЕЛНИ ПОДЕМНИЦИ

С подемниците се издигат товари и хора по височина на строителните съоръжения. Строителните подемници се класифицират според предназначението си на товарни и товаро-пътнически, според конструкцията си на мачтови и шахтови и според начина на задвижване – на въжени и зъбно-гребенни.

Товарните подемници се използват само за издигане на товари, а товаро-пътническите – на товари и хора. Към товаро-пътническите подемниците се предявяват по-високи изисквания по отношение на безопасността.

Сега най-разпространени са *мачтовите подемници* (Фиг.25.11а) . Те се състоят от лебедка *2*, сглобяема мачта *3* и платформа *5*. Въжето от барабана на лебедката преминава през подвижната в хоризонталната посока ролка *6* (Фиг.25.11*б*) и през отклонителната ролка на края на мачтата. Мачтата се състои от два П- образни метални профила, укрепени с напречни пръти. В П-образните профили се движат ролките на платформата. Мачтата е разглобяема. Тя се състои от отделни звена, които могат да се настаняват едно върху друго при увеличаване на височината на съоръжението. При височина до 10 m мачтата не се прикрепва към съоръжението, но при по-големи височини прикрепването е задължително. То се осъществява с метални профили или с бетонна стомана. Към платформата на подемниците се прикрепени ловители, които спират веднага платформата, ако се скъса подемното въже. Подемникът се

транспортира като ремарке върху колелата *1*.



Фиг.25.11. Мачтов подемник
а – общ вид; б – схема на въжетата

При *товаро-пътническите подемници* се използва зъбно-гребенно задвижване, което е по-сигурно. Към мачтата на подемниците е прикрепен зъбен гребен с двустранно нарязани зъби, а към кабината – две зъбни колела, задвижвани от електродвигателите чрез червячни редуктори. При въртене на зъбните колела кабината се издига и спуска в зависимост от посоката на въртене. Червячните редуктори са самозадържащи, което изключва самоволното спускане на кабината при спиране на електрическия ток. Независимо от това е предвидена и спирачка – най-често винтова. Електрическият ток се подвежда към кабината с гумени кабели, излизащи от основата на приемника. Кабината на товаро-пътническите подемници е затворена от всички страни с метална мрежа, а вратата ѝ по време на движение не може да се отваря от пътуващите.

25.5. СТРОИТЕЛНИ КРАНОВЕ

В строителството се използват козлови, мостови, мачтови, кулови, кабелни и самоходни кранове. Изброените кранове (без самоходните) имат зона на действие, ограничена в границите на една строителна, складова или монтажна площадка. Самоходните кранове могат самостоятелно да се придвижват на

произволни разстояния и да работят последователно на различни площадки.

Основните параметри, които характеризират един кран, са: товароподемност; височина и скорост на подема; обсег; скорости на движение и въртене; собствена маса и габаритни размери. При стреловите кранове (мачтови, кулови, самоходни) товароподемността се изменя в зависимост от обсега на стрелата.

В крановете се използват до четири основни механизма – товароподемен, стрелоподемен, ходов и за въртене. Механизмите се състоят от двигател. Съединител, спирачка, редуктор и работна част – барабан, ходово и зъбно колело. Задвижването на крановете е многодвигателно – електрическо.

Производителността Q на крановете се изчислява по:

$$Q = Q^{/}.n.k_T.K_в, t / h, \tag{25.5}$$

където $Q^{/}$ е товароподемността на крана, t;

- n - броят на циклите, h^{-1};
- k_T - коефициентът на използване по товароподемност;
- $k_в$ - коефициентът на използване по време.

Коефициентът на използване по товароподемност представлява отношението на средната маса на товарите към товароподемността на крана. Коефициентът на използване по време е отношението на времето за работа на крана в продължение на една смяна към продължителността на работната смяна. При изчисляване на производителността коефициентът на използване по време отчита само престоите по технически и по технологични причини. Броят на циклите n за един час се определя в зависимост от продължителността на цикъла T:

$$n = \frac{3600}{T} \tag{25.6}$$

Продължителността на цикъла обхваща времето за обработване на един товар от момента на отделяне на товара от мястото му до момента на отделяне на следващия товар. Продължителността на цикъла включва такелажните, транспортните и монтажните операции. Тя може да се намалява главно, като се съкращава времето за такелажните операции чрез използване на специализирани сапани, захвати, траверси и др. По-големи са възможностите за съкращаване на времето за монтажните операции чрез подобряване на технологията на монтажа, а времето за транспортните операции може да се намали чрез съвместяването им.

Козлови кранове

Козловите кранове се използват в предприятията на строителната промишленост при производството на сглобяеми елементи и конструкции, при товаро-разтоварни и монтажни работи. Използват се само на открити площадки, докато в закрити помещения (цехове) се работи с мостови кранове.

Козловите кранове имат П-образна форма метална конструкция, която се движи по релсов път. Металната конструкция се състои от хоризонтална носеща греда и вертикални опори. Носещата греда може да бъде тръба, пълностенна или прътова конструкция, а вертикалните опори най-често са прътова конструкция.

При големи отвори едната от вертикалната опора се прикрепва шарнирно, като по този начин се поемат температурните разширения. Металната конструкция се движи по две релси. Разстоянието между релсите се нарича отвор на крана. За строителни цели се използват отвори до 40m.

В показаната на Фиг. 25.12 козлови кран носещата греда представлява тръба, по която е заварен I- профил. По профила се движи електротелфер. При тръбна носеща греда кранът има най-малка маса. Носещата греда има две конзолни части, които увеличават обсега на действие и създават удобство при работа. Под конзолните части се разполагат транспортните пътища, а производствените, монтажните или складовите площи са между двете релси.

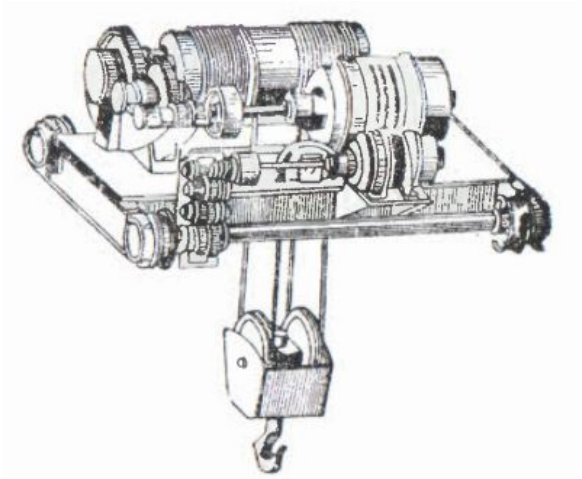
В големи пристанищни, металургични и други складове, а също в открити рудници се използват козлови кранове с големи отвори (до 100m). При такива кранове носещата греда е пълностенна или прътова конструкция.

Фиг.25.12. Козлови кран

Козловите кранове имат ходова част с най-малко четири колела – по две на всяка релса. Ходовите колела на двете релси се задвижват от отделни електродвигатели, свързани по електрически път. Колелата на двете релси се задвижват едновременно с еднаква скорост и по този начин кранът не се завъртва спрямо релсите.

По носещата греда на крана се движи кранова количка. *Крановите колички* се класифицират в зависимост от начина на задвижване на самоходни и теглени, в зависимост от разположението си спрямо носещата греда на стоящи и висящи и в зависимост от броя на релсите, върху които се движат, на двурелсови и еднорелсови.

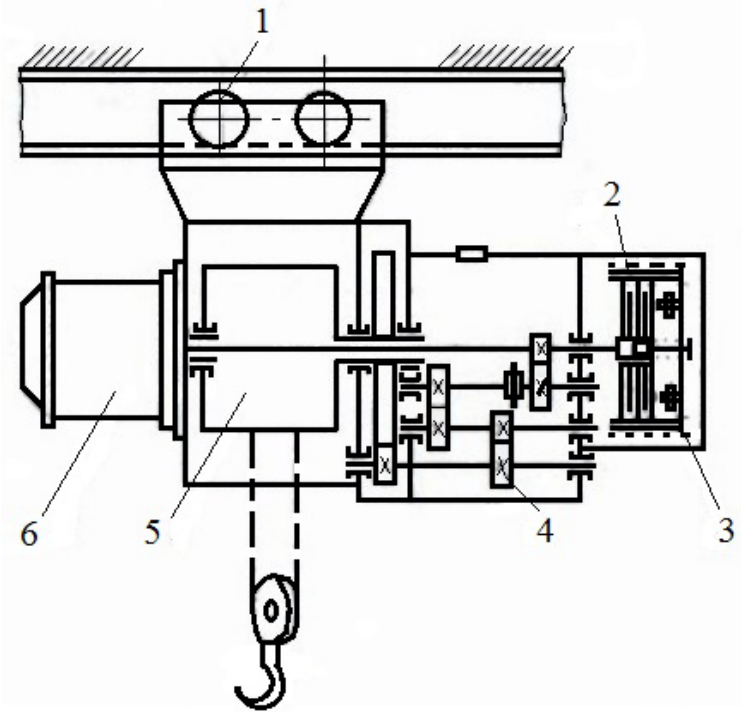
Самоходната двурелсова кранова количка от фиг.25.13 се състои от заварена метална рама, върху която са разположени два механизма – товароподемен и ходов. Електродвигателите се захранват чрез кабел или токоотнемащо устройство от тролеен тип, прикрепено към количката. Електрическият ток постъпва към крана по гумиран кабел, окачен чрез скоби върху носещо стоманено въже, успоредно на релсовия път. При движение кранът опъва или нагъва на хармоника кабела, но последният остава винаги на 5 – 6m над строителната площадка. Така се осигурява безопасна работа на крана.



Фиг.25.13. Самоходна кранова количка

При кранове с големи отвори и при стреловите кранове се използват теглени колички, които имат по-малка собствена маса. При тях товароподемният и ходовият механизъм са поставят извън количката – на края на носещата греда. Върху количката са разположени само отклонителните ролки на подемното въже и тя представлява рамка с ходови колела.

При товароподемност до 12,5t в ходовите и други кранове, а също в монорелсови пътища се използват висящи еднорелсови кранови колички, наречени *електротелфери*. Телферите се движат по I - образен профил (Фиг.25.14).



Фиг.25.14. Електротелфер

При тях електродвигателят *6*, барабанът *5* и редукторът *4* са разположени на една обща ос върху лека висяща рама. При някои конструкции редукторът може да бъде вграден в барабана, при което размерите на масата се намаляват. В

показаната конструкция товароподемният механизъм има електромагнитна дискова спирачка *2*, която се освобождава от магнитите *3*. Ходовата количка *1* е прикрепена към висящата рама. Количката има четири ходови колела. При товароподемност до 1t телферът може да се премества ръчно, а при по-големи товароподемности – с ходов механизъм, задействан от електродвигател.

По –новите конструкции, включително произвежданите в България, са с двустепенен планетен редуктор, включвана от конусния ротор на електродвигателя спирачка и други подобрения.

Поради липсата на тежка рама и съосното разположение на механизмите електротелферите при равна товароподемност имат два - три пъти по-малка собствена маса от двурелсовите кранови колички. Ето защо при максималните товароподемности на телферите те се предпочитат пред количките.

В строителството се срещат и козлови кранове с пневмоколесна ходова част.

В закритите цехове на предприятията на строителната промишленост се използват *мостови кранове*, които се състоят от подвижна напречна греда и кранова количка или телфер, движещи се по гредата. Кранът се движи по релсов път, монтиран върху вертикалните колони на строителната конструкция на цеха. Козловите и мостовите кранове се управляват от кабина, прикрепена под носещата греда, или от земята чрез командно табло.

Кулови кранове

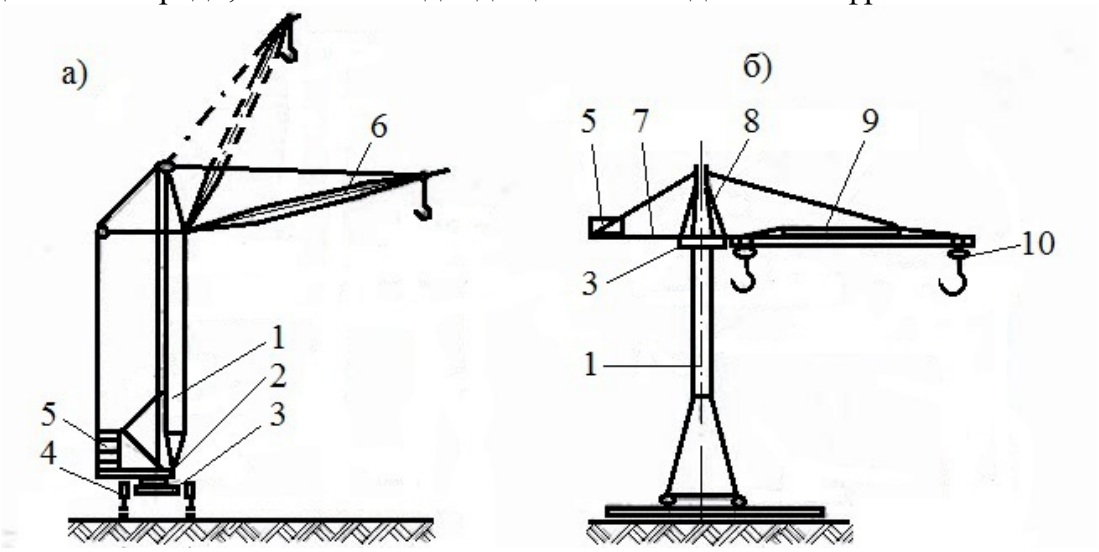
Куловите кранове се използват за строителни, монтажни и товаро-разтоварни работи при изграждане на високи сгради и съоръжения. Те се класифицират в зависимост от начина на движение, вида на ходовото съоръжение, кулата и стрелата. Според начина на движение те биват стационарни, подвижни и самоподемни. Стационарните кранове се прикрепват към фундамент и имат ограничен обсег на действие. Подвижните кранове се движат по релсов път, монтиран покрай съоръжението, което обслужват. При височина на 50 m подвижните кранове се прикрепват към съоръжението, с което се осигурява тяхната устойчивост. Самоподемните кулови кранове се прикрепват към строителната конструкция и се издигат нагоре от собствен механизъм заедно с нарастването на конструкцията. Самоподемните кранове се използват при строителството на високи сгради, стълбове, кули и др.

В зависимост от ходовото съоръжение куловите кранове биват релсови, верижни и пневмоколесни. Най-разпространени са релсовите кранове, при които височината на кулата е най-голяма.

Според вида на кулата крановете биват с въртяща се и с неподвижна кула. При *крановете с подвижна кула* (Фиг.25.15*а*) опорно-въртящото се устройство *3* е разположено върху ходовата част *4* в основата на кулата *1*, която опира върху платформата *2*. Стрелата *6* се върти заедно с кулата, а противотежестта *5* е разположена ниско (върху платформата *2*). Обсегът на тези кранове се променя чрез повдигане на стрелата. При крановете с въртяща се кула собствената маса е по-малка, но разходът на енергия за въртенето е по-голям. Крановете с въртяща се кула се използват при товароподемност до 10 t.

При *крановете с неподвижна кула* (Фиг.25.15*б*) опорно въртящото устройство *3* е в горния край на кулата *1*. Заедно с въртящата се глава *8* то

осигурява въртене на хоризонталната стрела *9*. Противотежестта *5* е разположена високо върху конзолата *7*. По време на работа обсегът на крана се променя чрез теглена кранова количка *10*, която се движи под хоризонталната стрела. При крановете с неподвижана кула обсегът може да се променя и чрез наклоняване на стрелата, а при крановете с подвижна кула – и чрез кранова количка. Крановете с въртяща се стрела могат да имат по-голяма товароподемност (до 50t) и се използват в промишленото строителство. Крановете с кранова количка улесняват работата на машиниста, поради което съществува тенденция за разширяване на тяхното използване. При някои строителни технологии, например едноплощен кофраж за жилищни и обществени сгради, те са най-подходящи за изваждане на кофража.

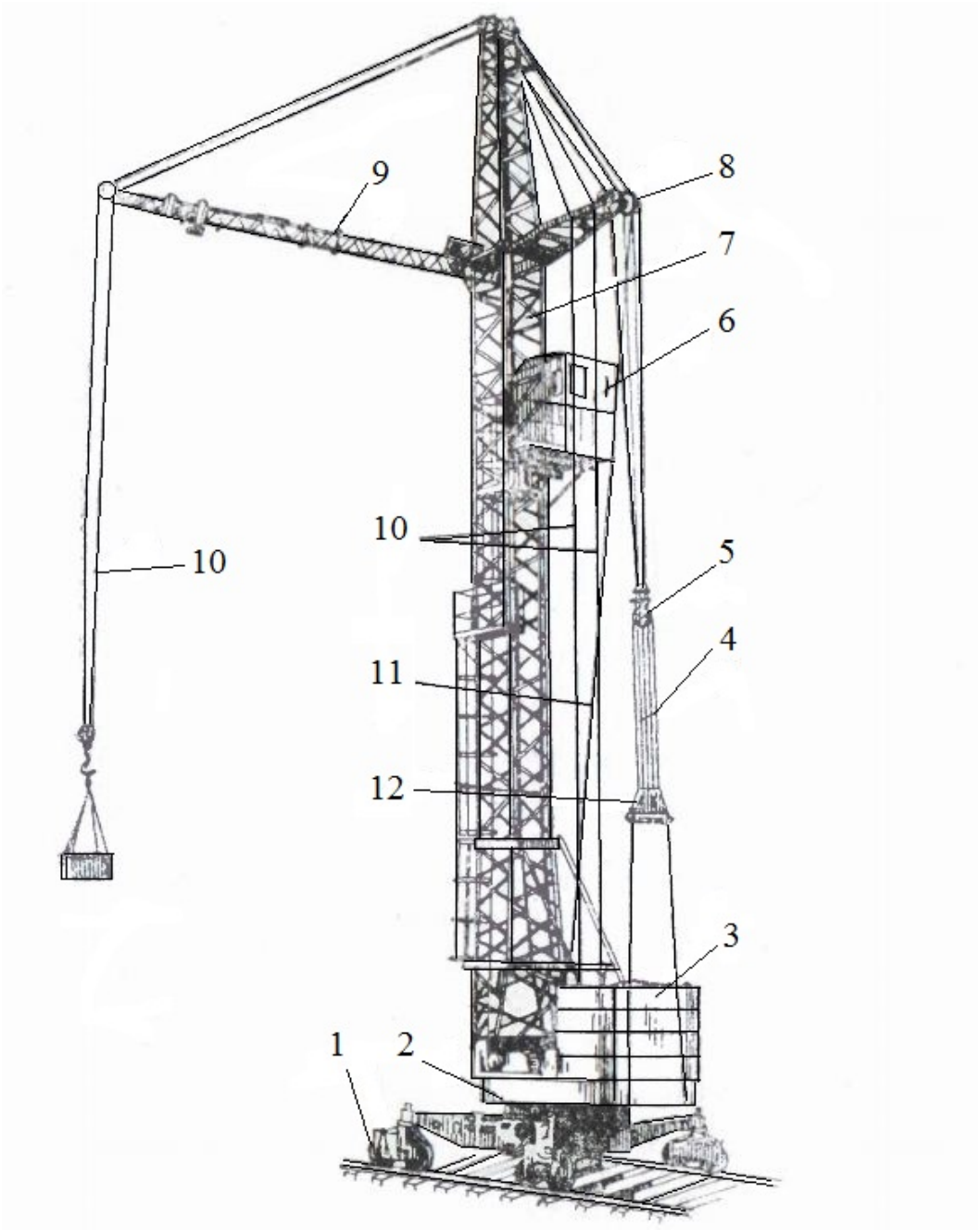


Фиг.25.15. Схеми на кулокранове

На Фиг.25.16 е показан куловият кран КВ-160.2 с въртяща се кула, който се произвежда у нас и се използва широко в жилищното строителство. Кулата *7* е прътова тръбна конструкция, монтирана върху въртяща се платформа *2*. Върху платформата се намират три лебедки – товароподемна, стрелоподемна и монтажна, противотежестта *3* и механизмът на въртене. Кулата заедно с платформата се върти около ходовата част. Кулата заедно с платформата се върти около ходавата част. Кулата е телескопна. Състои се от неподвижни секции, разположени до платформата и подвижни секции с горната част. Работната височина на кулата се увеличава чрез добавяне на подвижни секции отдолу и издигане на подвижната част. Кулата е шарнирно прикрепена към платформата, установява се във вертикално положение и се поддържа от два пръта и стойка. Стрелата *9* е съединена шарнирно с кулата и може да се издига със стрелоподемната лебедка. Стрелата също е прътова тръбна конструкция.

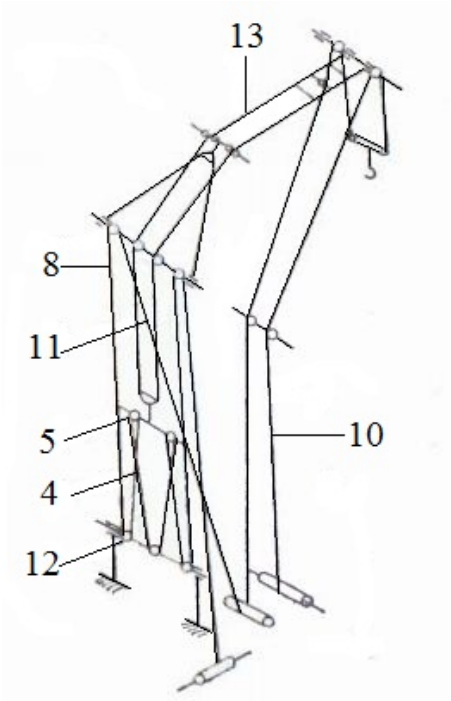
Подемното въже *10* минава през ролки на върха на противострелата, през ролките на върха на кулата и ролките на края на стрелата, като единият край на въжето се навива на товароподемната, а другият – стрелоподемната лебедка. При такова закрепване при изтегляне на стрелоподемното въже *11* товароподемното се отпуска и така при повдигане на стрелата товарът остава на една височина. По този начин се улеснява работата на машиниста при монтаж на сглобяеми елементи. Стрелоподемното въже образува полиспаст през ролките *8, 5* и *12,*

като единият край на въжето се прикрепва на стрелоподемната лебедка, а другият – на монтажната лебедка. Стрелата се повдига, когато се скъсява полиспастът *4* чрез спомагателното въже *13* (фиг. 3.19). С монтажната лебедка се регулира положението на ролковия блок *7*, който по време на работа е неподвижен. Устройството на крана позволява да се работи и с теглителна количка, като в този случай се поставя още една – теглеща лебедка, и се подменя стрелата.



Фиг.25.16. Кулокран с въртяща се кула

Ходовата част на крана се състои от четири ходови колички *1* (Фиг.25.17), всяка с по две колела. Две от ходовите колички са задвижващи. Количките са прикрепени шарнирно към завъртаща се лостова рама, която улеснява монтажа и поема неравностите на релсовия път.



Фиг.25.17. Схема за прекарване на въжетата на кулокрана

Кранът се управлява от кабината *6*, в която се намират контролерите за управление. При крановете с голяма височина кранистът може да се изкачва до кабината с подемник. Връзката с работниците е визуална, като те подават установени сигнали на краниста, но може да се използва и двистранна радиовръзка. Куловите кранове са снабдени с уред за измерване на скоростта на вятъра (анемометър). При увеличаване на скоростта над 10m/s работата се преустановява, машинистът освобождава механизма за въртене, слиза от кабината и чрез стеги фиксира ходовата част към релсовия път.

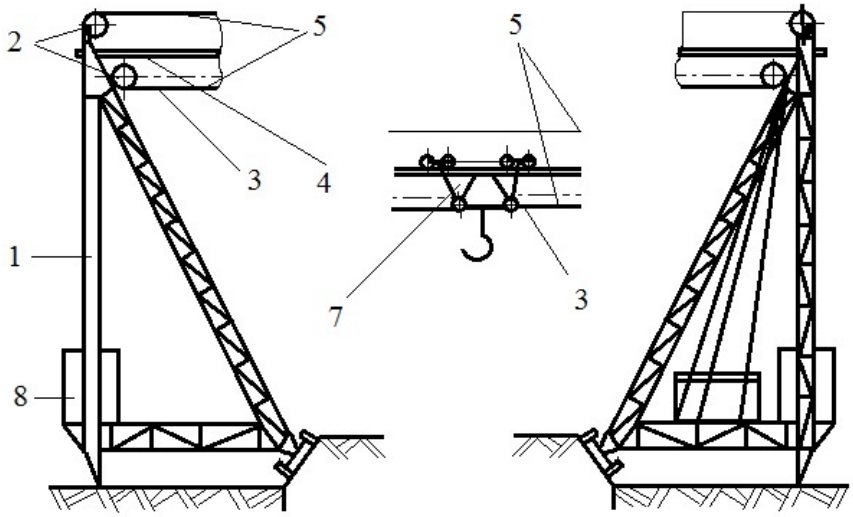
Куловите кранове има няколко уреда за осигуряване на безопасна работа – ограничители на товароподемността, обсега, височината на подема и движението по релсовия път. В новите конструкции се използва също ограничител на товаромомента. Ограничителите изключват съответните електродвигатели и автоматично осигуряват безопасна работа на крана

За да се съкрати времето за преместване от един обект на друг, куловите кранове не се разглобяват, а се сгъват чрез собствените си механизми и един автокран. Най-напред се спуска телескопната част на кулата, а след това стрелата и противострелата. Противотежестите и кабината се свалят и транспортират отделно. Кулата се спуска и се сгъва на две или на три и опира върху автомобилно ремарке. Ходовата част се повдига на транспортна ос с автомобилни гуми. Монтажът и демонтажът по този начин се извършва за две-три смени.

Кабелни кранове

Кабелните кранове се използват при строителството на язовирни стени, мостове и др. Характерно за тях е много големият отвор, който достига 1000m при товароподемност до 20t. Кабелният кран (Фиг. 25.18) най-често се състои от две кули 1, между които е опънато носещото въже 4, а върху него се движи теглената кранова количка 7. Количката се движи от теглещо въже 5, което

минава през отклонителни ролки 2 и 6 на върха на кулите и постъпва на теглещия барабан. Товарът се издига и се спуска с носещо въже 3. За да се намали дължината на теглещото въже, може да се използват две теглещи лебедки, по една на всяка кула. За нормална работа на крана носещо въже трябва да бъде добре опънато. Това може да се осигури по няколко начина: чрез противотежест; чрез една от кулите, която да се движи само по една релса; чрез лебедка и полиспласт. Устойчивостта на кулите се осигурява чрез противотежест от бетонни плочи 8, поставени в основата на кулите.



Фиг.25.18. Схема на кабелен кран

За да се осигури по-голям обсег на крана в надлъжната посока, поне една от кулите е подвижна. На двете кули се движат по релсов път чрез ходов механизъм. При някои кранове кулите са неподвижни, а могат да се наклоняват встрани чрез ръчни лебедки.

Подемното и теглещото въже се опъват от своите лебедки. Независимо от това те опират през няколко метра на скоби с ролки, които лежат върху носещото въже. Скобите не позволяват провисване или пеплитане на въжетата.

Кабелните кранове се управляват от кабина, разположена в кулата, където са и задвижващите лебедки. При липса на визуална връзка работниците подават команди на машиниста чрез радиопредаватели. Теглещата лебедка има индикатор, показващ положението на крановата количка – на няколко метра се намира тя от кулата.

Самоходни стрелови кранове

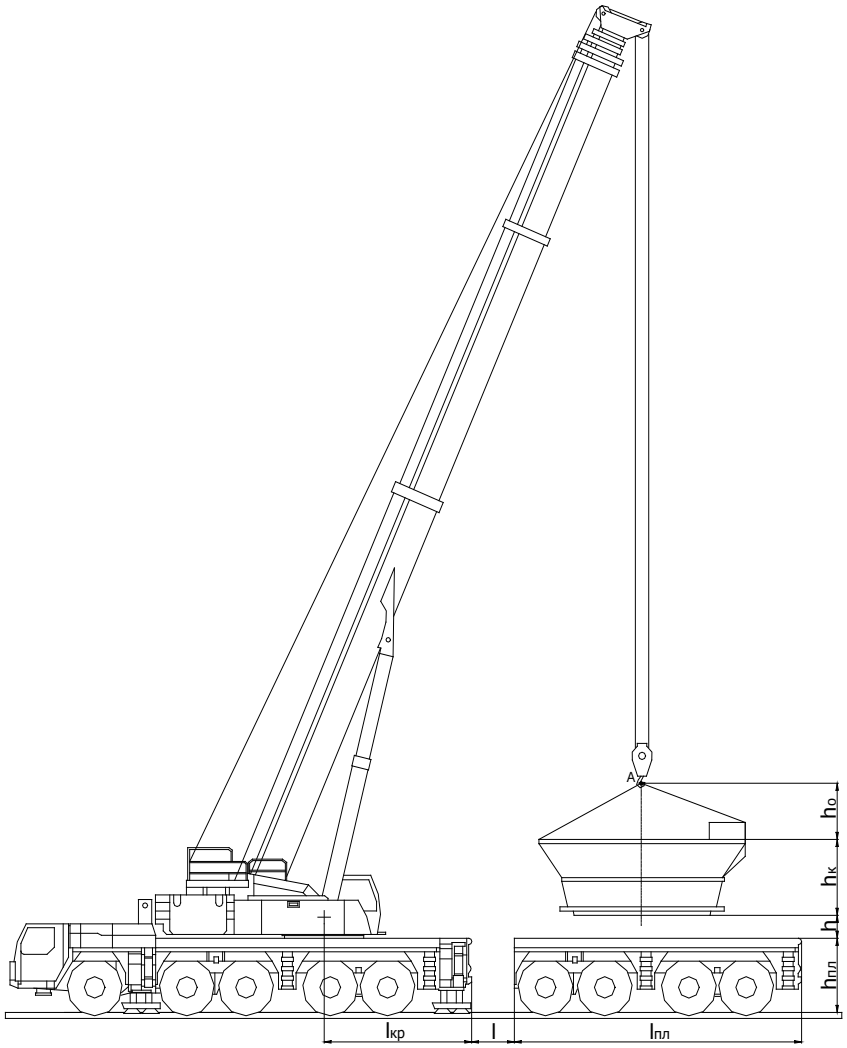
Самоходни стрелови кранове се задвижват от собствен двигател с вътрешно горене и могат самостоятелно да се преместват на произволни разстояния. Поради независимостта си от електрическата мрежа, високата транспортна скорост, голямата маневреност и универсалност самоходните кранове се използват широко за изпълнение на строителни, монтажни и товаро-разтоварни работи във всички видове строителство. Те се класифицират в зависимост от вида на ходовото съоръжение, начина на задвижване и начина на окачване на стрелата.

В зависимост от ходовото съоръжение самоходните кранове биват верижни и пневмоколесни. Верижните кранове с товароподемност до 40 t са модификация на еднокофовите багери, а при по-голяма товароподемност са специално разработени конструкции. Верижно ходово съоръжение имат и тракторните кранове, разработени на базата на селскостопанските трактори. В строителството най-разпространени са пневмоколесните кранове, при които по-добре са реализирани положителните качества на крановете.

Крановете с пневмоколесна ходова част биват автомобилни (Фиг.25.19) – с товароподемност (до 200t). При автомобилните кранове се използват автомобилни шасита, при мобилните – специално разработени шасита.

Според начина на задвижване самоходните кранове са с централно и с индуктивно задвижване. Индивидуалното задвижване е по схемата двигател-редуктор – хидропомпи - хидродвигатели и хидравлични цилиндри.

В зависимост от окачването на стрелата самоходните кранове биват с еластично окачване на въжен полипласт и с твърдо окачване чрез хидравлични цилиндри.



Фиг.25.19. Самоходен автокран

Самоходните кранове могат да работят и с кулострелово работно съоръжение, т. е. като кулови кранове , но това се използва ограничено.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беркман В. Н. И др., „Системи гидропривода пневмочних и проходческих машин”, М., Недра, 1982.
2. Бланк Л., П. Кътов и др., „Повишаване на ефективността при използване на строителни машини“, София, Техника, 1981.
3. Василев В., „Минни машини”, С., Техника,1986.
4. Василев В., „Теоретико-експериментално изследване режима на пробиване и протичането на работните процеси в пробивните чукове”, Дисертация, ВМЕИ, 1967.
5. Василев Д., З. Михалков, В. Василев, „Минни машини”, Издателство на МГУ „Св. Иван Рилски”, София, 2003.
6. Георгиев Г. С., „Изследване на ударното взаимодействие и енергоотдаването в системата "бутало - пробивен инструмент – скала, приложимо към пробивните машини с ударно действие”, Дисертация, ВМГИ, 1968.
7. Денчев М., „Строителни машини“, София, Техника, 1977.
8. Димитров Д. В., „Работни процеси и режим на работа на ръчните хидравлични ударни машини за миннодобивната промишленост”, Дисертация, МГУ,1994.
9. Ефременков А. Б., А. Казанцев, „Горные машины и оборудвание”, ТПУ, Томск, 2009.
10. Иванов К.И., „Техника бурения”, М., Недра, 1987.
11. Иванов Хр., „Минни добивни машини”, С., 1955.
12. Иванов Хр., К. Шейретов, „Минни машини I ч. ”, С. Техника, 1957.
13. Иванов Хр., К. Шейретов, „Минни машини II ч.”, С., Техника, 1958.
14. Илиев К., Изследване параметрите на пневмоударници тип 11У-85 и усъвършенствуване на тяхната конструкция”, Дисертация, ВМГИ, 1976.
15. Кинов А. Д., „Изследване на малкоролкови опорно-завъртащи устройства на роторните багери”, Дисертация, ВМГИ, 1976.
16. Кинов А.Д., „Усъвършенствуване на работния процес на роторните багери”, Докторска дисертация, МГУ, 1994.
17. Коровкин Ю.А., „Механизованнью крепи очистных забоев”, М., Недра, 1990.
18. Кралев Ив. Г., „Хидравлични пробивни и ударно-разрушаващи чукове за минно-добивната промишленост”, Дисертация, ВМГИ, 1989.
19. Крутиков И.П. „Эскаваторы”, Машиностроение, Москва, 1964г.
20. Кътов П., „Пътностроителни машини“, София, Техника, 1981.
21. Малеев Г. В. и др.,”Проектирование и конструирование горных машин и компплексов”, М., Недра, 1988.
22. Михалков З. А., „Изследване работата на роторните багери за условията на СМЕК "Марица-изток" с цел подобряване па технологичните им параметри”, Дисертация, ВМГИ, 1986.
23. Мърхов Н. Б, „Износване и експлоатационна сигурност на пробивните чукове”, Дисертация, ВМГИ 1970.

24. Нанаева Г. Г., А. И. Нанаев, „Горные машини и комплексы”, М., Недра, 1982.
25. Петерс Е. Р, „Основы теории однокошовых эксаваторов”, Машгиз, Москва, 1951.
26. Подзарни Р. Ю., „Горные машины и комплекси для открытых работ”, М., 1971.
27. Савов С., „Експериментално определяне на собствените честоти на конусна инерционна трошачка тип кид-300”,София, Българско списание за инженерно проектиране, Брой 30, Август 2016г.
28. Сергеев В. П., „Строительные машины и оборудование”, Москва, Высшая школа, 1987.
29. Токмакчиев Св. А., „Изследване износването на резци за галерийни комбайни при различен режим на работа”, Дисертация, ВМГИ, 1976.
30. Токмакчиев Св. А., „Изследване и оптимизация на експлоатационните характеристики на работните органи на минните комбайни”, Докторска дисертация, МГУ, 2000.
31. Шейретов К., Хр. Цвятков, „Ръководство за упражнения по минни машини”, С., Техника, 1962.
32. Шейретов К., В.Василев, А. Кинов, Хр. Цвятков, „Ръководство за курсов проект по минни машини”, С., Техника, 1980.
33. Шейретов К., „Минни машини I ч.” - пето преработено издание, С., Техника, 1987.
34. Шейретов К., „Минни машини II ч” - четвърто издание, С., Техника, 1983.
35. Шейретов Т.К., „Изследване на вътрешните процеси в хидравличните ударни механизми”, Дисертация, ВМГИ,1989.
36. Щадов М.И. и др., „Справочник механика открытах работ”, М., Недра, 1989.
37. Цветков Хр. К., „Определяне на съпротивленията при работа на роторните багери”, Дисертация, ВМГИ, 1962.
38. Trakto-Technic, Total qnaliti systems, 1995.
39. Kone Rokson Breakers, Salpakqangas, 1998.
40. Tamrok, Новости, Татреге, 1983.
41. Westfalia Limen, Sisteme fur den Langfrontbau, Altinnen, 1999.
42. Eickhoff, Der Walzenlader. Die ausgerereifte Gewinnungsmaschine von Eicuhoff, Boxum, 2000.
43. Xemcsheidt, Ausbau-Einsatz, Wuppertas. 1997.
44. Liebherr, Das Erdbewegungs – Program, Olmar - Cedex, 2002.
45. Hidromek, Amkara, 2002.
46. Atlas Copco, Pneumatic drill rigs and accessorier for bench drilling, 2002.
47. Atlas Copco, Grouting & Driling, 2002.
48. Atlas Copco,Underground roch excavation, 2002.
49. Bohler, lining and tunneling technologu, Wien, 2001.
50. Con rat Co, Professional pneumatic and Hydrdulic TooIs, 2002.
51. World Tunnelling, Apr., 1994.