ИВАН МИНИН

ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ ЗА ОБОГАТЯВАНЕ НА ПОЛЕЗНИ ИЗКОПАЕМИ
I ЧАСТ

МАШИНИ И ТЕХНОЛОГИИ ЗА РАЗКРИВАНЕ НА МИНЕРАЛНИТЕ ЗЪРНА

СОФИЯ, 2012

В настоящия учебник са описани технологиите за разкриване на минералните зърна използвани при обогатяването на полезните изкопаеми, както и машините и съоръженията намерили приложение за изпълнението на тази цел. Освен машините в обогатителните фабрики са разгледани и машини работещи в строителната, химическата и металургичната промишленост.

Учебникът е предназначен за дисциплината „Техника и технологии за обогатяване на полезните изкопаеми", изучавана от студентите от ОКС „Бакалавър" със специалност „Електроенергетика и електрообзавеждане" в МГУ „Св. Иван Рилски" – София.

Той също е предназначен за дисциплините - „Обогатителни машини" и „Курсово проектиране на обогатителните машини" изучавани от студентите от ОКС „Бакалавър" по специалностите „Механизация на мините и компютърни приложения в машиностроенето" и „Механизация на минното производство".

Глава IX – „Вибрационни трошачки" може да бъде използвана по дисциплината „Вибрационна техника и технологии" от студентите от ОКС „Магистър" по специалностите „Механизация на мините и компютърни приложения в машиностроенето" и „Механизация на минното производство".

Искам да изкажа благодарност на ръководството на фирма „Елаците-мед" – АД в лицето на Изпълнителния Директор маг. инж. Добри Цветков за оказаната финансова помощ по издаването на настоящия учебник, както и на рецензента проф. дтн. Антоанета Ботева за направените забележки и препоръки.

От Автора

СЪДЪРЖАНИЕ

1. РАЗКРИВАНЕ НА МИНЕРАЛНИ ЗЪРНА - ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ *6*

2. ЦЕЛ И ЗАДАЧИ НА ТРОШЕНЕТО И СМИЛАНЕТО *11*

3. КЛАСИФИКАЦИЯ НА МАШИНИТЕ ЗА РАЗКРИВАНЕ НА МИНЕРАЛНИ ЗЪРНА *14*

4.ЧЕЛЮСТНИ ТРОШАЧКИ *16*

4.1. Принцип на действие и описание на конструкциите на челюстните трошачки 16

4.2. Параметри на механичния и технологичен режим на челюстните трошачки 22

4.3. Сили действащи на основните детайли на челюстните трошачки 35

5. КОНУСНИ ТРОШАЧКИ *44*

5.1. Принцип на действие и описание на конструкциите на конусните трошачки 44

5.2. Параметри на механичния и технологичен режим на конусните трошачки за едро трошене 52

5.3. Сили действащи на основните детайли на конусните трошачки за едро трошене 58

5.4. Параметри на механичния и технологичен режим на конусните трошачки за средно и ситно трошене 60

5.5. Сили действащи на основните детайли на конусните трошачки за средно и ситно трошене 66

6. ВАЛЦОВИ ТРОШАЧКИ *68*

6.1. Принцип на действие и описание на конструкциите на валцовите трошачки 68

6.2. Основни механични и технологични параметри на валцовите трошачки 72

7. РОТОРНИ ТРОШАЧКИ С УДАРНО ДЕЙСТВИЕ *76*

7.1. Описание на конструкциите на роторните трошачки. 76

7.2. Основни механични и технологични параметри на роторните трошачки. 80

8. РОЛКОВИ ТРОШАЧКИ *85*

8.1. Принцип на действие и описание на конструкциите на ролковите трошачки 85

8.2. Основни механични и технологични параметри на ролковите трошачки 87

9. ВИБРАЦИОННИ ТРОШАЧКИ 89

9.1. Описание на конструкциите на вибрационните челюстни трошачки 90

9.2. Параметри на механичния режим на вибрационните челюстни трошачки. 99

9.3.Сили във вибрационните челюстни трошачки 101

9.4. Описание на конструкциите на инерционните конусни трошачки 102

9.5. Основни технологични параметри на инерционните конусни трошачки. 105

9.6. Описание на конструкциите на вибрационните конусни трошачки. 108

9.7. Основни технологични параметри на вибрационните конусни трошачки. 110

10. БАРАБАННИ МЕЛНИЦИ 114

10.1. Принцип на действие и конструктивен преглед на барабанните мелници 114

10.2. Параметри на механичният режим на барабанните мелници 134

10.3.Скоростни режими при барабанните мелници. 139

10.4. Мощност на двигателя на барабанните мелници 144

10.5. Производителност на барабанните мелници 148

10.6. Сили действащи на барабанните мелници 154

10.7.Схеми на смилане. Циркулационен товар 160

11. ВИБРАЦИОННИ МЕЛНИЦИ 164

12. ПРЪСТЕНОВИДНИ МЕЛНИЦИ 171

13. УДАРНИ МЕЛНИЦИ 174

14. СТРУЙНИ МЕЛНИЦИ 177

15. ПРЕСЯВАНЕ И ПРЕСЕВНИ УРЕДБИ - СПОМАГАТЕЛЕН ПРОЦЕС И МАШИНИ УЧАСТВАЩИ В РАЗКРИВАНЕТО НА МИНЕРАЛНИТЕ ЗЪРНА *181*

15.1. Характеристика на процеса пресяване 181

15.2. Описание на конструкциите на пресевните уредби 186

15.3. Основни динамични схеми на вибрационните пресеватели 205

16. БУНКЕРНО И СКЛАДОВО ОБОРУДВАНЕ ИЗПОЛЗВАНО ПРИ РАЗКРИВАНЕТО НА МИНЕРАЛНИТЕ ЗЪРНА *208*

16.1. Бункери – принцип на действие и конструктивен преглед 208

16.2. Конструктивен преглед на бункерните захранвачи 212

ЛИТЕРАТУРА *217*

1. РАЗКРИВАНЕ НА МИНЕРАЛНИ ЗЪРНА - ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ

Под разкриване на минерални зърна се разбира последователен ред на операции, които имат за цел разделяне на включените в преработваната суровина минерални зърна, под действието на външни сили предизвикващи механично им разрушаване, както по границата на свързване, така и в обема на зърната. Този процес е необходим за да могат освободените минерални зърна да бъдат разделени в зависимост от техните свойства – плътност, морфологична, магнитна възприемчивост, омокряне и други, с цел получаване на концентрат от минерала предмет на обогатяването.

Процесът на разкриване на минералните зърна се осъществява в два стадия: трошене и смилане. Процесът на трошене в зависимост от едрината на изходящият продукт се разделя на едро, средно и ситно трошене. При смилането в зависимост от едрината на изходящият продукт се различават стадиите на грубо, фино и свръх фино смилане (табл. 1.1).

Таблица 1.1 Стадии на трошене и смилане

Трошене		Смилане	
Едро	100–350 mm	Грубо	1,5–0,3 mm
Средно	50–100 mm	Фино	0,1–0,07 mm
Ситно	5–50 mm	Свръх фино	0,01-0,005 mm

Трошенето и смилането се реализира чрез следните въздействия (Фиг.1.1):

а) Смачкване. При смачкването материалът се разрушава в резултат на натиск между две повърхности при сравнително бавно нарастване на налягането между тях.

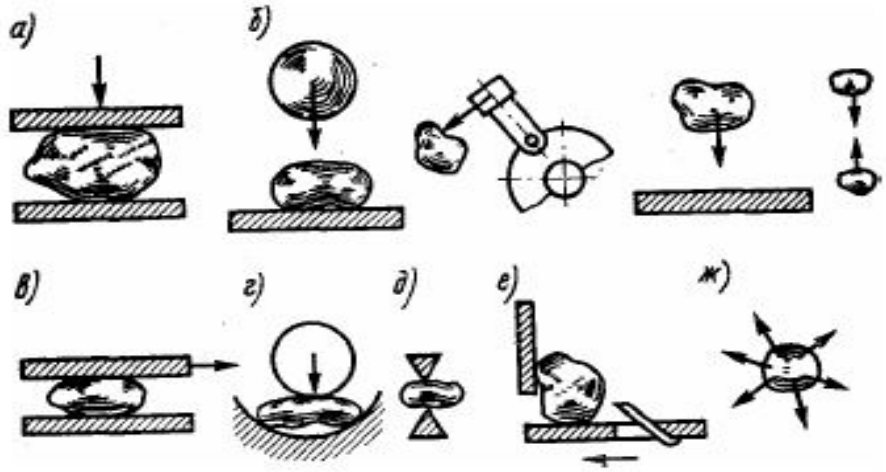
б) Удар. Материалът се разрушава чрез:

- 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 минералните късове е в следствие на това, че те попадат на въздействието на сили които ги подлагат на огъване.

д) Разцепване. Минералните късовете се разрушават в резултат разцепващото действие на клиновидни тела.



Фигура 1.1. Начини на трошене и смилане

е) Срязване. Разрушаването на минералните късове е в следствие на това, че те попадат под въздействието на остри и твърди машинни части които срязват стружки от тях.

ж) Трошене чрез взривяване.

Когато след процесите на трошене, и смилане, се получават продукти, които се използват непосредствено в строителството, металургията, химическата промишленост и др., тогава тези процеси имат самостоятелно значение.

Понякога трошенето и смилането имат обогатително значение и се наричат селективно трошене и смилане. Това се случва когато, отделните компоненти на рудните късове имат силно различаващи се физико-механични свойства. При разрушаването на такива материали чрез трошене и смилане, по-здравите и по-жилави компоненти имат по-голяма едрина на зърната в крайния продукт, отколкото по-малко здравите и по-крехките. В този случай може да се направи разделяне на различните компоненти чрез пресяване или друг вид класиране.

Специфичният разход на енергия изразходван за разрушаването на рудните късове е основен технико-икономически показател на машините за разкриване на минерални зърна.

Отношението на размерите на частиците преди трошенето или смилането към размерите на частиците след

трошенето или смилането се нарича степен на трошене или смилане.

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:

$$i = \frac{0,85.B}{b}. \qquad (1.1)$$

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) [1].

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”:

$$A_F = k_F.\Delta S_F, J. \qquad (1.2)$$

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:

$$\Delta S_F = 6\left(\frac{D}{i}\right)^2 \frac{D^3}{\left(\frac{D}{i}\right)^3} - 6D^2 = 6^2\left(i-1\right), m^2. \qquad (1.3)$$

Където:

$\frac{D}{i}$ е диаметърът на разтрошеният 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:

$$A_F = k_F.\Delta S_F = 6k_F\left(i-1\right)D^2, J. \qquad (1.4)$$

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:

$$A_V = \frac{\sigma^2.V}{2E}, J. \qquad (1.5)$$

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:

$$A_V = k_V.V = k_V.D^3, J. \qquad (1.6)$$

Където:

V е обемът на куба със страна $D; m^3$.

П.А.Робиндер 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.

$$A = A_V + A_F = k_V.D^3 + k_F.D^2, J. \qquad (1.7)$$

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.

$$A = A_V + A_F = k\sqrt{D^3.D^2} = k.D^{2,5}, J. \qquad (1.8)$$

Трябва да се отбележи, че нито една от посочените теории не описва точно разрушаването на материалите, защото хипотезите са на базата на равномерно натоварен руден къс с правилна форма. Поради това се налага при пресмятане на машините за разкриване на минерални зърна, 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.

2. ЦЕЛ И ЗАДАЧИ НА ТРОШЕНЕТО И СМИЛАНЕТО

За да бъде обяснен механизмът на разкриване на минералите при трошенето и смилането, трябва да бъде изяснена основната цел на този процес и решени задачите за постигането на тази цел.

Основната цел на трошенето и смилането на рудите[2] е да се освободят от взаимното сраствane отделните рудообразуващи минерали. При това е много важна освен степента на трошене и на смилане, при която се получава добро разкриване, а също така и количеството на получените ситни частици, формата на частиците в готовия продукт и характера на повърхността на тези частици. Всички тези свойства, включително и зърнометричният състав на продукта, се обединяват в понятието ***характер на продукта от наситняването***.

Лесно се стига до извода, че характерът на продукта от наситняването не зависи само от степента на смилане, а и от физико-механичните свойства на рудата.

Съществуващите теории за разрушаване на рудите дават достатъчно ясна представа за разходът на енергия в зависимост от физико-механичните свойства и степента на трошене или смилане на рудите. Те обаче не дават възможност да бъде определена минималното количество енергия, необходима за разрушаването на рудата до пълното разкриване на отделните рудообразуващи минерали. Съществуват много примери от практиката, които показват, че при различни условия на трошене и смилане на една и съща руда, относителният разход на енергия за пълното разкриване на минералите е различен. Възможно е да се получи пълно разкриване при различна степен на смилане на рудата в зависимост от начина на смилане.

Следователно основната цел на трошенето и смилането е ***да се получи пълно разкриване на минералите при минимално количество изразходвана за това енергия***.

Ако се приеме за основа от теориите на разрушаване на рудите тази предложена от В. И. Равнивцев [7], то следва да бъдат решени следните задачи:

1. Подготовка на рудите за разрушаване. Целта е да бъде получено “отслабването” на структурата на отделните късове. Това би могло да се получи само при наличие на дефекти в кристалната решетка на минералите, а такива дефекти винаги съществуват. При ”отслабването” е необходимо тези

дефекти да се управляват по такъв начин, че точковите да се превръщат в линейни, а линейните да се струпват по границата на сраствне на рудообразуващите минерали, (по контактните повърхнини) превръщайки се в микропукнатини.

2. Определяне на енергетичното ниво на така подготвения материал. Това означава да се получи информация за силата на връзките (сцеплението) между отделните минерали, а също и за здравината на минералните зърна.

3. Избор на най-подходящ вид механично въздействие за разрушаване на рудните късове с цел това да стане с минимален разход на механична енергия. Необходимо е да се разрушават връзките между отделните минерали или в краен случай отделните зърна при минимални разходи на енергия и пластични деформации. Това означава да се повиши крехкостта на рудните късове.

4. Избор на най-подходящи средства за механично въздействие върху разрушавания материал. Средствата за механично въздействие трябва да не позволяват получаването на пресмилане на отделните зърна, а получаването на разрушаване по контактните повърхнини, което зависи от характера (състава) на рудните късове. Например за руди, рудообразуващите минерали в които се различават по еластичните си свойства, подходящо е въздействието с бързо сменящо се налягане. По този начин се постига механично натоварване редуващо опън с натиск.

С решаването на тези задачи се цели да бъде постигнато повишаване на ефективността на трошенето и смилането. Това зависи от силата или мощността на енергетичното въздействие върху рудните късове през отделните етапи на разрушаване. Тази мощност трябва да е достатъчна за преместване на дислокациите (микро дефектите) и образуването на микропукнатини в контактите между минералите и не достатъчна за разрушаването на минералните зърна.

По този начин се решават едновременно двете основни задачи на разкриването на минералните зърна на рудите: висока селективност при минимален разход на енергия.

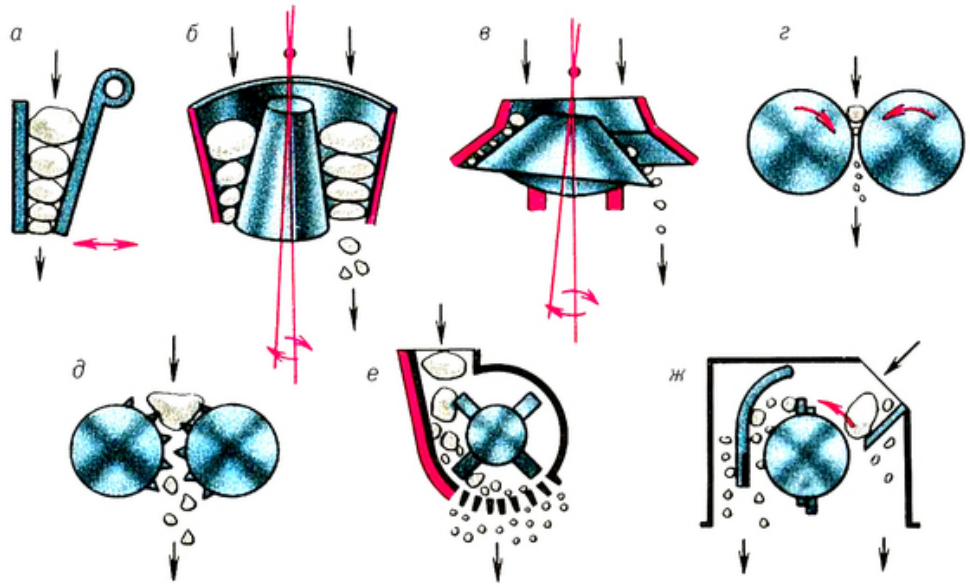
Такова разкриване на минералите не може да бъде постигнато изцяло. Но вече съществуват процеси и методи, реализирани в практиката, които могат да се смятат за отделни етапи от разгледаната организация на трошенето и смилането. Такова например е трошенето на някои материали

във вибрационните трошачки. За такъв етап може да се смята процесът на автогенно смилане на рудите. При такова смилане селективността на разкриване е винаги по – висока, отколкото при смилането в мелници със смилаща среда изработена от стомана.

3. КЛАСИФИКАЦИЯ НА МАШИНИТЕ ЗА РАЗКРИВАНЕ НА МИНЕРАЛНИ ЗЪРНА

Машините за разкриване на минерални зърна могат да бъдат класифицирани според конструктивните си особености по следния начин:

1. *Челюстни трошачки с просто и сложно движение на подвижната челюст* (Фиг.3.1 а). 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.



Фигура 3.1. Класификация на трошачките

2. *Конусни трошачки с окачен или конзолно закрепен вал на подвижния конус* (Фиг. 3.1б, 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. 3.1г,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.3.1е) 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.3.1ж) 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.

7. *Барабанни мелници.* Материалът се смила чрез удар и стриване от свободно падащи смилащи тела, които се повдигат от въртящия се барабан от центробежни сили.

8. *Вибрационни мелници.* Материалът се смила чрез удар и стриване от смилащи тела които се задвижват от инерционни сили породени от вибрирането на барабана на мелницата.

9. *Пръстеновидни ролкови или сферични мелници.* Материалът се смачква между подвижен или неподвижен пръстен и бързо въртящи се ролки, или между подвижен пръстен и сфери.

10. *Ударни мелници.* Смилат материала чрез удар от чукове, конзолно монтирани на бързо въртящ се един или два ротора.

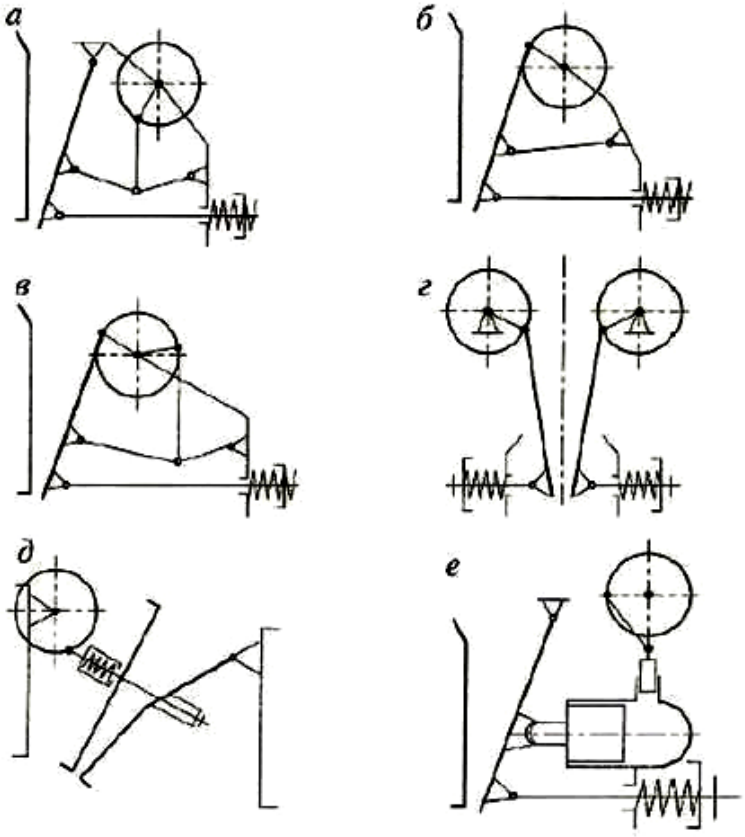
11. *Струйни мелници.* Материалът се смила посредством удар на частиците една в друга, привеждани в движение с висока скорост от флуид наречен енергоносител.

4. ЧЕЛЮСТНИ ТРОШАЧКИ

4.1. 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 нерудни 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. 4.1) челюстни трошачки с ексцентрично задвижване.



Фигура 4.1. 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. 4.1 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. 4.1 б). Усъвършенствани трошачки от този тип се използват и за трошене на твърди материали.

Челюстни трошачки с комбинирано движение на подвижната челюст (Фиг. 4.1 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. 4.1 г).

Високоскоростните трошачки с ударно действие произведени от фирма ”Круп” (Германия) се използват за трошене на най-здравите материали, включително и феросплави (Фиг. 4.1 д) са с широк диапазон на изменение на параметрите.

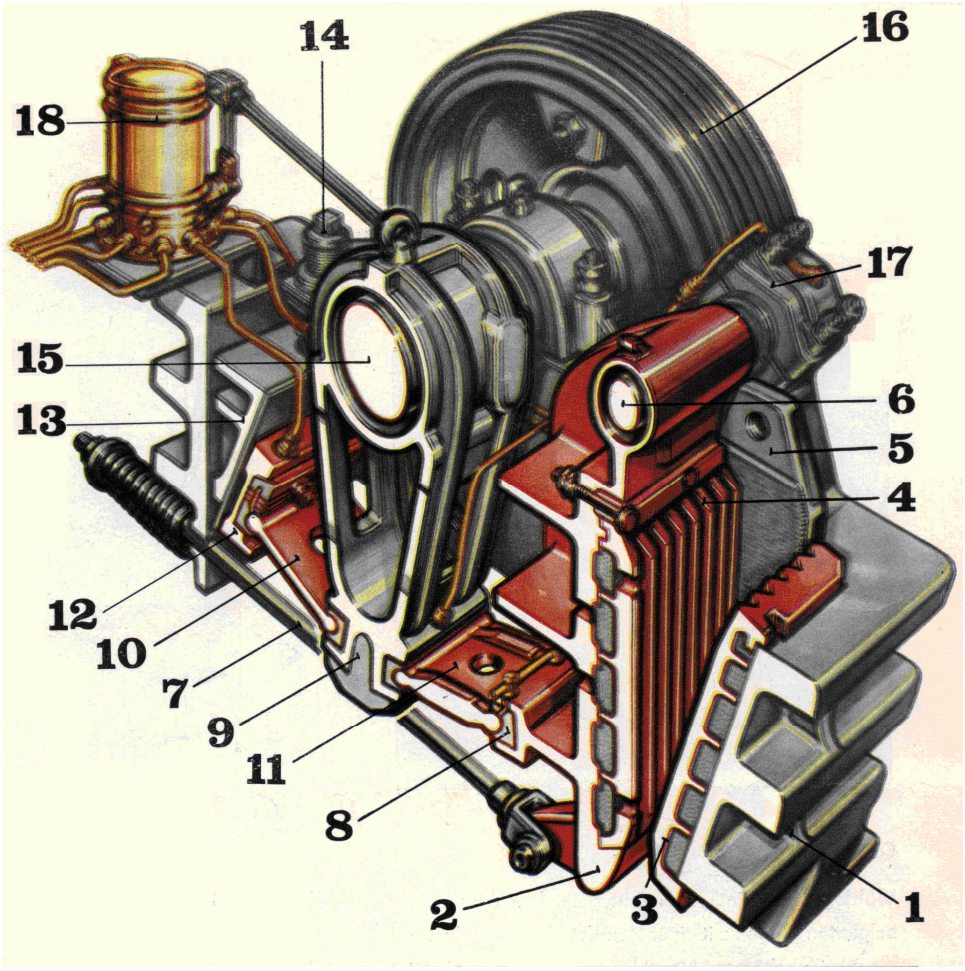
Челюстните трошачки с хидравлично задвижване на фирма „Голди” (Канада) имат надежна защита от претоварване и автоматично пропускат попадналите в трошачните им камери не трошими предмети, което е голямо предимство при преработването на металургични шлаки (Фиг. 4.1 е).

Челюстни трошачки с просто люлеене на подвижната челюст

Трошачките с просто люлеене на подвижната челюст (Фиг. 4.2) 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.



Фигура 4.2. 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.

Ексцентриковият 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.

Челюстни трошачки със сложно люлеене на подвижната челюст

В челюстните трошачки със сложно движение на подвижната челюст (Фиг. 4.3), 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 (Фиг. 4.3) се налага поради износването на облицовките (броните) им. Компенсирането на това износване става посредством гайката 7 и болтът 11, които издигат или спускат клинът изместващ леглото 12 на разпорната плоча 13.

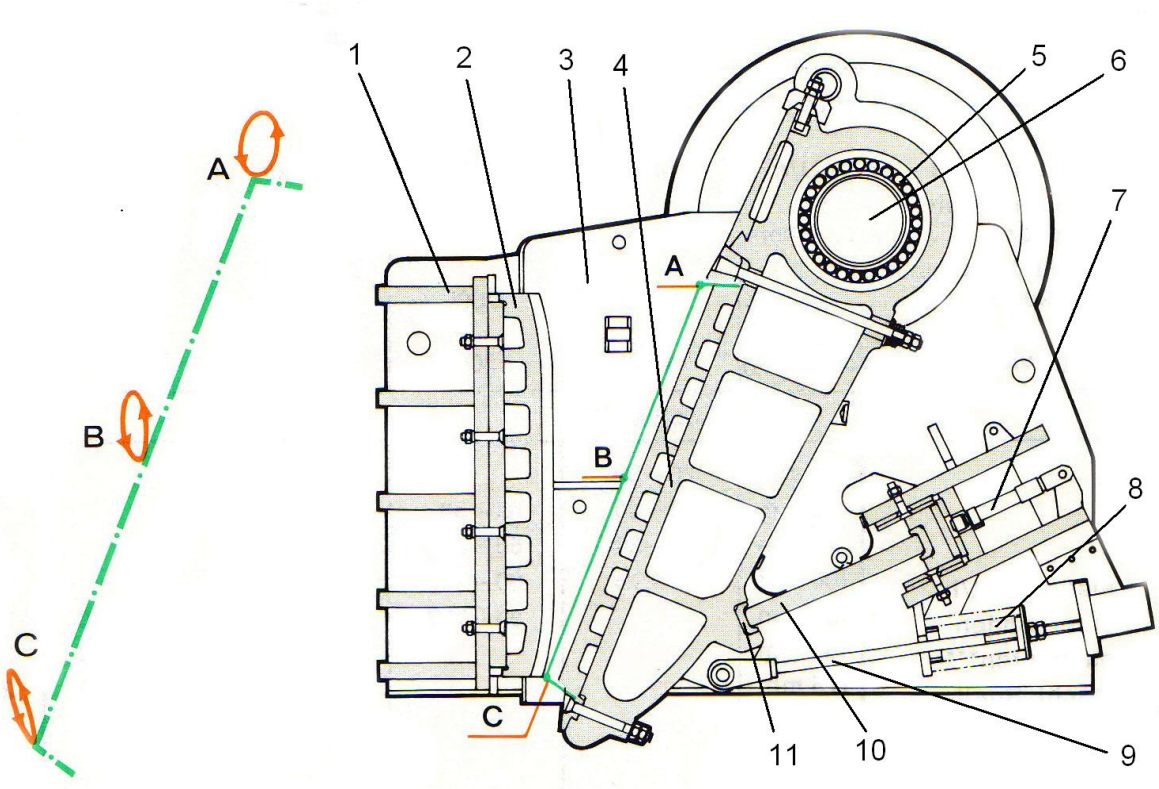
Друг начин на регулиране на челюстните трошачки намерил приложение в много конструкции, е регулиране посредством набор от пластини. Тези пакети от пластини се

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. 4.2) 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.



Фигура 4.3. 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.

4.1.3. 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. 4.1).

Таблица 4.1 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

4.2. Параметри на механичния и технологичен режим на челюстните трошачки

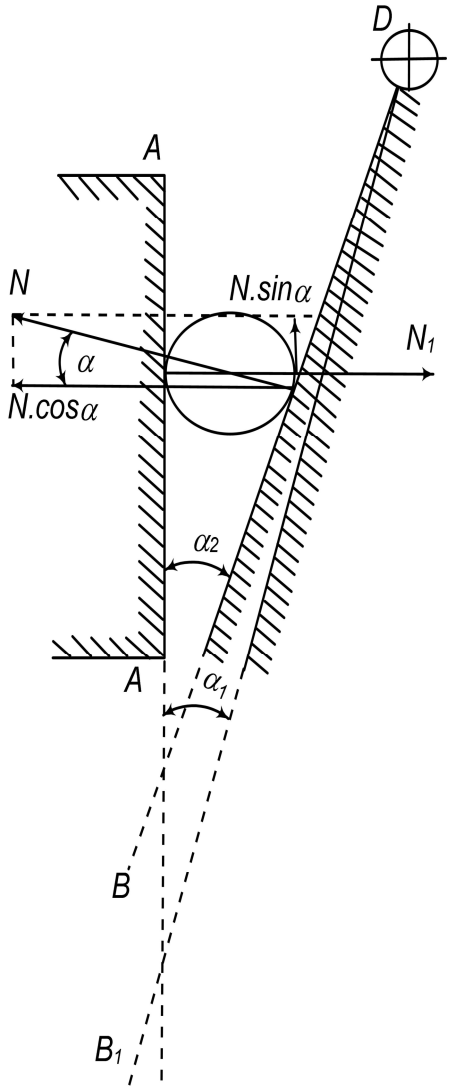
Основните изходни данни необходими за определянето на параметрите на механичният и технологичен режим на челюстните трошачки [12,13] са максималният диаметър на късовете постъпващи в трошачката D, максимален диаметър на късовете от готовия продукт d, твърдостта и плътността на материала.

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. 4.4). 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.



Фигура 4.4. Ъгъл на захващане на челюстните трошачки

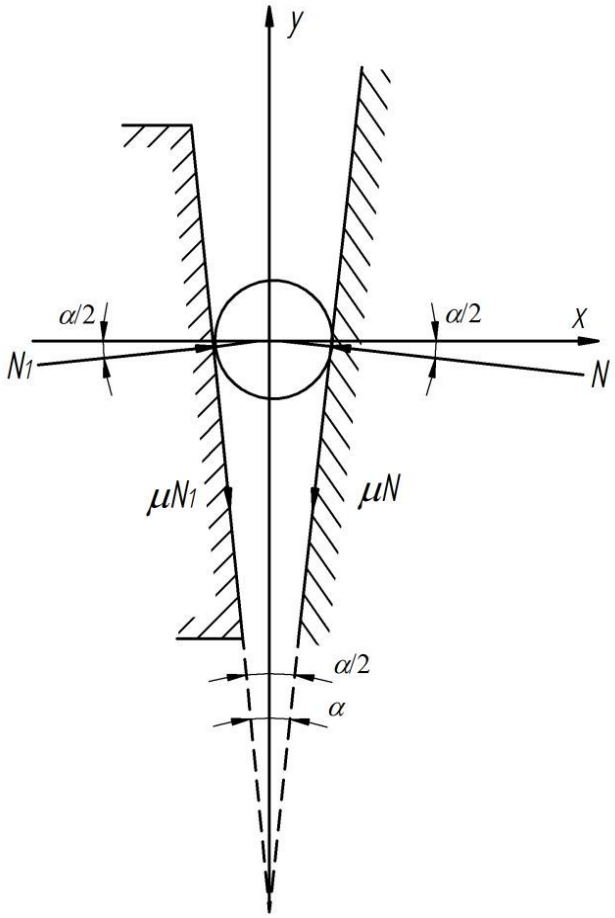
Тези незначителни изменения на ъгълът на захващане се пренебрегват при инженерните пресмятания и се приема, че той е равен на ъгъла при максимално приближаване на подвижната челюст към неподвижната.

Ъгълът на захващане се променя при регулиране на челюстните трошачки, когато се променя широчината на изпускателният им отвор. При увеличаване на тази широчина той намалява, а при намаляването й той се увеличава.

Следователно при увеличаване на ъгъла 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 рудния къс с подвижната челюст;
- $\mu.N_1$ -сила на триене на рудния къс с неподвижната челюст;
- μ -коефициент на триене между рудата и облицовките на челюстите.



Фигура 4.5. Равновесие на руден къс между челюстите на челюстните трошачки

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 бъде направен 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.

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 абцисна ос x и ординатна y (Фиг. 4.5). 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:

$$\sum x = -N\cos\frac{\alpha_0}{2} + N_1\cos\frac{\alpha_0}{2} - \mu N\sin\frac{\alpha_0}{2} + \mu N_1\sin\frac{\alpha_0}{2} = 0. \quad (4.1)$$

Оттук следва, че

$$N_1\left(\cos\frac{\alpha_0}{2} + \mu\sin\frac{\alpha_0}{2}\right) = N\left(\cos\frac{\alpha_0}{2} + \mu\sin\frac{\alpha_0}{2}\right);$$

$$\text{или } N = N_1.$$

$$\sum y = N\sin\frac{\alpha_0}{2} + N_1\sin\frac{\alpha_0}{2} - \mu N\cos\frac{\alpha_0}{2} - \mu N_1\cos\frac{\alpha_0}{2} = 0. \quad (4.2)$$

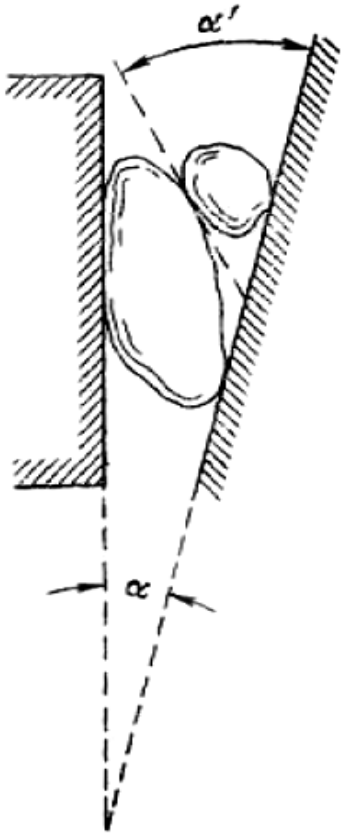
Замествайки $N = N_1$ в уравнение (3.2) се получава:

$$2\sin\frac{\alpha_0}{2} = 2\mu\cos\frac{\alpha_0}{2} \text{ или } tg\frac{\alpha_0}{2} = \mu.$$

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. 4.6) в работната камера на трошачките, за отделни късове ъгълът на захващане α' надвишава 2φ.



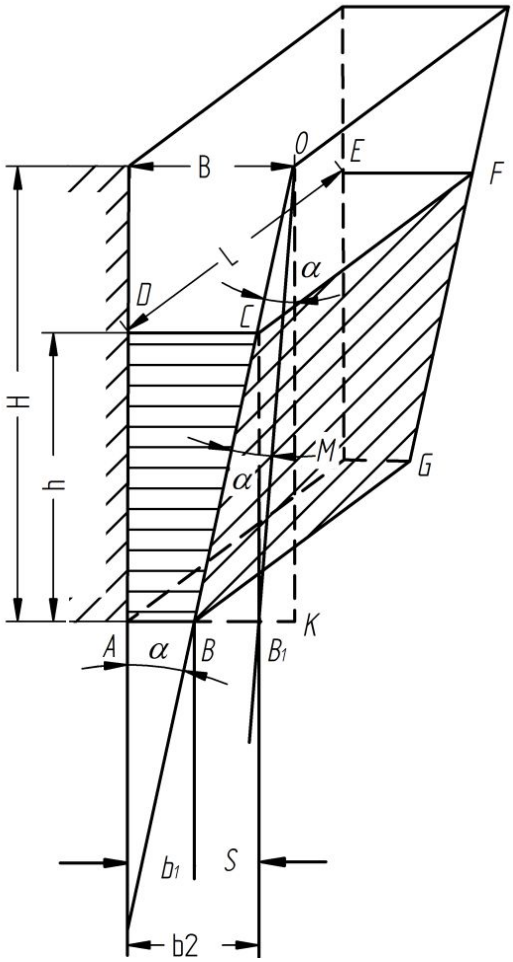
Фигура 4.6. Възможно разположение на късовете в челюстните трошачки.

Оптималната ъглова скорост на ексцентриковия вал

При отдалечаване на подвижната челюст от неподвижната, разтрошеният продукт се разтоварва свободно през изпускателният отвор на трошачката под действие на собственото си тегло (Фиг. 4.7). 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. 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.



Фигура 4.7.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

$$t = \frac{1}{2}.\frac{60}{n} = \frac{30}{n}, s. \qquad (4.3)$$

Където n е честотата на въртене на ексцентриковия вал, $\min^{-1}$.

Имайки в предвид закона за свободно падане на телата, за изминатия път h може да се напише:

$$h = \frac{1}{2} g t^2, \text{ откъдето следва, че } t = \sqrt{\frac{2h}{g}}, \qquad (4.4)$$

където g е земното ускорение $, m / s^2$.

Изравнявайки равните части на (4.3) и (4.4) за n се получава:

$$n = 30\sqrt{\frac{g}{2h}}, \min^{-1}. \qquad (4.5)$$

Височината h се намира от правоъгълният триъгълник BB_1C

$$h = \frac{s}{tg\alpha} = \frac{b_2 - b_1}{tg\alpha}, m. \qquad (4.6)$$

Замествайки дясната част на (4.6) в (4.5) за n се получава:

$$n = 30\sqrt{\frac{g.tg\alpha}{2(b_2 - b_1)}} = 30\sqrt{\frac{g.tg\alpha}{2s}}, \min^{-1}. \qquad (4.7)$$

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.

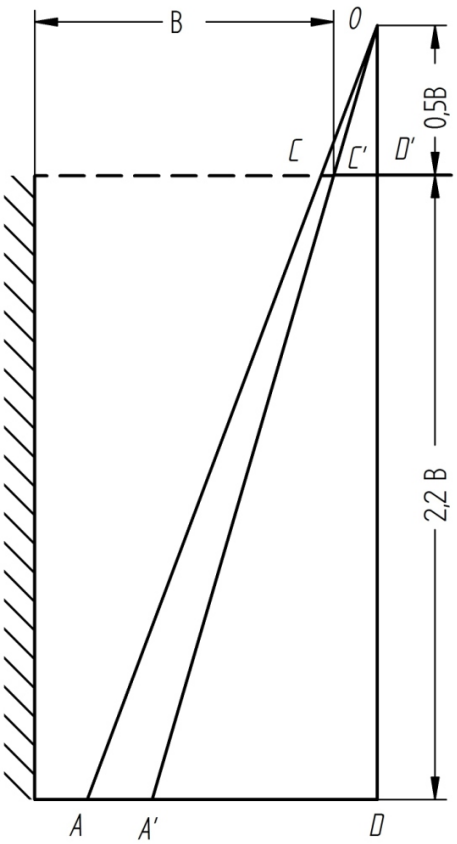
Ъгълът на захващане най често се определя $\alpha = 22^0$, като се замести в (4.7) ще получим:

$$n = 30\sqrt{\frac{9,81.0,4}{(b_2 - b_1)}} = \frac{42}{\sqrt{(b_2 - b_1)}}, \min^{-1}. \qquad (4.8)$$

Най-често срещаните геометричните размери на трошачната камера могат да се преобразуват спрямо широчината на приемния и отвор B (Фиг. 4.8) 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:

$$AA' = b_2 - b_1, CC' = 0,01B.$$



Фигура 4.8. 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:

$$\frac{AA'}{CC'} = \frac{2,7B}{0,5B} \text{ или } \frac{b_2 - b_1}{0,01B} = \frac{2,7B}{0,5B}, \text{следователно}$$

$$b_2 - b_1 = 0,054B.$$

Замествайки $b_2 - b_1$ в (4.8), 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 разтрошеният продукт, който се разтоварва за един оборот на ексцентриковия вал при оптимална честота на въртене е равен на обема на призмата $ABCDEFGM$ (Фиг. 4.7).

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 обема 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:

$$Q_V = 60k_1.k_P.n.V = 60k_1.k_P.n\frac{(b_2 + b_1)(b_2 - b_1)}{2tg\alpha} L, m^3 / h . \qquad (4.9)$$

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:

$$Q = \rho.Q_V, t / h ; \qquad (4.10)$$

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 разтоварения отвор. Най-известната е:

$$Q = 0,1L.b_2, t / h ; \qquad (4.11)$$

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 трябва 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, удачно е да се избере вариант с една машина. Ако и за най-големите типоразмери трошачки са нужни две, 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 (1.5) 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 на смачкване на материала, N/m^2;

V - обемът на рудния къс, m^3;

E -модул на еластичност при натиск, N/m^2.

Естествено с увеличаване на степента на трошене се увеличава и работата и за това Ливенсон [7] замества V с разликата на обемите на постъпилият и разтрошен продукт:

$$V = \frac{\pi.B}{6}\left(D^2 - d^2\right). \qquad (4.12)$$

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:

$$A = \frac{\sigma^2.\pi.B}{12E}\left(D^2 - d^2\right), J. \qquad (4.13)$$

Таблица 4.2 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	$6{,}5.10^{10}$

Тогава при оборота на ексцентриковия вал разходът на мощност на трошачката ще бъде:

$$N_{ДВ} = \frac{\sigma^2.\pi.n.B\left(D^2 - d^2\right)}{12.E.10000.60} = \frac{\sigma^2.\pi.n.B\left(D^2 - d^2\right)}{2{,}29.E.10^6}, kW. \qquad (4.14)$$

Тази формула дава малко завишени резултати спрямо емперичните формули свързващи мощността с масовата производителност. При тях мощността 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:

$$W = k_{CT}\left(\frac{10w_i}{\sqrt{d_t}} - \frac{10w_i}{\sqrt{D_t}}\right), kWh/t. \qquad (4.15)$$

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 4.2.

Таблица 4.2. 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:

$$N_{ДВ} = \frac{W.Q}{1000.\eta_M}, kW. \qquad (4.16)$$

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 [7]:

$$N_{ДВ} = \frac{P_{TP}.s_1.n}{10,2.\eta_M}, kW \qquad (4.17)$$

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.

4.3. Сили действащи на основните детайли на челюстните трошачки

Непосредственото определяне на силите действащи в челюстните трошачки, изхождайки от теорията на трошене е невъзможно. Поради това като изходен параметър при пресмятането се приема мощността изразходвана от двигателя. Очевидно силата на смачкване ще бъде максимална, когато в трошачната камера попадне възможно най-едрогабаритният руден къс.(Фиг. 4.9).

Сили в мотовилката

Трошачката има работен ход, когато мотовилката се издига нагоре. В това време подвижната челюст се доближава до неподвижната преодолявайки реакцията на разтрошавания къс. Стойността на този реакция нараства от нула до максимум. На мотовилката действа сила на опън, която също нараства от нула до максимум. Както показват

изследванията [7], законът на изменение на натоварването на мотовилката е близък до закон за пропорционалност (Фиг. 4.10).

Средната сила за един ход ще е $S_{CP} = \frac{S_{\max}}{2}, N$. Работата извършена от тази сила е $A = S_{CP}.2e, J$.

Където $2e$ е пътят изминат от точка D на мотовилката. Тогава:

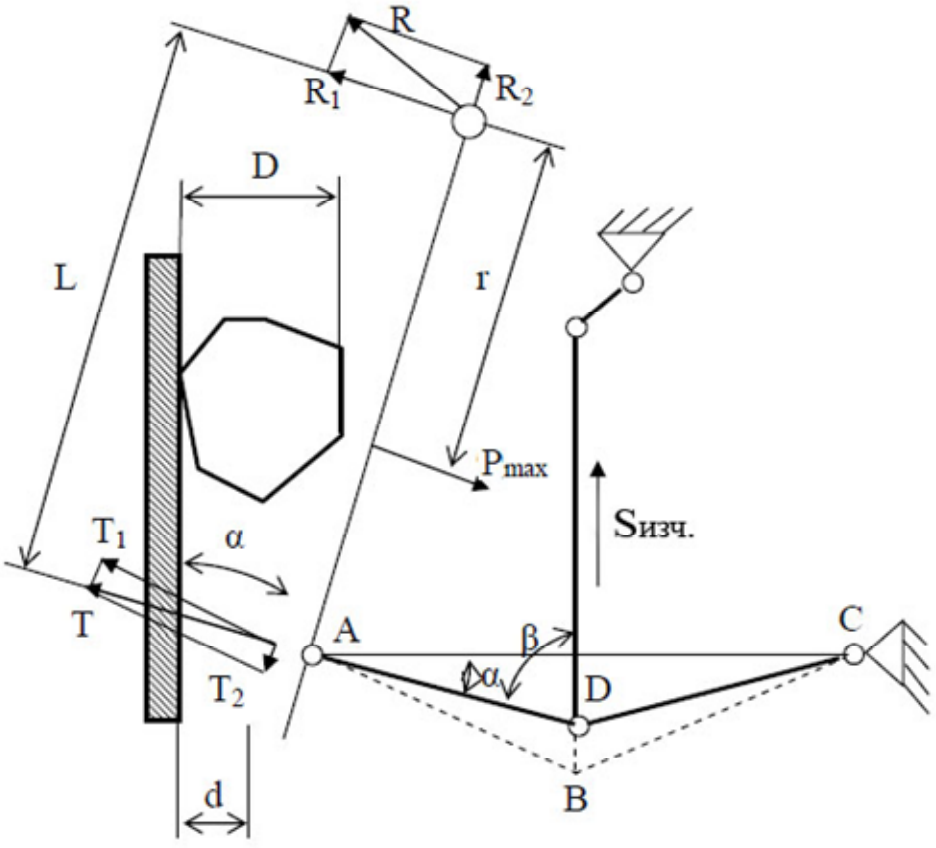
$$A = S_{CP}.2e = \frac{S_{\max}}{2}.2e = S_{\max}.e, J. \qquad (4.18)$$

Където e е ексцентрицитета на ексцентриковия вал, m.

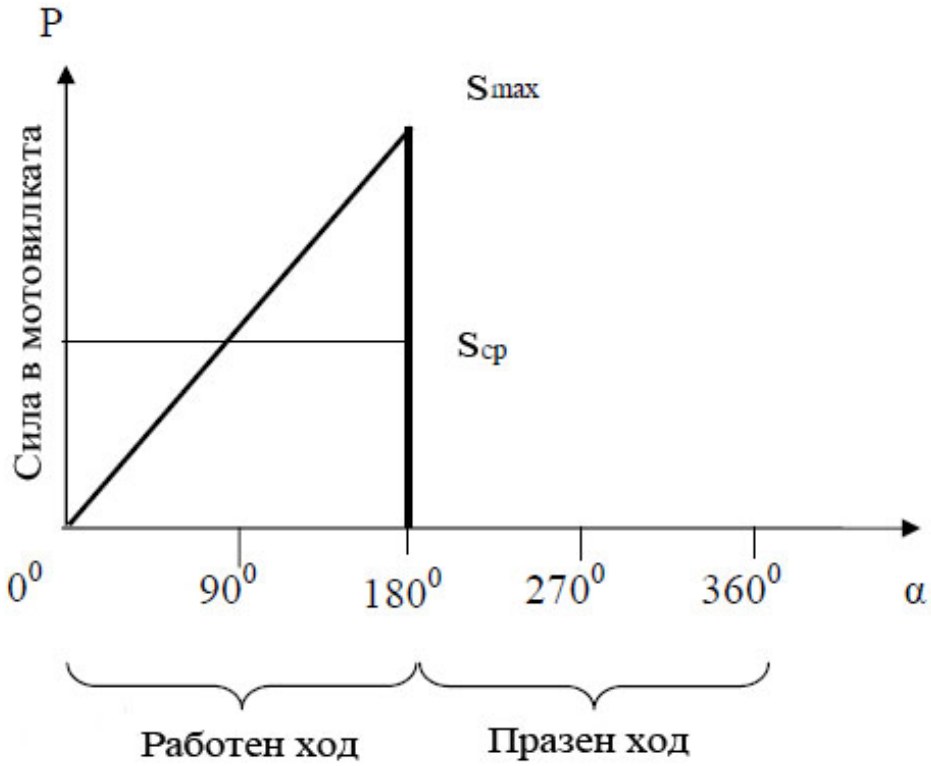
Работата се извършва за времето на работният ход на подвижната челюст равняваща се на половин оборот на вала. Следователно:

$$t = \frac{60}{2n} = \frac{30}{n}, s. \qquad (4.19)$$

Където n е честотата на въртене на ексцентриковия вал, $\min^{-1}$.



Фигура 4.9. Сили действащи на елементите на челюстна трошачка с просто люлеене на подвижната челюст



Фигура 4.10. Закон за изменение на силата в мотовилката

Тогава мощността ще бъде:

$$N_{ДВ} = \frac{A}{t} = \frac{S_{\max}.e.n}{30}, W. \qquad (4.20)$$

От това равенство се получава:

$$S_{\max} = \frac{30N_{ДВ}}{e.n}, N.$$

Отчитайки ударният характер на натоварването и възможността в трошачната камера да попаднат не трошими предмети, изчислената сила в мотовилката се приема четири пъти по голяма от максималната, или:

$$S_{ИЗЧ} = 4S_{\max} = \frac{1,2.10^5 N_{ДВ}}{e.n}, N. \qquad (4.21)$$

Където $N_{ДВ}$ е мощността на двигателя на трошачката в kW.

Мотовилката работи на опън за това сечението и се определя по формулата:

$$F = \frac{S_{изч}}{\left[\sigma_{доп}\right]}, m^2. \qquad (4.22)$$

Мотовилката се проверява посредством неравенството:

$$\sigma = \frac{S_{изч}}{F} \le \left[\sigma_{доп}\right]; \qquad (4.23)$$

Където $\left[\sigma_{доп}\right]$ е допустимото напрежение на опън на стоманата, N / m^2.

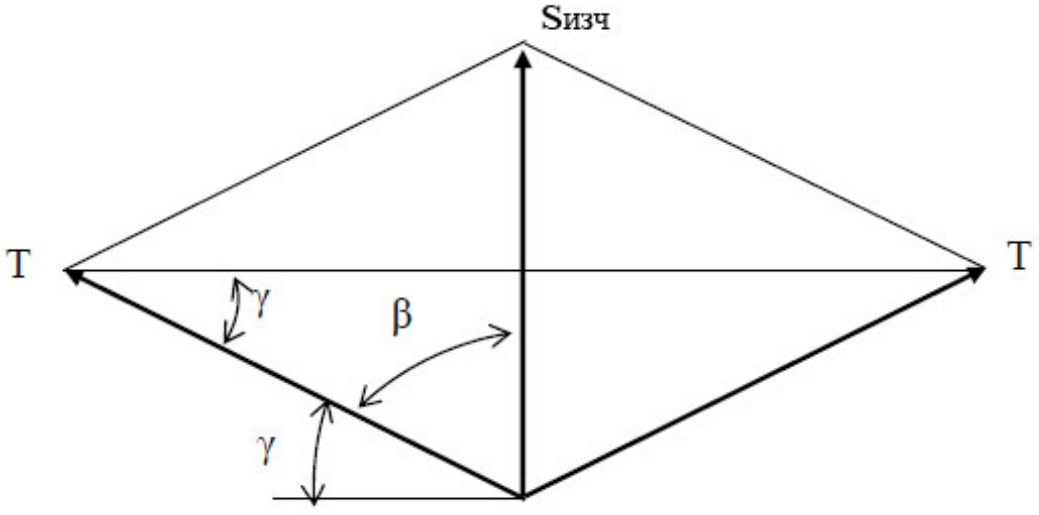
Сили в разпорните плочи

Силата предавана от мотовилката към подвижната челюст и задната стена на корпуса на трошачката ще е максимална когато мотовилката е в горно пложение (Фиг. 4.11).

Изхождайки от равновесието на силите действащи на разпорните плочи може да се напише:

$$T = \frac{S_{изч}}{2\sin\gamma} = \frac{S_{изч}}{2\cos\beta}, N. \qquad (4.24)$$

От тази формула се вижда, че с увеличаване на ъгъла β, расте и силата T, като при $\beta = 90^0$ то $T \to \infty$. Следователно в челюстните трошачки силите могат да надвишат многократно изчислените.



Фигура 4.11. Сили в разпорните плочи

Проверката на разпорните плочи се прави по неравенството:

$$\sigma_н = \frac{T}{F} \le \left[\sigma_{доп}\right].; \qquad (4.25)$$

Където $\left[\sigma_{ДОП}\right]$ е допустимото напрежение на натиск на стоманата, N/m^2.

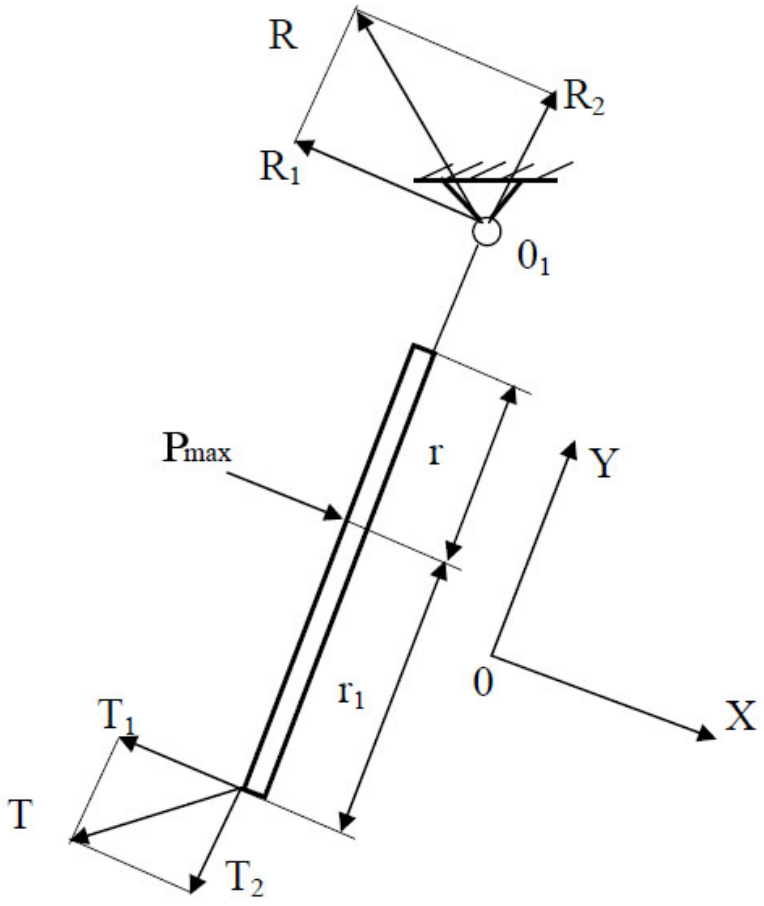
Силите действащи на подвижната челюст

При работа на челюстната трошачка на подвижната челюст действат следните сили (Фиг. 4.12):

- Сила предавана от разпорната плоча - T;
- Сила на реакцията на материала (на трошене) - P;
- Реакция в оста на лагеруване на челюстта - R.

Силата на тежестта на челюстта се пренебрегва, защото е не съразмерно по-малка от другите.

Разглеждайки натоварването на подвижната челюст, може да се оприличи на греда на две опори. Всички сили могат да се разложат по две взаимно перпендикулярни направления x и y. При това силите T_2 и R_2, действащи по дължината на челюстта няма да оказват влияние на огъването на челюстта. Тя основно работи под действието на огъващи моменти (Фиг. 4.13).



Фигура 4.12.Сили действащи на подвижната челюст.

В сила са равенствата:

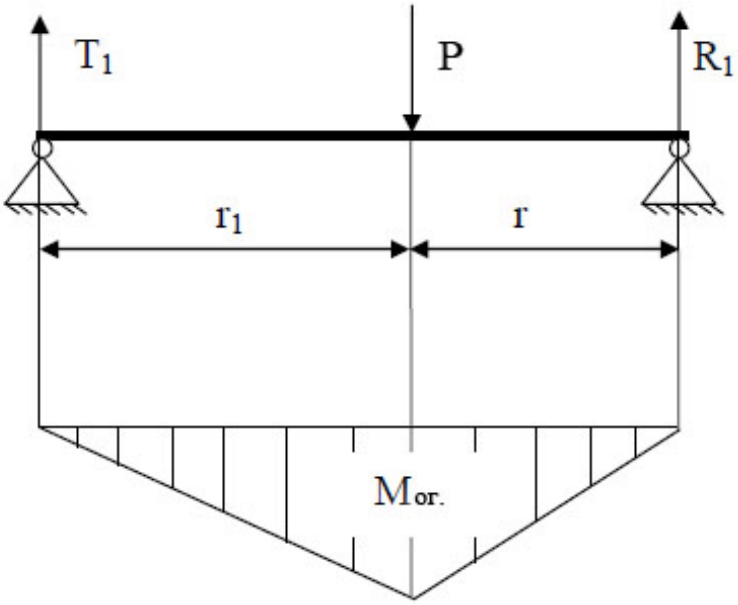
$$P.r = T_1\left(r_1 + r\right);$$
$$T_1 = T\cos\gamma; \qquad (4.26)$$
$$P = \frac{T_1\left(r_1 + r\right)}{r}.$$

Обикновено се приема $r = \frac{1}{3}l$, където l е общата дължина на челюстта, m.

Тогава:

$$P = T_1\frac{\left(\frac{2}{3}l + \frac{1}{3}l\right)}{\frac{1}{3}l} = 3T_1, N. \qquad (4.27)$$

Вследствие на неравномерния ход, челюстта трябва да има възможно по-малка маса и достатъчна здравина, поради което тя се изработва с ребра изковани от лята стомана.



Фигура 4.13. Действие на огъващите моменти на подвижната челюст

Реакцията в опората се пресмята по формулата:

$$R_1 = P - T_1, N. \qquad (4.28)$$

Тогава за огъващия момент може да се напише:

$$M_{\max}^{ОГ} = rR_1, N. \qquad (4.29)$$

Напрежението на огъване се определя:

$$\sigma_{ОГ} = \frac{M_{\max}^{ОГ}}{[W]} \le \left[\sigma_{ДОП}^{ОГ}\right], \qquad (4.30)$$

Където W е съпротивителният момент на избрания профил.

Изчисляване на маховиците

По време на празния ход на подвижната челюст, когато процесът на трошене е прекратен, една част от енергията отива за преодоляване на вредните съпротивления в елементите на трошачката, а друга за увеличаване на кинетичната енергия на маховиците. По време на работният ход, част от кинетичната енергия на маховиците се изразходва за разтрошаване на материала, което означава, че по време на работният ход маховиците губят скорост.

Нека w_1 е ъгловата скорост на маховиците в началото на работния ход, а w_2 в края на работния ход, rad/s. Уравнението описващо работата за трошене може да се запише по следния начин:

$$A = N_{ДВ}.t_P + \frac{I_P}{2}\left(w_1^2 + w_2^2\right), J; \qquad (4.31)$$

Където:

$N_{ДВ}, W$ е мощността на двигателя на трошачката;

t_P, s - време на работният ход;

I_P, Nms^2 -сумарния инерционен момент на маховика.

Но

$$t_P = \frac{30}{n}, s;$$

и

$$A = \frac{\sigma_{СМ}{}^2.V}{2E}, J$$

Където:

-$\sigma_{СМ}$ - напрежение на разрушаване на смачкване на материала, N/m^2;

V - обемът на рудния къс, m^3;

E -модул на еластичност (при натиск), N/m^2.

Може да се запише също:

$$w_1^2 - w_2^2 = \left(w_1 + w_2\right)\left(w_1 - w_2\right);$$

$$w_1 + w_2 = 2w_{СР};$$

$$w_1 - w_2 = \delta.w_{СР};$$

където δ е отчита неравномерността на хода. Тогава като се замести в (4.31) се получава:

$$\frac{\sigma_{CM}{}^2.V}{2E} = \frac{30N_{ДВ}}{n} + I_P.\delta.\omega_{CP}{}^2,$$

откъдето следва

$$I_P = \frac{1}{\omega_{CP}{}^2.\delta}\left(\frac{\sigma_{CM}{}^2.V}{2E} - \frac{30N_{ДВ}}{n}\right), Nms^2. \qquad (4.32)$$

Инерционният момент на маховика може да бъде определен и по следния начин:

$$I_P = m_M \frac{D_M{}^2}{4}, Nms^2; \qquad (4.33)$$

Където:

m_M, kg е масата на маховика;

D_M, m - диаметър на бандажа на маховика.

От друга страна е известно равенството:

$$\omega_{CP} = \frac{\pi.n}{30},$$

Тогава имайки в предвид горното, като се изравнят десните страни на (4.32) и (4.33) се получава:

$$m_M.D_M{}^2 = \frac{3600}{\pi^2.n^3}\left(\frac{\sigma_{CM}{}^2.V.n}{2E} - 30N_{ДВ}\right), kg.m^2. \qquad (4.34)$$

С достатъчна точност може да бъде използвана формулата на Левинсон:

$$m_M.D_M{}^2 = \frac{0,41N_{ДВ}}{n^3.\delta}, kg.m^2. \qquad (4.35)$$

За да определим размерите на маховика е нужно да зададем неговата маса. Диаметърът на маховика се избира изхождайки от ограничението, че ъгловата скорост на маховика не трябва да надвишава $15-20 rad/s$.

$$\omega = \pi.D_M n \le 15-20.$$

Челюстните трошачки имат два маховика монтирани на ексцентриков вал, общото тегло маховика се приема $(1,1-1,2)m_M$.

Площта на сечението на бандажа на маховика се определя от условието:

$$\frac{m_M}{2} = \pi.D.\rho.F. \qquad (4.36)$$

Където:

D,m е диаметърът на центърът на тежестта на бандажа на маховика;

$\rho = 7800kg/m^3$ е плътността стоманата;

F,m^2 - площта на сечението на бандажа на маховика.

Оттам се вижда:

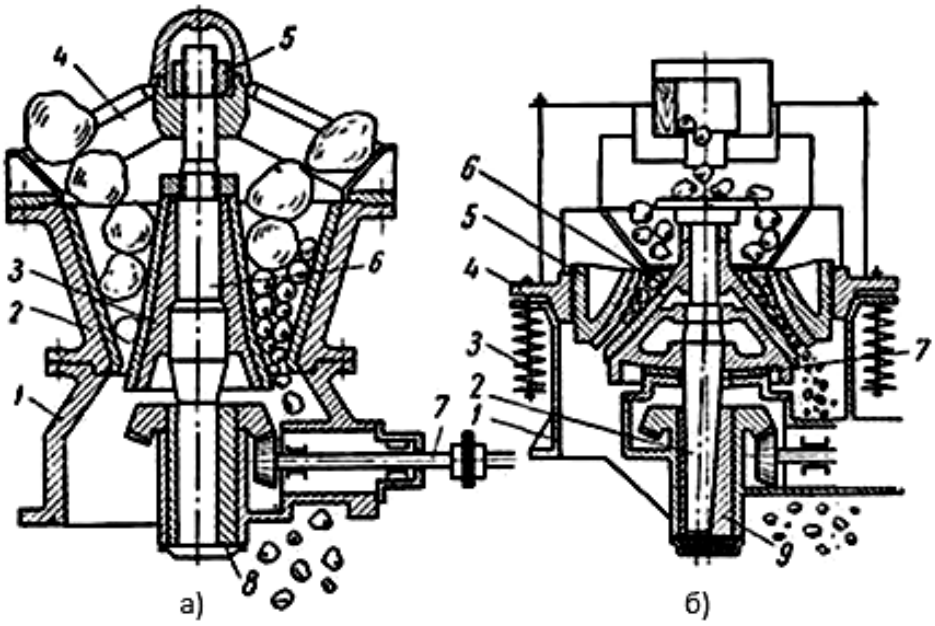
$$F = \frac{m_M}{2\pi.D.\rho},m^2. \qquad (4.37)$$

Маховиците на челюстните трошачки се изработват със спици или от цели дискове, и се монтират на ексцентриковия вал с помощта на нормални, клинови или тангенциални шпонки. При някои по-съвременни и едрогабаритни трошачки, маховиците са монтирани на вала посредством фрикционни съединители, които служат от една страна за улесняване пусковия режим на двигателя, а от друга за предпазване на трошачката при попадане в работната и камера на не трошим предмет.

5. КОНУСНИ ТРОШАЧКИ

5.1. Принцип на действие и описание на конструкциите на конусните трошачки

Конусните трошачки се използват за едро (Фиг. 5.1 а), средно и ситно трошене (Фиг. 5.1 б). 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.

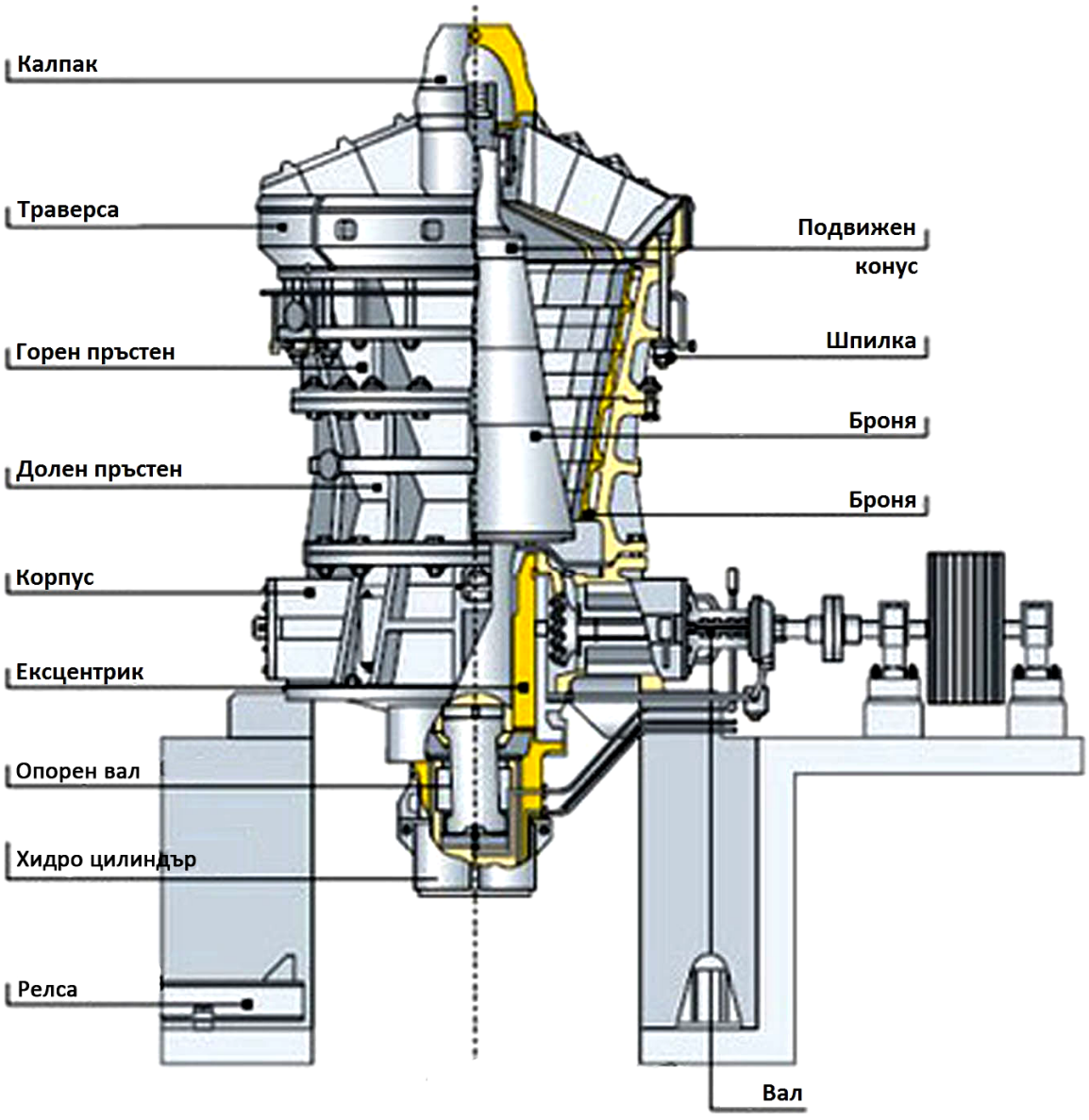


Фигура 5.1. Конусни трошачки
а) за едро трошене; 1 - корпус; 2 - не подвижен конус; 3 - подвижен конус; 4 - траверса; 5 - лагер; 6 - вал; 7 - вал задвижващ. б) за средно и ситно трошене; 1 - корпус; 2 - вал; 3 - пружина; 4 - опорен пръстен; 5 - подвижен конус; 6 - трошачна камера; 7 - лагер сферичен; 9 - ексцентрикова чаша.

Конусните трошачки за едро трошене (Фиг. 5.2) 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. 5.3).

При трошачките с хидравлично регулиране (Фиг. 5.3), валът на подвижния конус се опира върху бутало, поместено в хидравличен цилиндър. То носи теглото на конуса и вертикалната съставна на

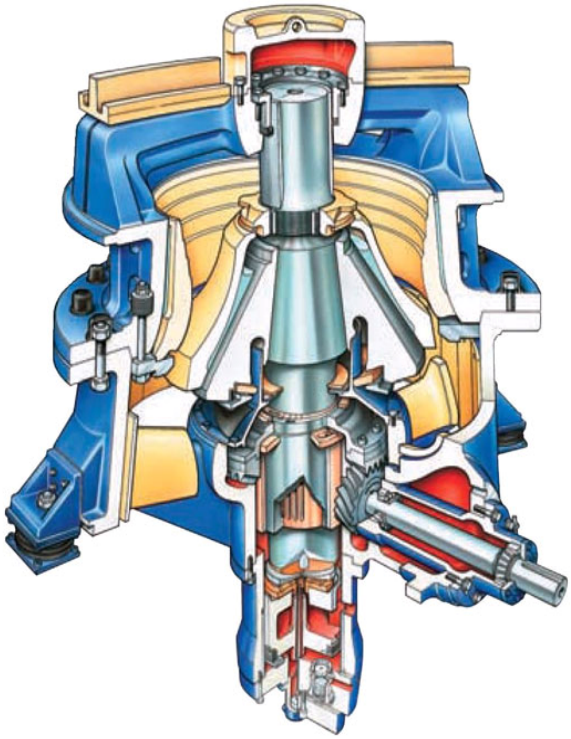
силата на трошене. Хоризонталната съставна на силата на трошене се поема от цилиндричните лагери на горната опора и ексцентрика. Чрез изменение на количеството на маслото намиращо се между цилиндъра и буталото се регулира широчината на изпускателния отвор на трошачката.



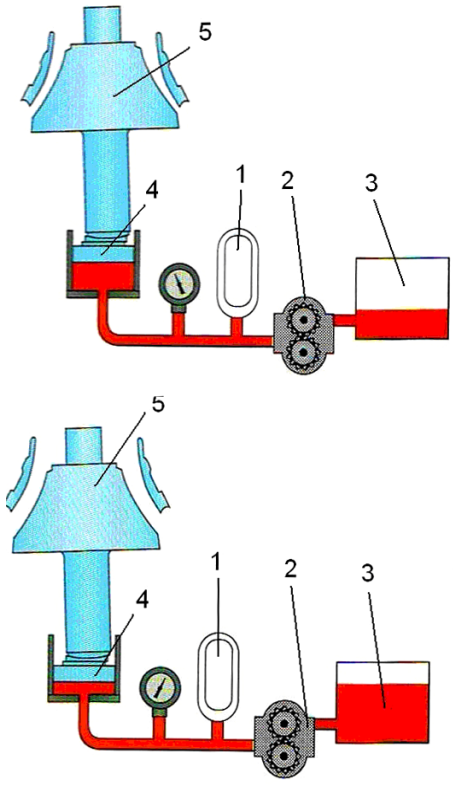
Фигура 5.2. Конусна трошачка за едро трошене с механично поддържане на подвижният конус.

На фигура 5.4 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. Тя засмуква маслото намиращо се в резервоара и го нагнетява в хидравличния цилиндър 4. Буталото на този цилиндър се премества вертикално на горе 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.

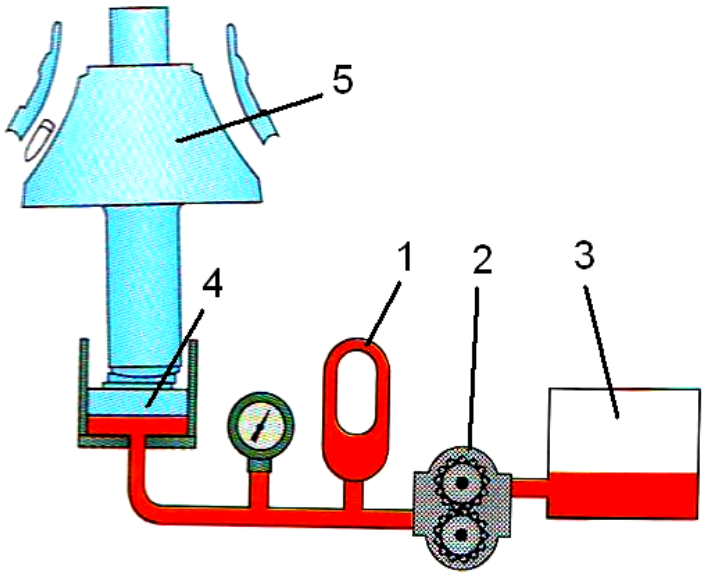


Фигура 5.3. Конусна трошачка с хидравлично поддържане на подвижният конус.



Фигура 5.4. 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 фигура 5.5 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.



Фигура 5.5. 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 рудните 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 $e = 0,005 D_{MAX}$, 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 2^0 до $2,5^0$. 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. 5.2) имат твърдо окачване на подвижния конус. Той може да се премества в осево направление в резултат на което се изменя широчината на изпускателния отвор.

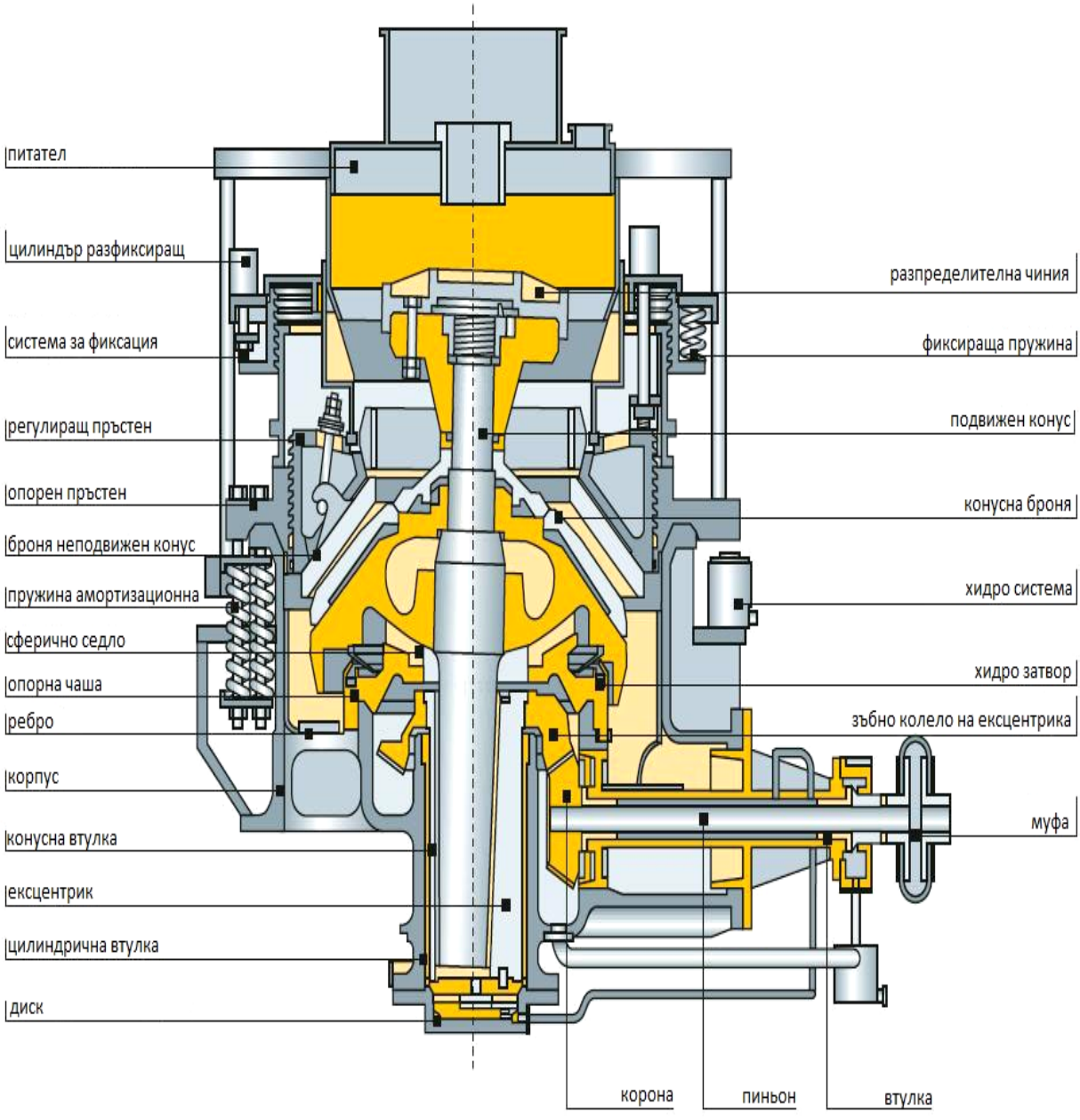
На фигура 5.6 е показана конусна трошачка с конзолно лагеруван подвижен конус, а на фигура 5.7 е показана конусна трошачка за ситно трошене също с конзолно лагеруван подвижен конус. Материалът постъпва в приемния питател 6 на трошачката, след което пада върху разпределителната чиния 7, закрепена към 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.

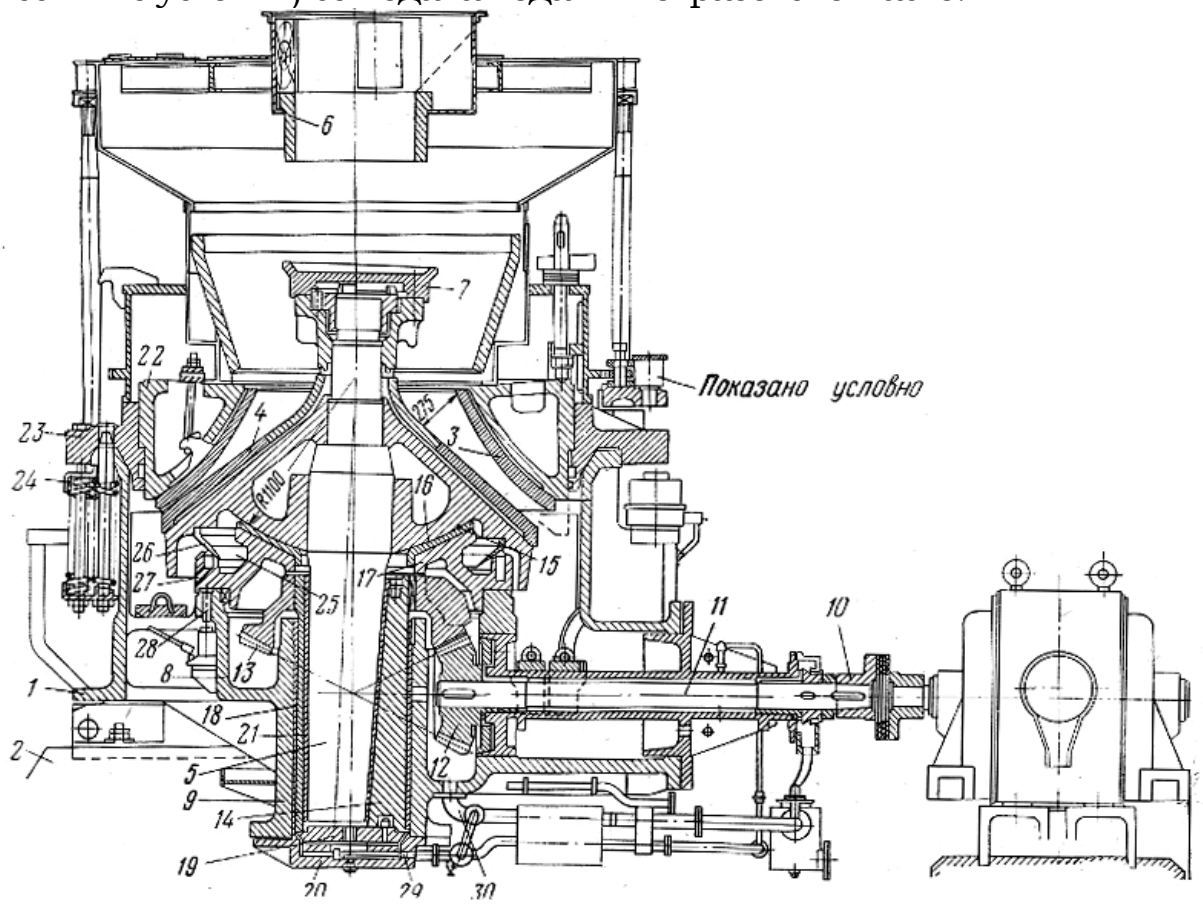
Върху горната част на корпуса на трошачката е монтиран опорният пръстен 22 захванат към корпуса посредством болтовете 23 и амортизационните пружини 24. Опорният пръстен има вътрешна трапецовидна резба, в която се навива регулируемият пръстен (неподвижният конус) 3, захванат към кожух с болтовете. Регулирането на изпускателния отвор на трошачката се осъществява чрез вертикално преместване на неподвижния конус по резбата на опорния пръстен.



Фигура 5.4. Конусна трошачка с конзолно лагеруван подвижен конус

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.



Фигура 5.5. Конусна трошачка за средно и ситно трошене.

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 1-2 mm от преградния пръстен, ограничавайки по такъв начин в максимална степен количеството прах, проникващо до течността в хидравличния затвор.

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.

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.

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.

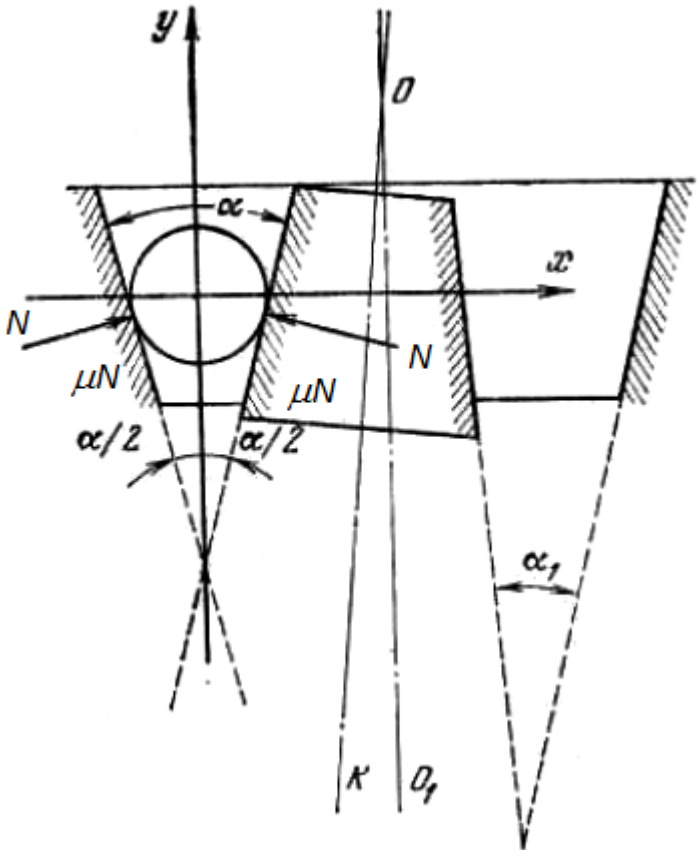
5.2. Параметри на механичния и технологичен режим на конусните трошачки за едро трошене

Ъгъл на захващане

Ъгълът на захващане при конусните трошачки с праволинеен профил е ъгълът, който сключват по между си образувателните на двата конуса (Фиг. 5.6).

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 трябва да надвишава два пъти ъгълът на триене $\alpha < 2\varphi$. Практически в тези трошачки ъгълът на захващане е от 24 до 28^0.



Фигура 5.6. Ъгъл на захващане на конусни трошачки за едро трошене

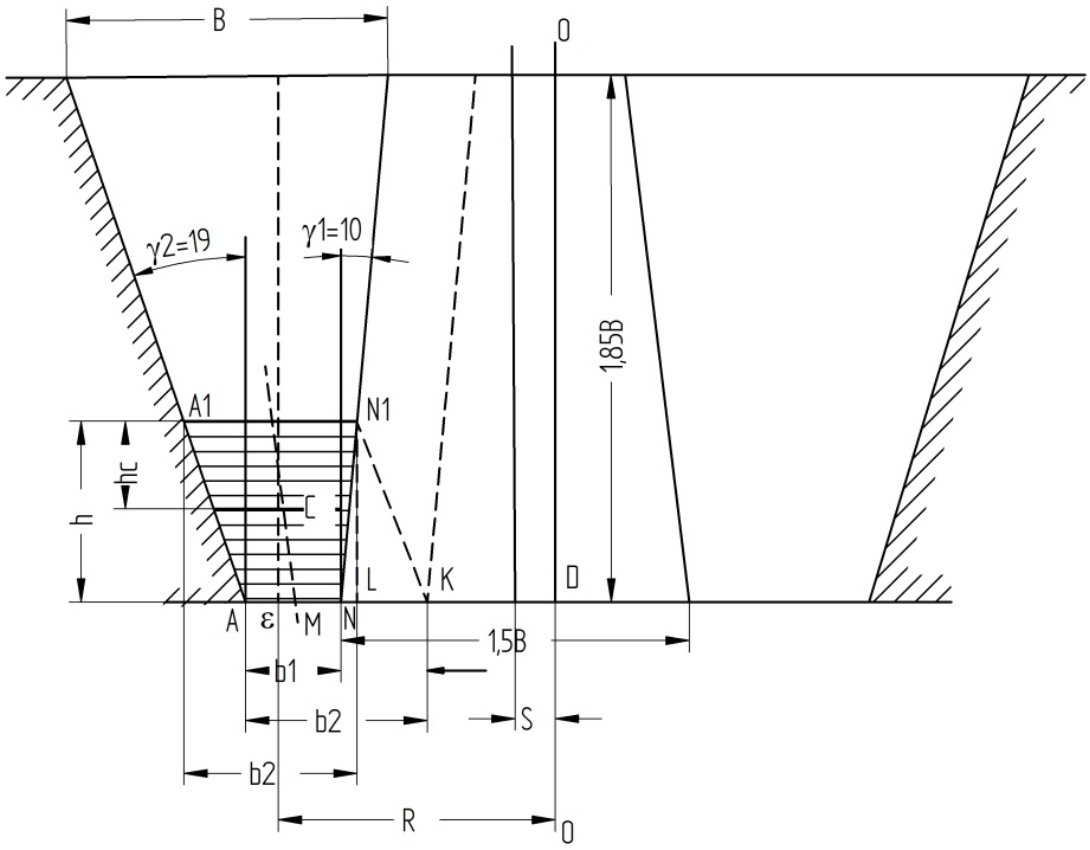
Честота на въртене на ексцентриковата чаша

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. 5.7) до нивото на изпускателният отвор на трошачката AN отдалечени от височина h.

От една страна, времето t за половин оборот на ексцентриковата чаша е :

$$t = \frac{1}{2}.\frac{60}{n} = \frac{30}{n}, s. \qquad (5.1)$$

Където n е честотата на въртене на ексцентриковия вал, $\min^{-1}$



Фигура 5.7. Разтоварване на разтрошеният продукт от конусна трошачка за едро трошене, при оптимална честота на въртене на ексцентриковата и чаша

Имайки в предвид закона за свободно падане на телата, за изминатия път h може да се напише:

$h = \frac{1}{2} g t^2$, откъдето следва, че $t = \sqrt{\frac{2h}{g}}$, (5.2)

където g е земното ускорение, m / s^2.

Изравнявайки равните части на (5.1) и (5.2) за n се получава:

$$n = 30\sqrt{\frac{g}{2h}}, \min^{-1}. \quad (5.3)$$

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:

$$h = \frac{NL + KL}{tg\gamma_1 + tg\gamma_2} = \frac{s}{tg\gamma_1 + tg\gamma_2}.$$
$$n = 30\sqrt{\frac{g\left(tg\gamma_1 + tg\gamma_2\right)}{2s}}, \min^{-1}; \quad (5.4)$$

Където s е ходът на подвижния конус на нивото на изпускателният отвор на трошачката и е равен на два пъти ексцентрицитета e, m.

Конусните трошачки за едро трошене имат обороти на ексцентрика близо два пъти по-малки от тези получени чрез (5.4). 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 ексцентриковата чаша може да се определи по формулата:

$$n = 15\sqrt{\frac{g\left(tg\gamma_1 + tg\gamma_2\right)}{2s}}, \min^{-1}. \qquad (5.5)$$

Промишлените изпитания показват, че с увеличаването на честотата на въртене на ексцентрика (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 ексцентрика се избира от условието да се обезпечи надеждна работа на лагерният възел на ексцентриковата чаша, а така също отчитайки уравновесяването на трошачката върху фундаментът.

Съвременните конусни трошачки за едро трошене имат ексцентрицитет на нивото на изпускателният отвор от 13 до $25mm$ в зависимост от размера на трошачката. Трошачки от един типоразмер могат да имат различни ексцентрецитети. 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 (4.5) и отчитайки най-често използваните ъгли на конусите при тези трошачки, за честотата на люлеене на подвижният конус се получава:

$$n = 15\sqrt{\frac{9,81\left(tg10^0 + tg19^0\right)}{2\left(0,02B + 0,01\right)}} = \frac{240}{\sqrt{2B+1}}, \min^{-1}. \qquad (5.6)$$

Производителност

За да бъде определена производителността е необходимо да бъде определен обемът V на разтрошеният продукт изпадащ от трошачката за един оборот на ексцентриковата чаша (Фиг. 5.7). 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.

$$V = F.2\pi R. \tag{5.7}$$

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:

$$h_C = \frac{1}{3}.\frac{h\left(b_2 + 2b_1\right)}{b_2 + b_1}. \tag{5.8}$$

Където b_2 е максималната широчина на изпускателния отвор, а b_1 е минималната широчина на изпускателния отвор на трошачката, m.

От фигура 5.7 е видно:

$$F = \frac{NA + N_1A_1}{2}h = \frac{b_2 + b_1}{2}.\frac{s}{tg\gamma_1 + tg\gamma_2}. \tag{5.9}$$

Заместваики дясната част на тази зависимост в (4.7) се получава:

$$V = \frac{b_2 + b_1}{2}.\frac{s}{tg\gamma_1 + tg\gamma_2}.2\pi R, m^3. \tag{5.10}$$

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. 5.7) и формула (5.7), се получава:

$$F = 0,0056B^2 + 0,0026B - 0,0001, m; R = 0,83B, m.$$

Заместваики стойностите на F и R в (5.7) 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:

$$Q_V = 60nV = 60\frac{240}{\sqrt{2B+1}}\left(0,0292B^3 + 0,0136B^2 - 0,0005B\right),$$
$$Q_V = \frac{420,5B^3 + 195,8B^2 - 7,2B}{\sqrt{2B+1}}, m^3/h. \quad (5.11)$$

Масовата производителност се изчислява по формулата:

$$Q = k_P.\rho.Q_V = k_P.\rho\frac{420,5B^3 + 195,8B^2 - 7,2B}{\sqrt{2B+1}}, t/h; \quad (5.12)$$

Където:

k_P е коефициент на разбухване на рудата;

$\rho, t/m^3$ - плътност на рудата.

В приближен вид формулата може да се запише:

$$Q = 210.k_P.\rho.B^2\sqrt{2B+1}, t/h. \quad (5.13)$$

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 (5.13), 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:

$$N_{ДВ} = \frac{k_{CT}.\omega_i.Q}{100.\eta_M\sqrt{D_i}}\left[\sqrt{\frac{D_i}{d_i}} - 1\right], kW; \quad (5.14)$$

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 бъде определена съгласно емпирични формули получени след експерименти. Такава е формулата:

$$N_{ДВ} \approx 36D^2.e.n, kW; \qquad (5.15)$$

Където:

D, m е диаметърът на конуса;

e, m - ексцентрецитетът на трошачката;

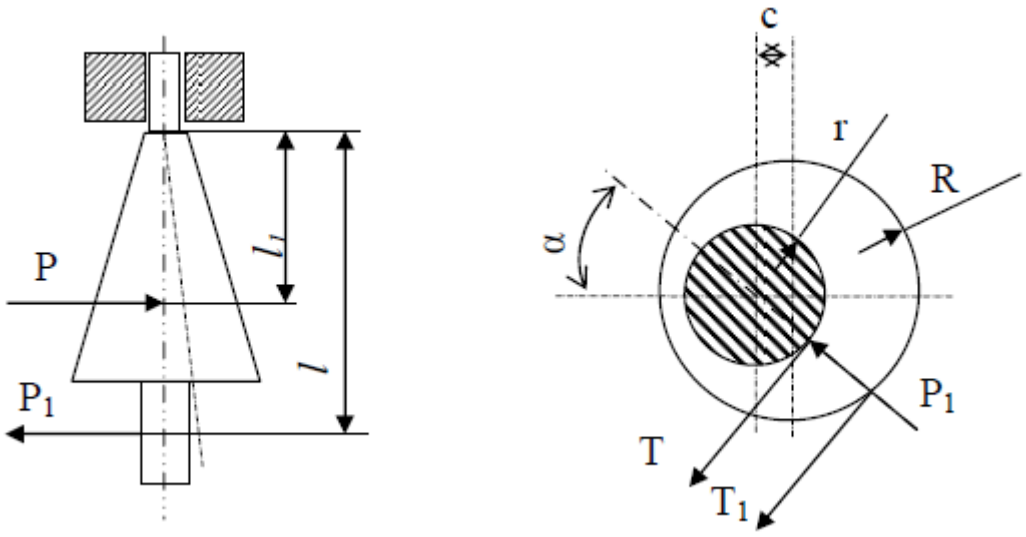
$n, \min^{-1}$ - честотата на въртене на ексцентриковата чаша.

5.3. Сили действащи на основните детайли на конусните трошачки за едро трошене

За да се проектират детайлите на трошачката след което да бъдат проверени дали биха издържали на силите, които им действат, първоначално трябва да се определят силите възникващи при трошенето.

Силата на трошене P се приема с приложна точка на една трета от височината на подвижният конус, като в ексцентрика възниква реакция P_1 (Фиг. 5.8).

Тази реакция има направление под ъгъл α спрямо ексцентрицитета на чашата, така че при люлеенето на конуса материалът ще бъде смачкан точно в тази зона.



Фигура 5.8. Силово натоварване на подвижният конус

Силата на трошене се определя по формулата:

$$P = \frac{P_1.l}{l_1}, N. \qquad (5.16)$$

Въртящият момент на ексцентрика ще бъде:

$$M = P_1.l.\sin\alpha + T\left(r + R\right), Nm. \qquad (5.17)$$

Където:

$T = \mu P_1, N$ е силата на триене във вътрешната и външната повърхност на ексцентрика;

R, r, m -външен и вътрешен радиус на ексцентрика.

Заместващи T в уравнението за моментът, се получава:

$$M = P_1 l.\sin\alpha + P.\mu\left(R + r\right).$$

Тогава:

$$P_1 = \frac{M}{l.\sin\alpha + \mu\left(R + r\right)}.$$

Заместващи P_1 в (5.16), за силата на трошене може да се напише:

$$P = \frac{M.l}{\left(l.\sin\alpha + \mu\left(R + r\right)\right)l_1}, N. \qquad (5.18)$$

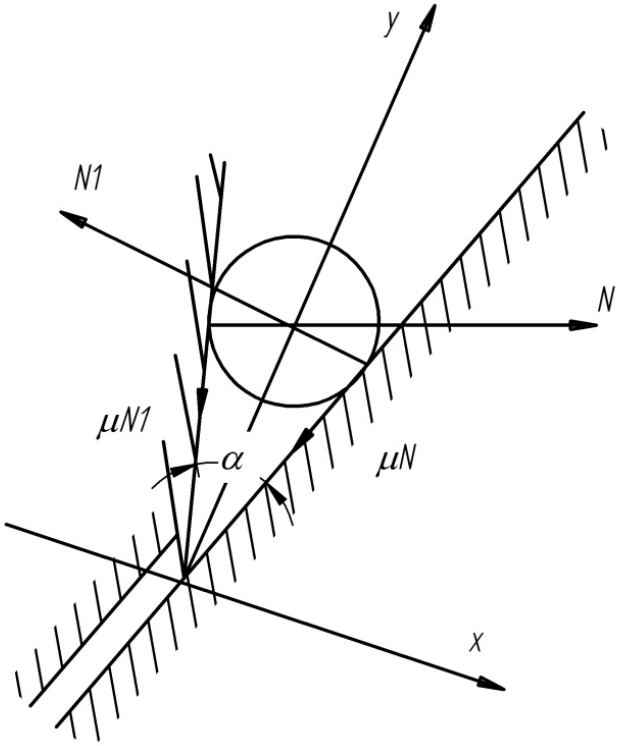
Въвеждайки във формулата коефициент 2, отчитайки претоварната способност на двигателя и влиянието на инерционните сили, се получава аварийната сила на трошене при претоварване на трошачката:

$$P_a = \frac{2.M.l}{\left(l.\sin\alpha + \mu\left(R+r\right)\right)l_1}, N. \qquad (5.19)$$

5.4. Параметри на механичния 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 образувателните на двата конуса в горната им част над паралелната зона в моментът на най-голямо приближаване (Фиг. 5.9).



Фигура 5.9. Ъгъл на захващане на конусни трошачки за средно и ситно трошене

Условието за равновесие на рудният 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. 5.10).

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 образуваща 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]:

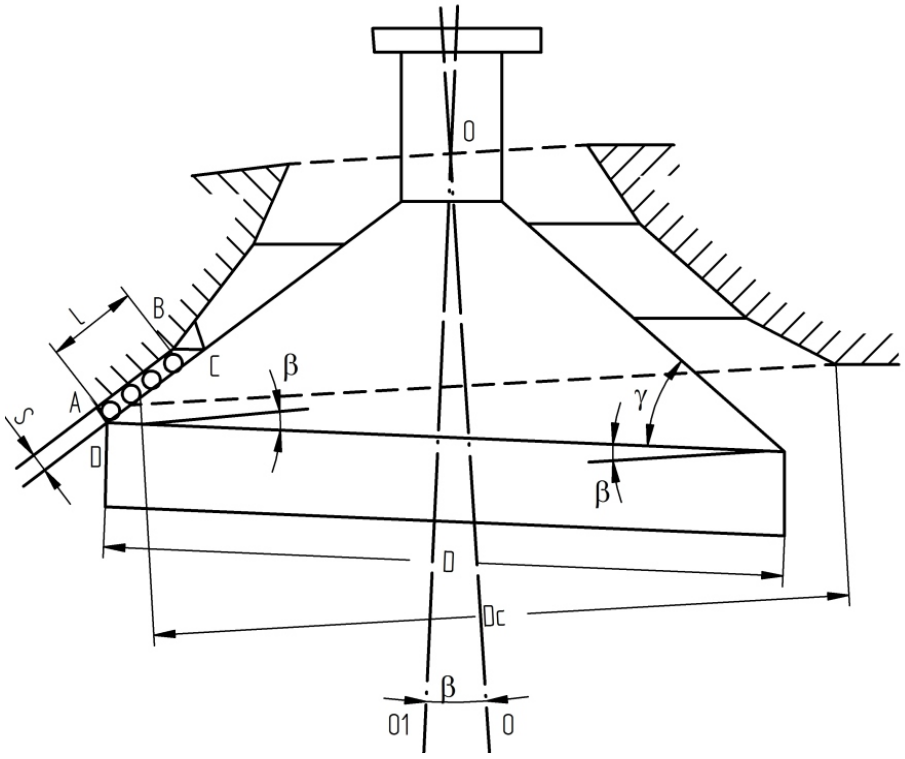
$$n = 2,22\sqrt{\frac{\sin\alpha - \mu\cos\alpha}{l}}, s^{-1}. \qquad (5.20)$$

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:

$$n = 7,83\sqrt{\frac{\sin\alpha - \mu\cos\alpha}{D}}, s^{-1}. \qquad (5.21)$$

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.



Фигура 5.10.Разтоварване на разтрошения продукт от конусна трошачка за средно и ситно трошене.

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, 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:

$$V = x.b.\pi.D_1, m^3. \qquad (5.22)$$

Където:

b, m е широчината на изпускателният отвор на трошачката;

D_1, m -диаметърът на окръжността описващ центърът на тежестта на правоъгълникът $ABCD$ (Фиг. 5.10).

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:

$$Q_V = 60.\pi.n.b.l.D = k_0.n.b.D^2, m^3 / h. \qquad (5.23)$$

Където:

$n, \min^{-1}$ е честотата на люлеене на конуса;

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 5.1 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 5.1 .Специфични производителности $q, t/h$ на конусни трошачки за средно и ситно трошене произвеждани в Русия.

Типоразмер	Отворен цикъл	Типоразмер	Отворен цикъл	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 (5.23).

Ориентировъчни поправъчни коефициенти отчитащи твърдостта, влажността и едрината на продукта са показани в таблица 5.2.

Тогава масовата производителност на трошачките за средно и ситно трошене може да се определи:

$$Q = q.k_{ТВ}.k_{ВЛ}.k_{ЕД}, t/h. \qquad (5.24)$$

Където $q,t/h$ е специфичната производителност на трошачката (таблица 5.2).

Таблица 5.2 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.

$$N_{ДВ} \approx 0,21.n.D^2, kW. \qquad (5.25)$$

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.

5.5. Сили действащи на основните детайли на конусните трошачки за средно и ситно трошене

Възникващите усилия при работа в конусните трошачки за средно и ситно трошене, имат направление най-общо казано, целящо да повдигне горната част на машината. Но горната част на трошачките се държи от амортизационните пружини. Ако по някаква причина се получи претоварване на трошачката, усилието на първоначалното натягане на пружините ще се окаже не достатъчно да удържи горната част на трошачката в контакт с леглото, благодарение на което горната част на трошачката ще се повдигне над леглото, увеличавайки допълнително натягането на пружините. Следователно, ако е известна силата на натягане на пружините и техния брой, може да бъде определено най-голямата сила на трошене. За определяне на силата на трошене, се разглежда равновесието на горната част на трошачката под действие на външни сили (Фиг. 5.11).

От уравнението на моментите спрямо точка A може да се напише:

$$Q.L_q + \mu.Q.L_f - R\left(G + P.i\right) = 0. \qquad (5.26)$$

Където:

Q, N е сила на трошене;

G, N - сила на тежестта на горната част на трошачката;

P, N - силата на първоначално натягане на пружините;

μ - коефициент на триене на материала в метал;

R, m - разстояние от точка A до оста на трошачката;

i - броя на пружините;

L_q, m -рамо на силата на трошене спрямо точка A;

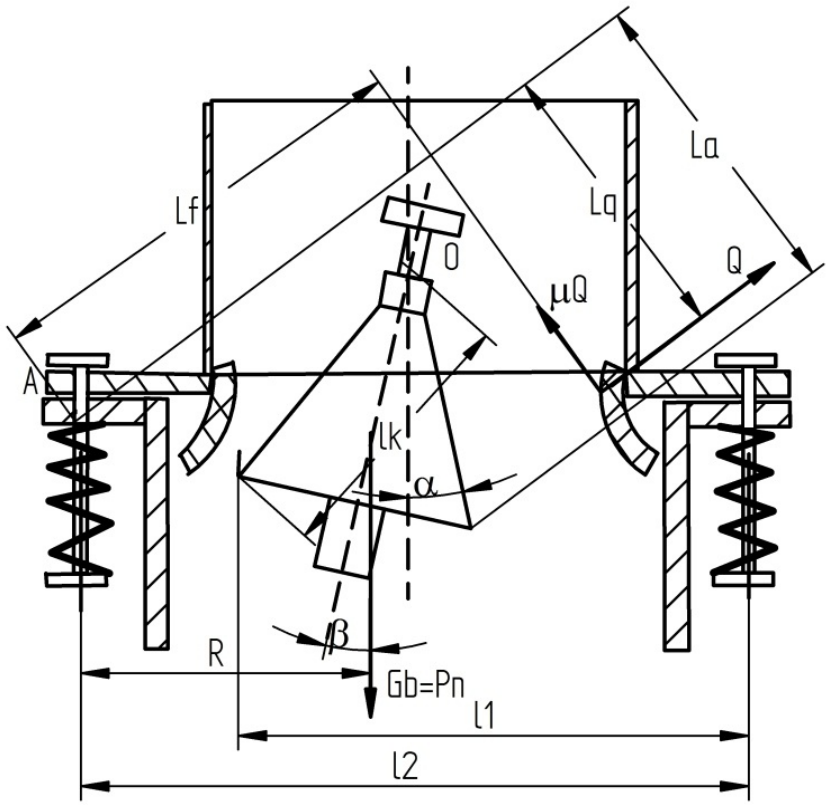
L_f, m -рамо на силата на триене спрямо точка A.

Тогава:

$$Q = \frac{R\left(G + P.i\right)}{L_q + \mu.L_f}, N. \qquad (5.27)$$

При попадане в трошачката на метален предмет, пружините допълнително ще бъдат деформирани. Причина за това пружините да се деформират различно е, че при повдигане на горната част на трошачката тя се завърта около една точка от своята опорна повърхност. Стойността на това отклонение и съответстващото усилие в пружините е право пропорционално на разстоянието на тези пружини до точката на завъртане. Най-голяма височина на

издигане на горната част на трошачката ще се получи при попадане на метален предмет в края на паралелната зона.



Фигура 5.11. Равновесие на горната част на трошачката под действие на външни сили

Тази височина ще бъде:

$$h = 2l_k \sin\beta \cos\alpha . \frac{l_2}{l_1}, m. \qquad (5.27)$$

Където l_k, m е разстоянието от центъра на сфера О до началото на паралелната зона.

Амортизационните пружини се монтират в пакети, обикновено по 5 броя във всеки пакет. Ако се допусне, че в един пакет всяка пружина получава еднаква деформация, то моментът противодействащ на издигането на горната част на трошачката при допълнителен натиск на пружините ще е равен на:

$$M = \frac{3}{4} i.c.h.R + i.R.P + G.R, Nm. \qquad (5.28)$$

Където $c, N/m$ е коефициент на еластичност на пружините.

Тогава силата действаща на подвижният конус ще бъде:

$$Q_{MAX} = \frac{M}{L_q + \mu . L_f}, N \qquad (5.29)$$

Получените сили могат да послужат, като изходни данни при изчисляването на основните детайли на трошачките.

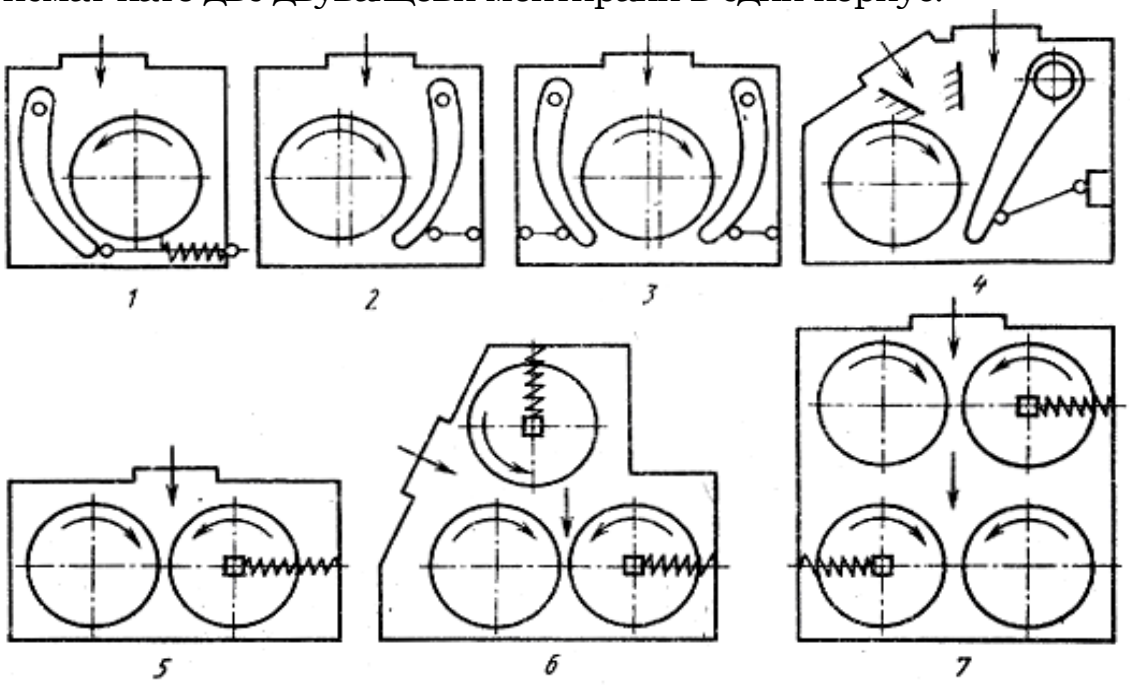
6. ВАЛЦОВИ ТРОШАЧКИ

6.1. 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. 6.1.-5) или между един валец и отражателна плоча (Фиг. 6.1.-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. 6.1 - 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 рефелни 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, рефелни, зъбни, винтови, перфорирани и с канални повърхнини.

Според броят на валците, валцовите трошачки са едновалцови, двувалцови тривалцови и четиривалцови, като последните се приемат като две двувалцови монтирани в един корпус.



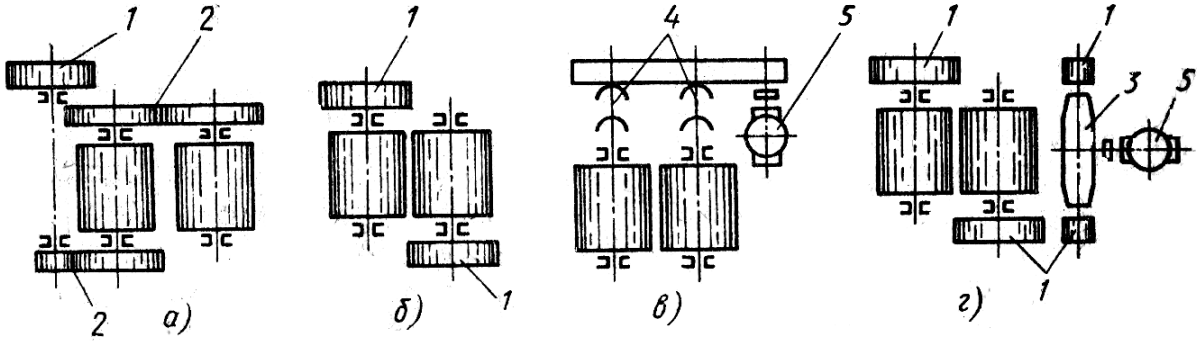
Фигура 6.1. Схема на разположение на валците при валцовите трошачки

Схема 1 (Фиг. 6.1) 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. 6.1 - 3) може да троши между валеца и две разпорни плочи в зависимост от посоката на въртене на валеца, т.е. е реверсивна.

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 фигура 6.2.

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.

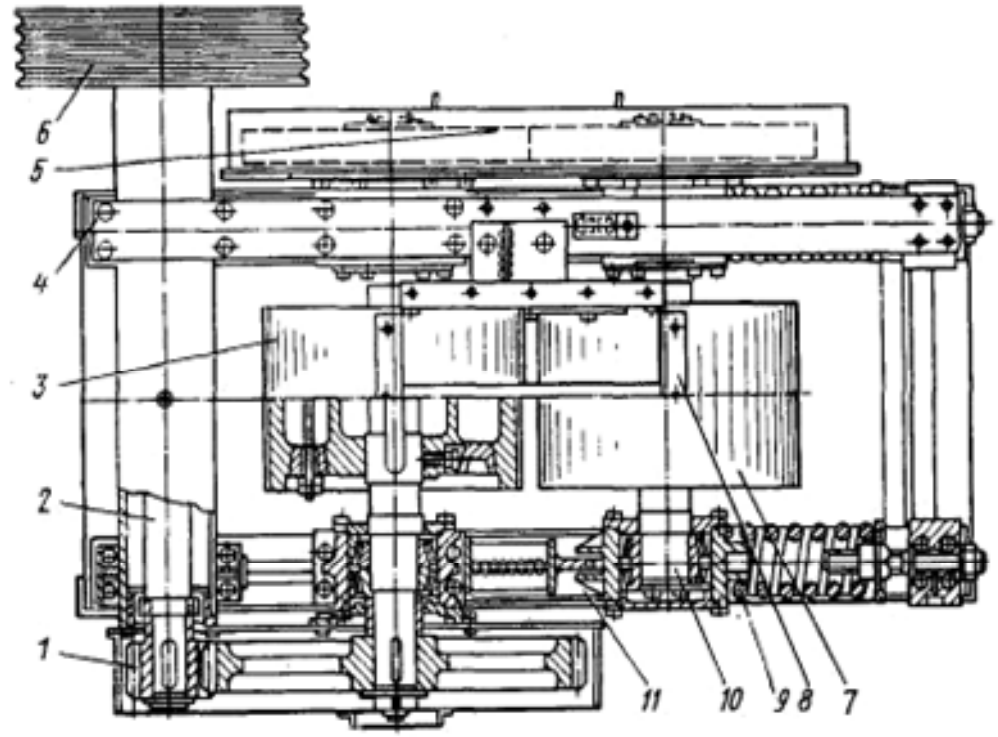


Фигура 6.2. Задвижване на двувалцови трошачки
1 - ремъчна шайба; 2 - зъбна предавка; 3 - редуктор; 4 - кардан; 5 - електродвигател.

Валцовата трошачка (Фиг. 6.3) 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 валеца 3, който посредством зъбната предавка 5 задвижва валеца 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.



Фигура 6.3. 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 валеца 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.

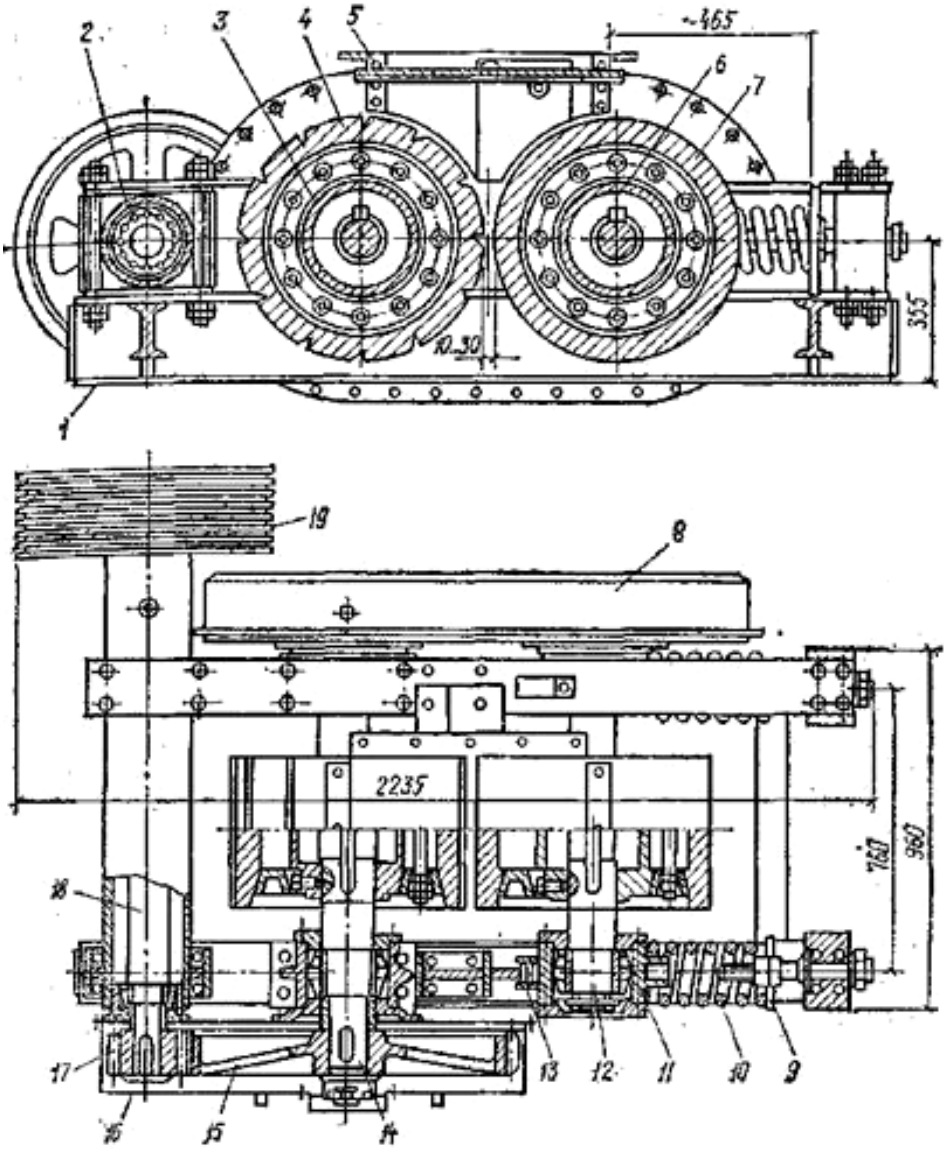
Поради тази причина валцовите трошачки с перфорирани повърхности на валците имат индивидуално независимо задвижване на валците. Това означава, че всеки валец се задвижва с отделен двигател чрез отделна клиноремъчна предавка.

На фигура 6.4 е показана двувалцова трошачка с различни повърхнини на валците. За по-добро захващане на материала единият от валците 4 има рефелна 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

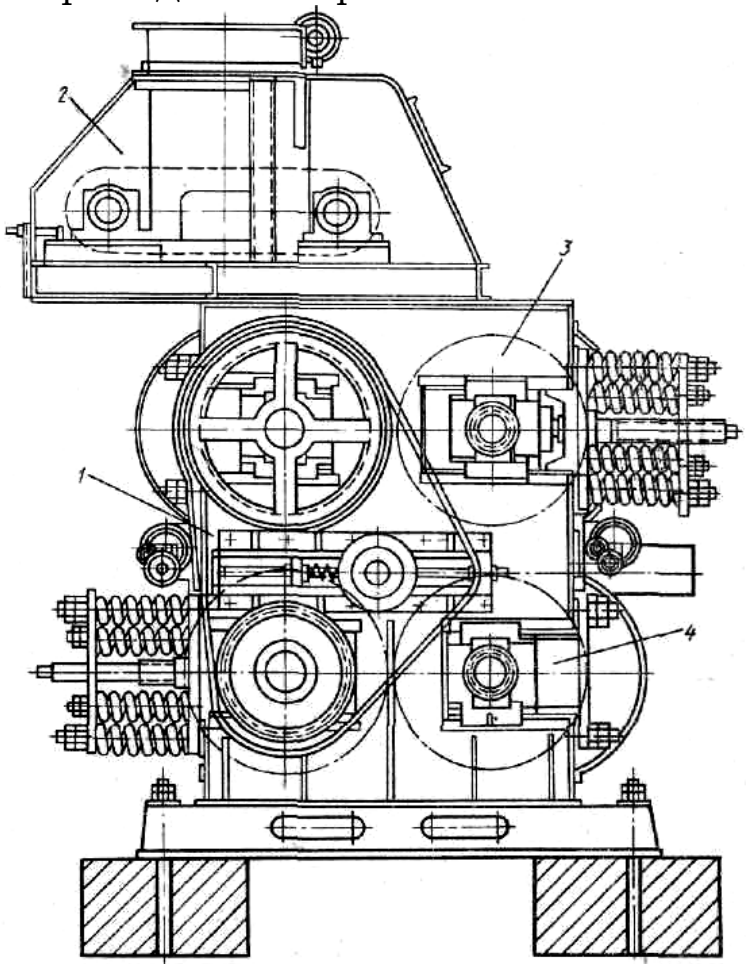
условия се използват и валцови трошачки с дезинтеграторни валци, при които стоманените ребра на бързо въртящите се валци използвайки удар събират твърдите късове чрез бавно въртящ се валец в сборна камера.



Фигура 6.4. 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 фигура 6.5 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.



Фигура 6.5. Четири валцова трошачка

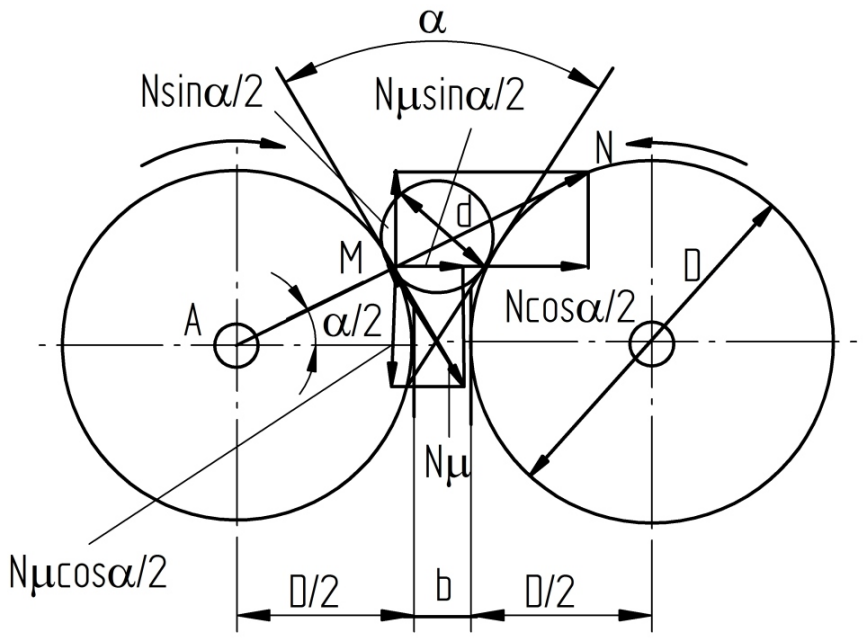
6.2. Основни механични и технологични параметри на валцовите трошачки

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 рудния къс. Нека приемем, че той е със сферична форма (Фиг. 6.6).

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.



Фигура 6.6. 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. 6.4):

$$\frac{D}{2}+\frac{b}{2}=\left(\frac{D}{2}+\frac{d}{2}\right).\cos\frac{\alpha}{2}.$$

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:

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos\frac{\alpha}{2} - \frac{1}{i}}{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}. \qquad (6.1)$$

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) υ 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:

$$Q_V = 3600.l.b.\upsilon.k, m^3 / h. \qquad (6.2)$$

Скоростта на валците $\upsilon, m / s$ с която се разтоварва материал с формата на лента е:

$$\upsilon = \pi.D.n, m / s. \qquad (6.3)$$

Където:

D, m е диаметърът на валците;

n, s^{-1} е честотата им на въртене.

Тогава за обемната производителност може да се напише:

$$Q_V = 3600\pi.l.b.D.n.k, m^3 / h. \qquad (6.4)$$

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:

- $\upsilon = 3 - 7,5 m / s$ за гладки валци;
- $\upsilon = 1,5 - 4 m / s$ за зъбни валци.

Масовата производителност ще се получи като бъде отчетена плътността на рудата:

$$Q = \rho.Q_V, t/h; \quad (6.5)$$

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:

$$N_{ДВ} = \frac{1,4.10^{-4}.\left(\frac{D}{2}\right)^2.\sigma_{СМ}.l.n}{\eta_M}, kW. \quad (6.6)$$

Където:

D, m е диаметър на валците;

$\sigma_{СМ}$ - 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:

$$N_{ДВ} \approx k_N.l.D.\upsilon, kW. \quad (6.7)$$

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;

$\upsilon, m/s$ - периферна скорост на валците.

7. РОТОРНИ ТРОШАЧКИ С УДАРНО ДЕЙСТВИЕ

7.1. 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).

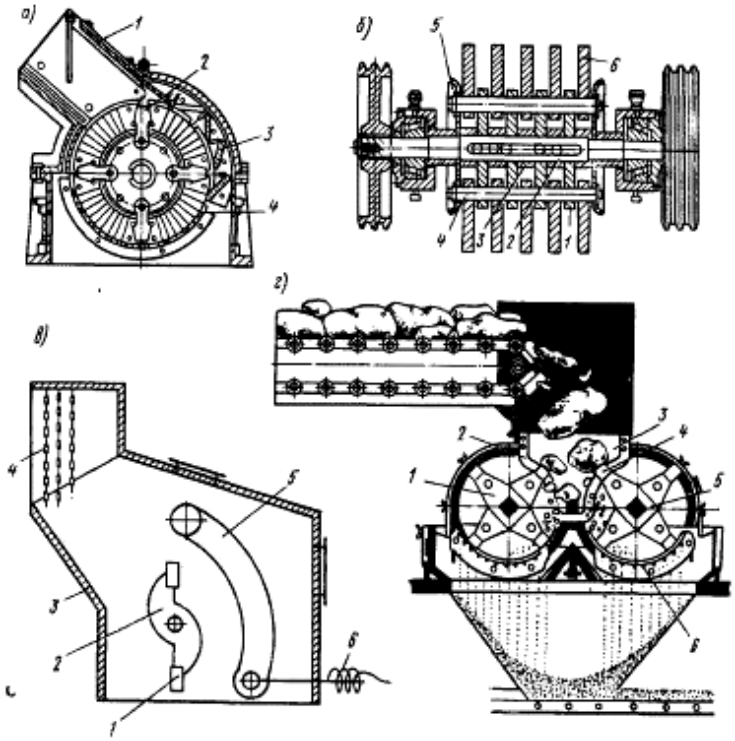
В зависимост от броя на роторите, роторните трошачки биват еднороторни и двуроторни. Според разположението на чуковете, роторните трошачки биват еднoредни и многоредни. При еднoредните чуковете са разположени по окръжност и са от 2 до 8 броя с тегло достигащо до 70 килограма. Енергията на удара при тези 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 $300\,\mathrm{min}^{-1}$ (за по-големите типоразмери), а мощността варира от 5 до 500 kW.

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 $400 t / h$.

Едноротoрна многоредна чукова трошачка (Фиг. 7.1. 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. 7.1. б.



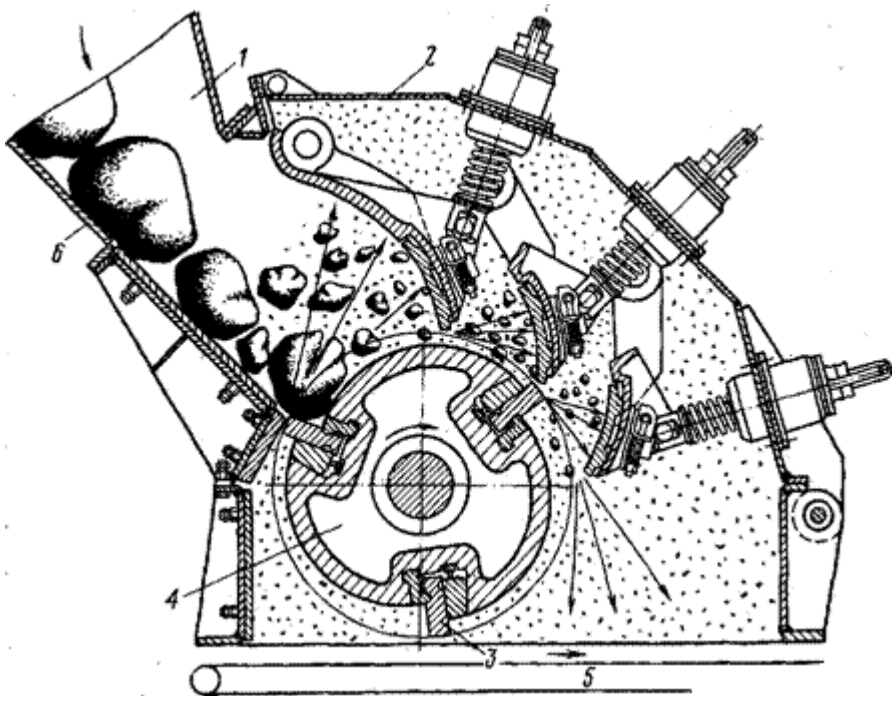
Фигура 7.1. Роторни трошачки

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, възможно е 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 .

Едноротoрните ударно отражателни трошачки (Фиг. 7.1. в) със конзолно закрепени чукове са предназначени за трошене на не абразивни руди с гранична издръжливост на опън до $147 MPa$. 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. 7.1. 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 $i = 25 - 30$.



Фигура 7.2. Ударна трошачка с три отражателни плочи

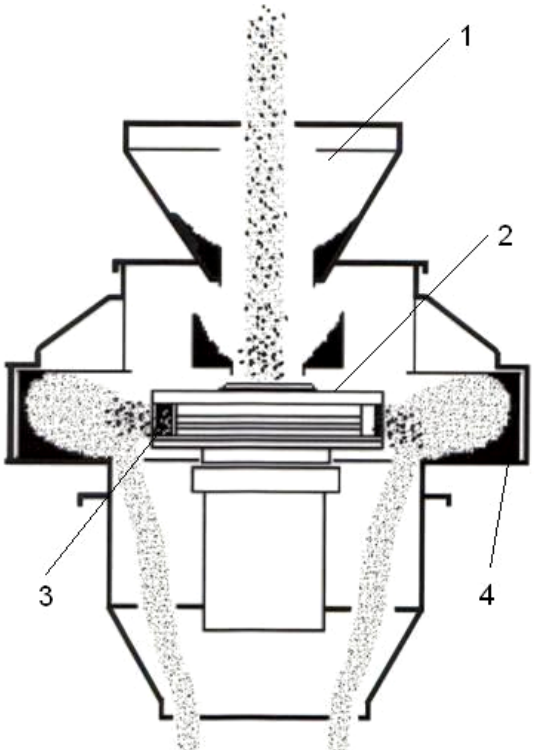
Регулирането на едрината на разтрошения продукт при роторните трошачки с отражателни плочи става посредством промяна на конфигурацията и дължината на тези плочи. Колкото е по-голям ъгълът който обхваща отражателната плоча около ротора на трошачката, толкова повече ефективни удари ще има между материала и отражателните плочи и следователно степента на трошене ще нараства.

За да бъде постигнато увеличаване на ъгъла, който обхваща отражателната плоча около ротора на трошачката, се преминава към увеличаване на броя на отражателните плочи . Такава ударна трошачка е показана на (Фиг. 7.2.). 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.

Предпазването на трошачката се осъществява от пружини, монтирани на всяка отражателна плоча.

Към роторните трошачки с ударно действие могат да бъдат причислени и така наречените автогенни [19] роторни трошачки (Фиг. 7.3).



Фигура 7.3. Автогенна роторна трошачка

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 образувателната 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.

7.2. 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. 7.4) .

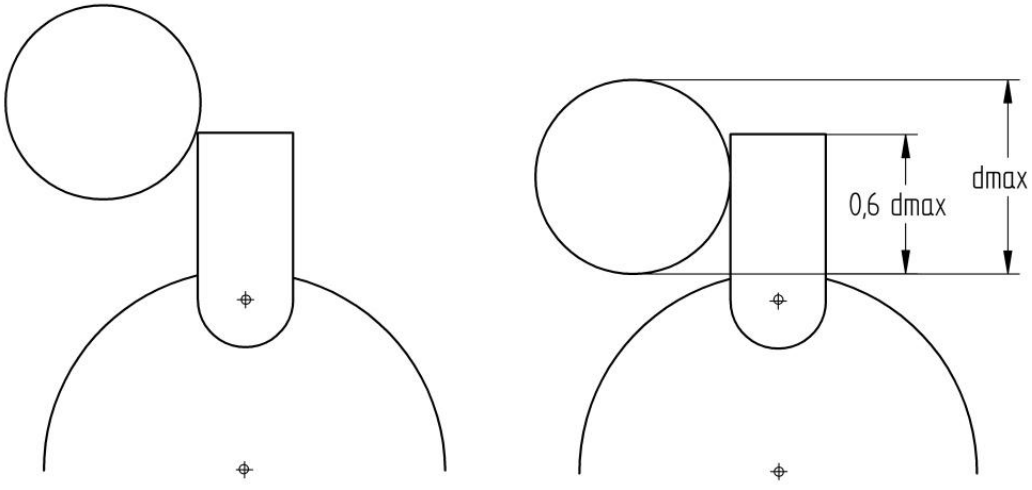
Необходимата дълбочина на проникване на разтрошавания къс в трошачното пространство е :

$$h = 0,6 d_{MAX}, m. \qquad (7.1)$$

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 $n_ч$.

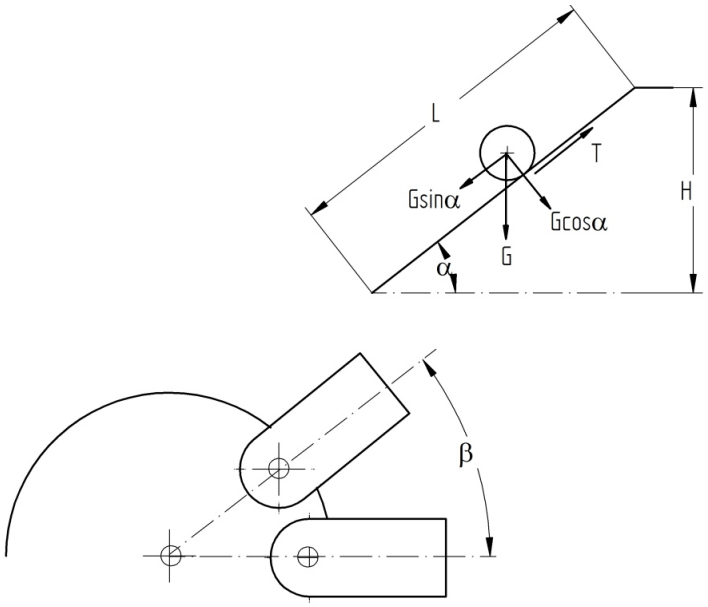
Имайки в предвид (7.1) и закона за движение, може да се напише:



Фигура 7.4.Необходима дълбочина на проникване за получаване на централен удар по рудния къс в роторна трошачка

$$0,6d_{MAX} = \upsilon.t = \upsilon\frac{2\pi}{\omega.n_{ч}}. \qquad (7.2)$$

Но скоростта υ зависи от дължината на основата L и ъгълът α на приемния улей на трошачката (Фигура 7.5). Тогава от уравнението за движение на рудният къс по улея, може да се напише:



Фигура 7.5. Схема за определяне на височината и дължината на приемния улей на трошачката

$$G.\sin\alpha - T = m.\ddot{x}. \qquad (7.3)$$

Където $\ddot{x}$ е ускорението при движението на рудния къс. Но за силите са известни от физиката следните равенства:

$$\begin{aligned} &G.\sin\alpha = m.g.\sin\alpha; \\ &T = \mu.G.\cos\alpha = \mu.m.g.\cos\alpha. \end{aligned} \qquad (7.4)$$

Където m е масата на рудния къс, а g е земното ускорение.

Замествайки зависимостите (7.4) в (7.3) и съкращавайки m се получава:

$$\begin{aligned} &m.g.\sin\alpha - \mu.m.g.\cos\alpha = m.\ddot{x}; \\ &\ddot{x} = g\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right). \end{aligned} \qquad (7.5)$$

Интегрирайки последното равенство спрямо времето и се получава:

$$\upsilon = \dot{x} = \int \ddot{x}.dt = 2g.t\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right). \qquad (7.6)$$

От законът за движение е известно, че $L = \upsilon.t.$ Оттук следва, че $t = \frac{L}{\upsilon}$. Замествайки последното в (7.6) и решавайки го спрямо υ, ще се получи:

$$\upsilon = 2g.\frac{L}{\upsilon}\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right);$$

$$\upsilon^2 = 2g.L\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right);$$

$$\upsilon = \sqrt{2g.L\left(\sin\alpha - \mu.\cos\alpha\right)}.$$

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:

$$\upsilon = \sqrt{2g.H\left(1 - \mu.\sqrt{\left(\frac{L}{H}\right)^2 - 1}\right)}, m/s. \qquad (7.7)$$

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:

$$D_P = 0,55 + 3d_{MAX}, m. \qquad (7.8)$$

Където:

D_P, m е диаметърът на ротора заедно с чуковете;

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 $D_P = \left(3,2 \div 4\right) d_{MAX}, m;$ (7.9)

-за ударно отражателните $D_P = 1,25d_{MAX} + 0,2, m.$

Дължината на ротора се определя така, че да бъде съразмерна с неговия диаметър:

$$L_P = \left(0,35 \div 1,5\right) D_P, m. \qquad (7.10)$$

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:

$$Q_V = \frac{k.D_P^{\,2}.L_P.n}{3600(i-1)}, m^3 / h. \qquad (7.11)$$

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:

$$Q_V = 0,1D_P^{\,2}.L_P.n, m^3 / s. \qquad (7.12)$$

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:

$$Q_V^{\max} \approx 47k_1 \left(D_P.L_P\right)^{1,6}, m^3 / h;$$
$$Q_V^{\min} \approx 22k_1 \left(D_P.L_P\right)^{1,3}, m^3 / h. \qquad (7.13)$$

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:

$$Q = k_P.\rho.Q_V, t / h; \qquad (7.14)$$

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:

$$N_{ДВ} = \frac{k_{CT}.w_i.Q}{100.\eta_M\sqrt{D_i}}\left[\sqrt{\frac{D_i}{d_i}} - 1\right], kW. \qquad (7.15)$$

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 $D_P \le 1300mm$ - $N_{ДВ} = 0,15{D_P}^2.L_P.n \approx 3D_P.L_P.\upsilon, kW.$ (7.15)

При $D_P \ge 1300mm$ - $N_{ДВ} = 0,21{D_P}^2.L_P.n \approx 4D_P.L_P.\upsilon, kW.$ (7.16)

В горните формули $n, \min^{-1}$ е честотата на въртене на ротора, а $\upsilon, m/s$ е периферната му скорост.

8. РОЛКОВИ ТРОШАЧКИ

8.1. 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 [14]. 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.

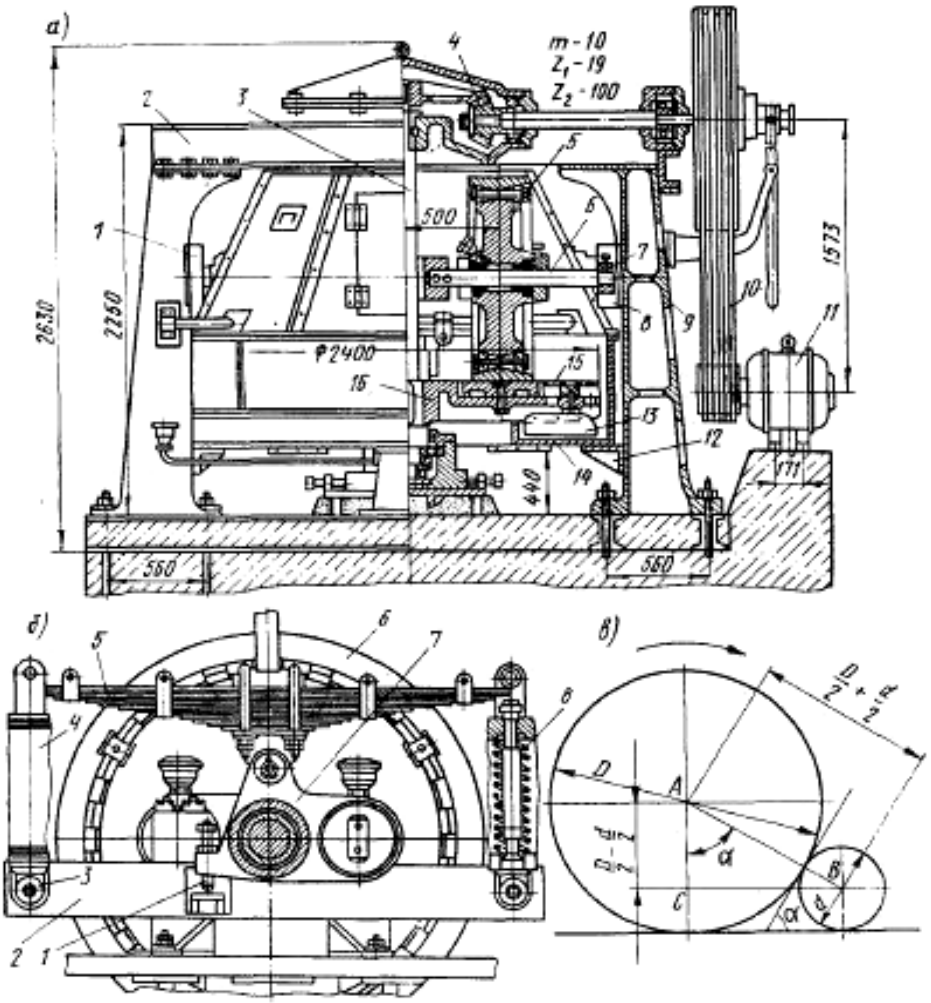
В строителната промишленост ролковите трошачки смилат сухи влажни до 15-18% глини, кварцит, доломит, шамот и азбест. На тези машини могат да се обработват и многокомпонентни смеси, защото по време на трошенето се осъществява и смесване. В минната промишленост тези трошачки се използват за трошене и смилане 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. 8.1) 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, премествайки 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 верикалния 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 400 mm,

диаметърът им е от 1200 до 1800mm, а теглото от 2 до 7 тона.



Фигура 8.1. 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 фигура 8.1б 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.

8.2. 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. 8.1.в). Приема се, че този руден 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. 8.1. в):

$$\frac{D}{2}-\frac{d}{2}=\left(\frac{D}{2}+\frac{d}{2}\right)\cos\alpha$$

откъдето

$$\frac{D}{d}=(1+\cos\alpha)(1-\cos\alpha). \qquad (8.1)$$

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:

$$Q_V = 3600V.\frac{k_И}{t_Ц}, m^3 / h. \qquad (8.2)$$

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:

$$Q_V = 3600l\left(A_1 + A_2\right)\frac{\omega.k_И}{2\pi}, m^3 / h. \qquad (8.3)$$

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:

$$Q_V = 2,15G.D.n, m^3 / h. \qquad (8.3)$$

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.

9. 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 [3], 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.

9.1. 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.

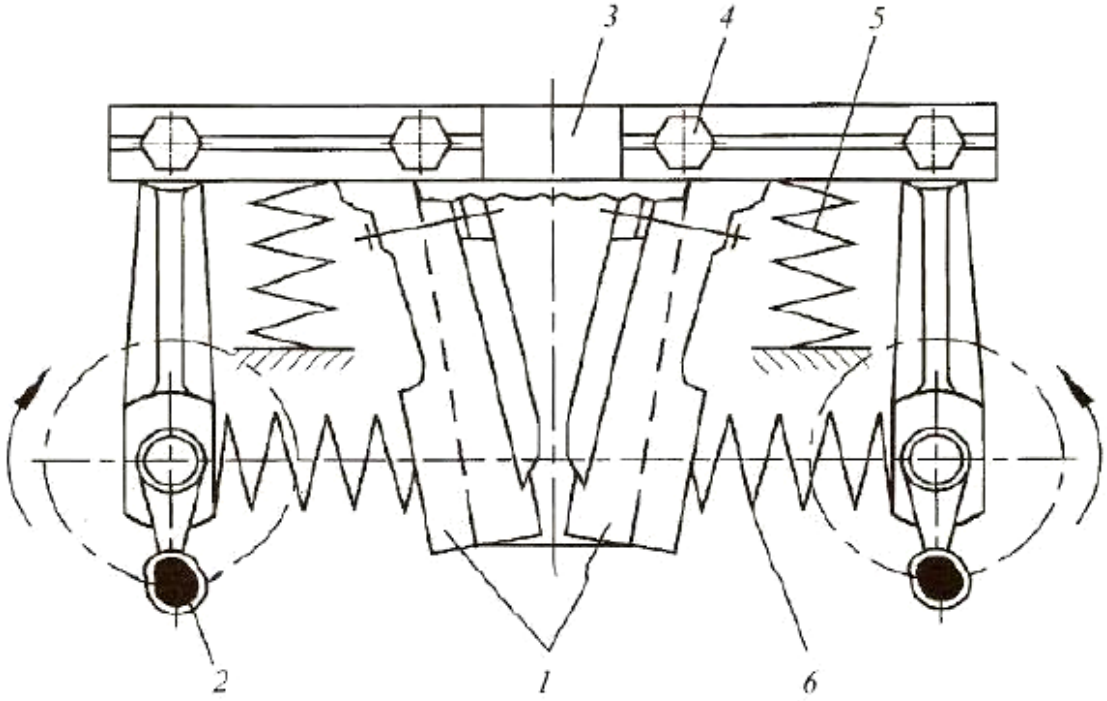
Вибрационните челюстни трошачки с две подвижни челюсти се разделят на две групи:

- 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 фигура 9.1. Особено за тази трошачка е наличието на възел на окачване, към който се закрепват горните части 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.



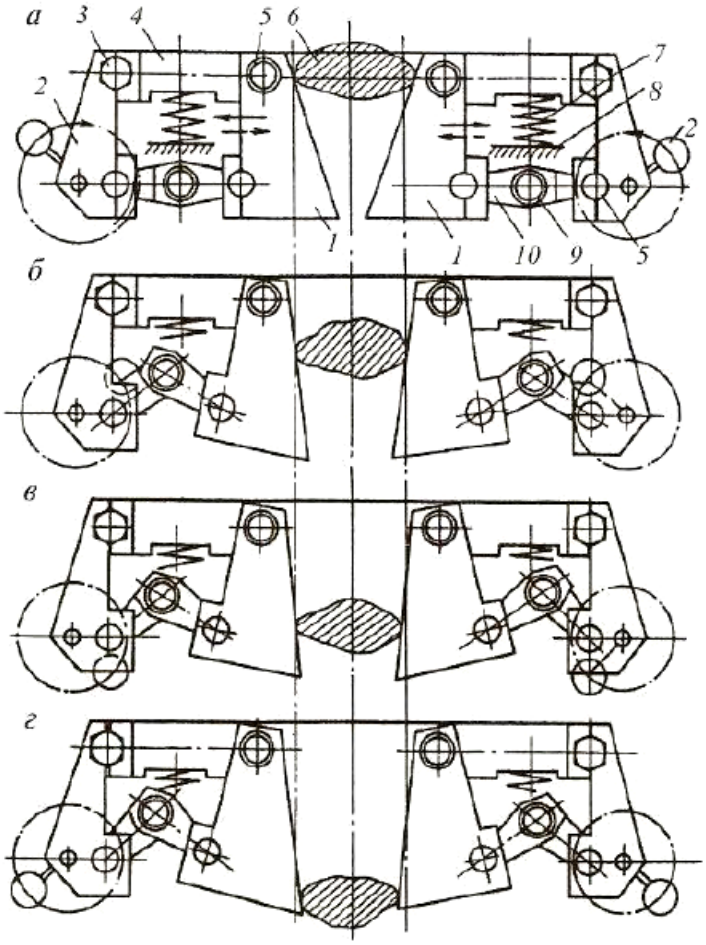
Фигура 9.1. Вибрационна челюстна трошачка с въртеливо (махови) колебания на подвижните челюсти

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 фигура 9.2 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. 9.2.а), трошачката се премества надолу придавайки допълнителна скорост на захванатия предмет по посока на разтоварването. При завъртане на дебаланса (Фиг. 9.2.б), 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 трошимия 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. 9.2.в), на не трошимия предмет отново действа вертикалната съставна от силата в дебаланса избутваща предмета надолу в трошачната камера.

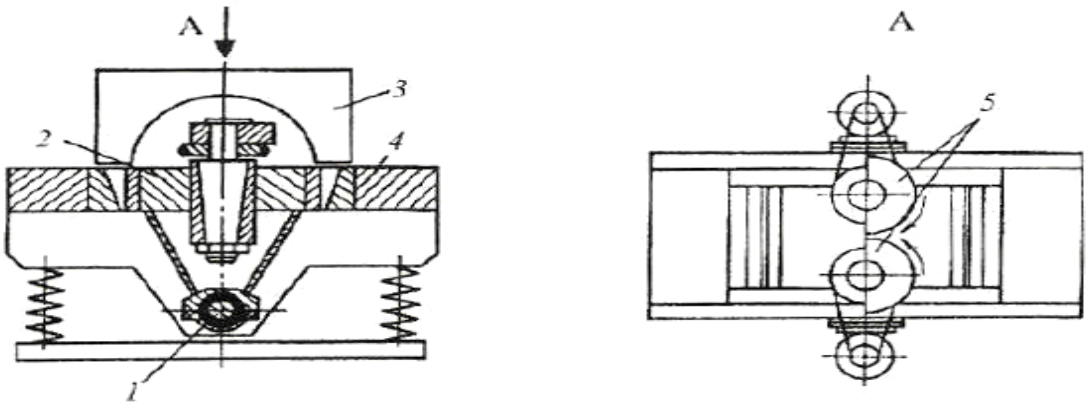


Фигура 9.2. Предпазване на вибрационна челюстна трошачка с две подвижни челюсти

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.8.2.г, 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.

При вибрационните челюстни трошачки с тежък корпус и махало, корпусът представлява сам по себе си наковалня, в която махалото изпълнява ролята на чук въздействащ на материала намиращ се върху наковалнята. Такава трошачка е показана на (Фиг. 9.3), където дебалансните самосинхронизиращи се вибратори 5 обезпечават колебанията на махалото 2 осигурявайки трошенето на рудата в две работни камери. Тази трошачка достига степен на трошене $i = 20$.



Фигура 9.3. Вибрационна челюстна трошачка с тежък корпус и махало.
1- шарнирен блок; 2-махало; 3-бункер; 4-корпус; 5-дебаланс

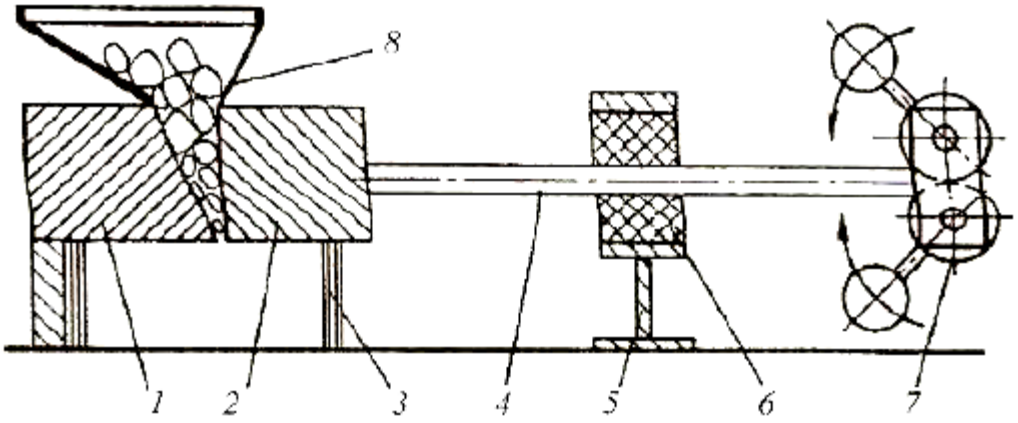
Вибрационните челюстни трошачки с вибратори в корпуса имат една или две челюсти, еластично свързани с корпуса на трошачката. В зависимост от положението на дебаланса, корпусът извършва хоризонтални или вертикални колебателни движения на опорните амортесьори.

Отличителна особеност по която се различават различните конструкции на вибрационните челюстни трошачки е в това как са свързани задвижващите вибратори с подвижните челюсти. В случаите в които между вибраторите и челюстите има твърди или еластични звена, тогава те служат като пасивни свързващи звена. В същото време вече се произвеждат вибрационни трошачки с една или две подвижни челюсти, в които между дебалансните вибратори и подвижните челюсти са поставени тръбни свързващи елементи, изпълняващи ролята на вълноводи. Под действие на смущаващата сила на вибратора в тях възникват надлъжни

или други сложни колебания. При това амплитудата на колебанията на челюстите се определя от параметрите на колебанията възбудени във вълноводите.

В подобна трошачка, масивната неподвижна челюст 1 (Фиг. 9.4), е предназначена да погасява ударните импулси и е закрепена твърдо към опорната рама.

Подвижната челюст 2 се премества по поддържащия елемент 3. Колебанията на подвижната челюст се предават от твърдо свързания с нея вълновод 4, предаващ надлъжни колебания възбудени от закрепения на другия му край сдвоен вибратор 7. Между подвижната челюст и вибратора, вълновода е поставен в еластична муфа 6, които е монтирана в блокът 5 върху опорната рама.



Фигура 9.4. Вибрационна челюстна трошачка с вълновод

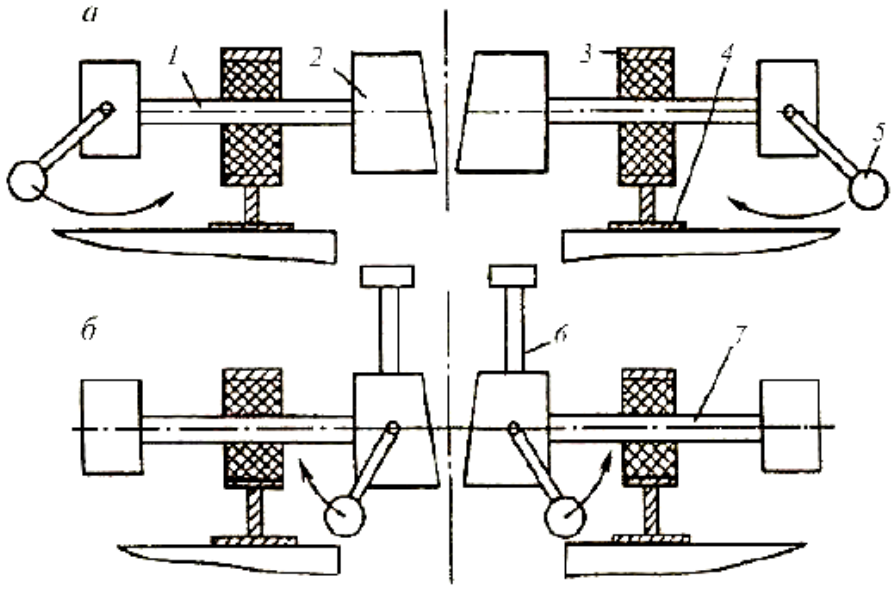
Материалът постъпва в от бункера 8, монтиран върху не подвижната челюст. Под действие на инерционния вибратор 7, във вълновода 4 възникват надлъжни колебания, създаващи премествания на подвижната челюст с висока честота и малка амплитуда. Смущаващата честота, генерирана във вибратора създава във вълновода стабилен резонанс на надлъжни колебания с максимална амплитуда на преместване в края на вълновода и без колебания в точка разположена в муфата 6. При тези условия, материалът се разрушава под действието на приложените върху него високочестотни значителни сили на трошене, при малък ход на подвижната челюст. Благодарение на преместването на подвижната челюст по хоризонталната ос в трошачката липсват вертикални съставляващи на инерционно натоварване, а хоризонталните се уравновесяват от преместването на вибратора.

С цел да бъде повишена степента на трошене са създадени и трошачки с две подвижни челюсти със сложно

движение в хоризонталната и вертикална плоскост. С това се намалява възможността на руден къс да излети от трошачната камера и се появява възможност да бъде увеличен ъгълът на захващане.

Във вибрационните трошачки със сложно движение има два вълновода 1 (Фиг.9.5а), закрепени от едната страна към челюстите 2, а от другата едно балансните вибратори 5. Вълноводите се опират на рамата посредством блоковете 5 и еластичните муфи 3. За синхронизиране въртенето на вибраторите се използва механичен синхронизатор.

За увеличаване на производителността и ъгълът на захващане са използвани едно балансни вибратори с вертикални колебания. Наличието на две подвижни челюсти, движещи се синхронно, изключва относителното им надлъжно преместване и намалява износването на облицовките им.



Фигура 9.5. Вибрационни челюстни трошачки с вълноводи и сложно движение на подвижните челюсти

В някои трошачки вибраторите (Фиг. 9.5 б) са монтирани непосредствено на подвижните челюсти, които са съединени с вълноводите 7. Особено за тази конструкция е наличието на хоризонтални и вертикални вълноводи 6 захванати за челюстите.

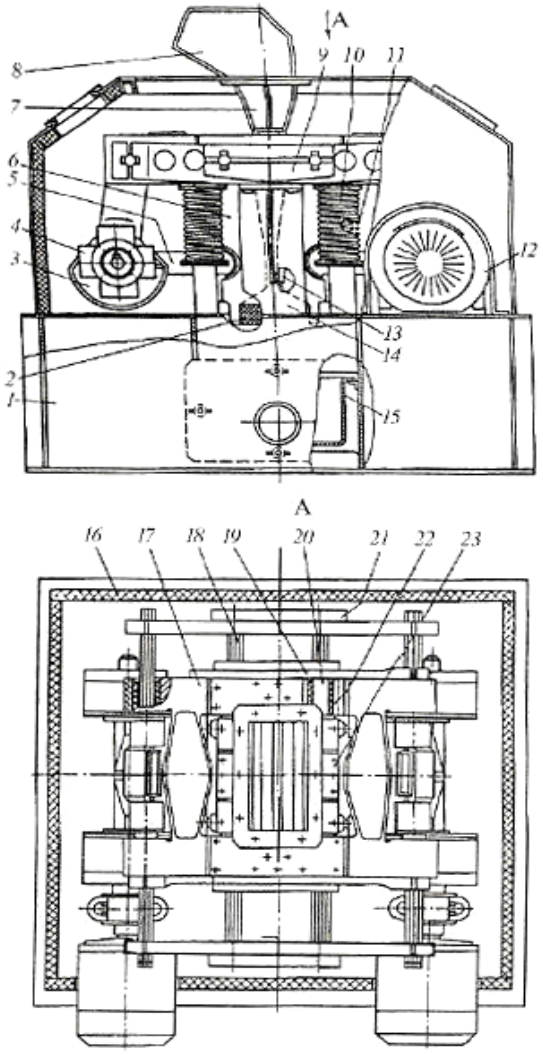
Предимствата на вибрационните челюстни трошачки в сравнение на класическите са:

- наличие на ударно-вибрационно въздействие върху материала при което са необходими по малки усилия;
- високо честотното ударно въздействие води до повишаване на степента на трошене;

- повишена производителност поради вибрационното въздействие на челюстите върху материала;
- възможност за работа под завал или с пълен бункер;
- автоматично пропускане на не трошими предмети по-големи от изпускателния отвор на трошачката;
- динамично уравновесяване което изключва предаването на динамичното натоварване и необходимостта от използването на масивни фундаменти;
- нисък енерго и метало разход в сравнение с класическите челюстни трошачки.

Използването в трошачките на еластични елементи създават условия при които ударният импулс действа само на челюстите, а всички останали възли са изолирани и работят в режим на нормални вибрации и натоварване.

На фигура 9.6 е показана вибрационна челюстна трошачка състояща се от три основни възела: трошачен механизъм, опорна рама и капсоловка.



Фигура 9.6. Вибрационна челюстна трошачка с приемен отвор 80x300mm

Трошачната камера включва две подвижни челюсти 6 с дебалансните вибратори 3, съединени с челюстите с еластично свързващата система 5. Еластичната връзка на дебалансното задвижване с челюстите осигурява намаляване на ударното натоварване предавано върху лагерите на задвижването.

Подвижните челюсти са облицовани с броните 13, чиито вълнообразен профил осигурява висока ефективност и степен на трошене.

Подвижните челюсти са окачени на блока 22, в който влизат кухите оси 20 за пресовани в подвижните челюсти. Блокът 22 е разположен на рамата 17, на която са монтирани всички трошачни механизми. През кухите оси са промушени торсионите 18, които са закрепени на планките 23 в средната част, а в края са защипани от система, която включва планка19, стяга долна 9, стяга горна 21. Когато торсиона се премести на долу, той променя активната дължина и твърдостта на стягите, а следователно и ходът на челюстите при работа на машината.

Електродвигателят 14 е монтиран на рамата 1 и е свързан с дебалансният вибратор посредством съединителя 4. На опорната рама посредством пакет от меки пружини се подпира трошачния механизъм и приемния бункер 8 и разтоварния 7.

Всеки еластичен пакет се състои от две пружини с еднаква коравина.

Всички механизми са покрити от специална капсоловка 16 със шумопоглъщаща риза от полиуретан. Капсоловката е свързана с рамата 1 и с вентилационна система.

За едрогабаритни вибрационни челюстни трошачки се приема да бъдат определени тези с приемен отвор от 440х800 до 1200х1500. Те се използват за трошене на шлаки на черни и цветни метали съдържащи не трошими късове, феросплавни шлаки, отпадъци от железобетон и други строителни отпадъци, използвани огнеупорни облицовки от металургични пещи, различни рудни и не рудни материали.

Общ вид на такава трошачка е показан на фигура 9.7. Трошачната камера включва две подвижни челюсти 1 с дебалансни вибратори 2, съединени с челюстите посредством еластичните уплътнители 3 на болтовете 4.

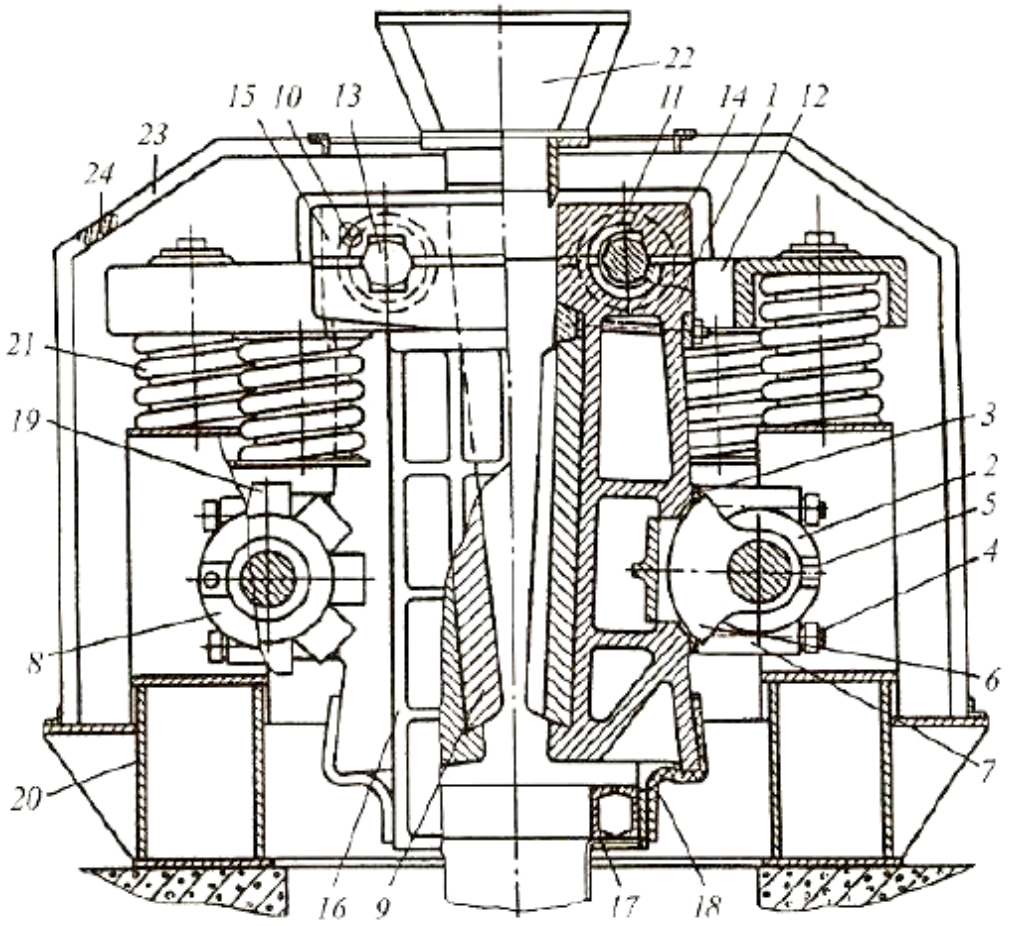
Дебалансното задвижване се състои от две части, всяка от които има вал 5, дебаланс 6 и лагери 7, свързани с двигателя посредством еластичните съединители 8. Подвижните челюсти са облицовани с броните 9.

Вълнообразния им профил спомага за ефективност и висока степен на трошенето.

Подвижните челюсти извършват люления около лагерните възли или люления 10 в кухите оси 11, запресовани в челюстите.

Лагерите на кухите оси са разположени на рамата 12, на която са монтирани всички механизми. През кухите оси са прекарани торсионите 13, закрепени на планки 14, в средата на челюстите и в края защипани от системата от стяги 15.

Подвижните челюсти и страниците 16, оформят трошачната камера на машината. Горната фланцова част на страниците са закрепени на рамата, а долната свързва рамката 17 с прахозащитното устройство 18.



Фигура 9.7. Вибрационна челюстна трошачка с приемен отвор 440x1200mm

Електродвигателят е монтиран на рамата 20 и е свързан с дебалансният вибратор посредством съединителя 19.

На опорната рама посредством пакет от меки пружини 21 се опира трошачния механизъм и приемния бункер 22.

9.2. Параметри на механичния режим на вибрационните челюстни трошачки.

Работното пространство трябва да отговаря на технологичното предназначение на трошачката - да приеме материал със зададена едрина и да го раздроби до необходимия размер. Конструкцията на трошачката и нейната кинематична схема е длъжна да обезпечи свободното разтоварване на трошачното пространство.

Ъгъл на захващане

Ъгълът на захващане е равен на ъгълът между подвижните челюсти и се определя от изискването да не бъдат изхвърляни нагоре рудните късове от трошачната камера. Разглеждаме условието за равновесие (Фиг. 9.8) на рудния къс. Уравнението на силите проектирани по оста Oy на всички сили действащи на рудния къс е:

$$2N\sin\frac{\alpha}{2} - 2\mu.N\cos\frac{\alpha}{2} - G = 0. \qquad (9.1)$$

Където:

N, N е силата в челюстта;

G, N силата на тежестта на рудния къс;

α -ъгълът на захващане;

μ -коефициент на триене между материала и бронята.

Силата на тежестта на рудния къс може да бъде пренебрегната, защото е пренебрежително малка в сравнение останалите участващи в уравнението.

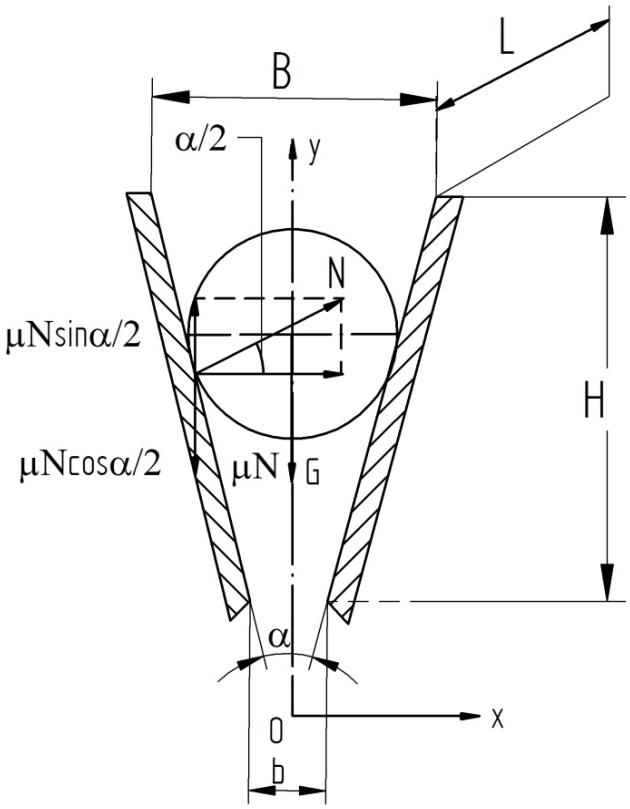
Уравнението може да бъде записано като неравенство:

$$2N\sin\frac{\alpha}{2} \le 2\mu.N\cos\frac{\alpha}{2} \text{ или } \mu \ge tg\frac{\alpha}{2}. \qquad (9.2)$$

Но коефициентът на триене μ може да бъде представен чрез ъгълът на триене φ:

$$\mu \ge tg\varphi$$

Тогава $\mu \ge tg\varphi \ge tg\frac{\alpha}{2}$ или $2\varphi \ge \alpha$ (9.3)



Фигура 9.8. Схема на трошачната камера на вибрационна челюстна трошачка

Ъгълът на триене между скала и стомана е $\varphi \approx 17^o$. В практиката ъгълът на захващане на класическите челюстни трошачки е 25^0. При вибрационните челюстни трошачки е в диапазона $22 \div 25^o$.

Размери на работното пространство

Широчината на приемния отвор на трошачката B се определя от най-големия диаметър на постъпващите рудни късове:

$$B = \frac{D}{0,85}, m. \tag{9.4}$$

Където D, m е максималния диаметър на постъпващите късове в приемния отвор на трошачката.

Дължината на приемния отвор L се определя по практически съображения:

$$L = (1,2 \div 1,7)\, B, m. \tag{9.5}$$

При по-малките типоразмери трошачки дължината на приемния отвор се определя в следните граници:

$$L = (1,2 \div 3,5)\, B, m. \tag{9.6}$$

Дълбочината на работната камера H зависи от ъгълът на захващане и широчината на изпускателния отвор на трошачката:

$$H = \frac{B - b}{2tg\frac{\alpha}{2}}, m. \qquad (9.7)$$

Във вибрационните трошачки, поради високата честота на люлеене на подвижните челюсти, едрината на разтрошения продукт е съизмерима с широчината на изпускателния отвор на трошачката. Поради това може да се приеме, че широчината на изпускателния отвор на трошачката е равна на най-големия диаметър на разтрошените късове.

9.3.Сили във вибрационните челюстни трошачки

Големината на силата, необходима за разтрошаване на материала попаднал в трошачната камера на вибрационна трошачка, зависи от редица фактори, които трудно могат да бъдат отчетени изцяло. Към тях се отнасят непостоянството на границата на разрушаване на материала, наличие на пукнатини и концентратори на напрежения, влияние на различни деформации (смачкване, огъване, срязване), наличие на влага, влияние на формата и гранулометричния състав на материала, степента на запълване на работното пространство, формата на трошачните плочи, динамичност на въздействието върху материала, характерът на това въздействие (спокойно, ударно, вибрационно) и др. Следователно стойността на силата необходима за трошене не може да бъде определена точно. Изпитанията проведени с вибрационни челюстни трошачки, са показали, че за разтрошаването на материал с различна здравина е целесъобразно да бъде прието:

- експериментално специфично натоварване на $1cm^2$ активната площ на челюстта $q = (0,5 \div 1,2) MPa$;
- отношение на честотата на собствените λ и принудени ω колебания да са в границите $0,5 \le \frac{\lambda}{\omega} \le 0,7$, при които се осъществява прост периодичен режим, когато за един оборот на дебаланса, челюстта извършва едно пълно люлеене;
- ъгъл на захващане да е по-малък от 18^0, което изключва изхвърляне на късове нагоре от трошачната камера.

За да бъде изпълнено първото условие то, силата развивана от дебалансния вибратор ще се определи по формулата:

$$N = q.F, N. \tag{9.8}$$

Където F, cm^2 е активната площ на челюстта.

Изпълнявайки второто условие би трябвало да бъде решена задачата за определяне на ъгълът на изкривяване на торсиона. Рудният къс се разрушава ефективно само когато, има достатъчна площ на контакт с челюстта, а ходът и осигурява достигане на напрежение по- голямо от това на разрушаване на рудния къс.

Ако второто условие е изпълнено, рудният къс ще бъде деформиран продължително без да бъде разрушен. Освен разрушаването обаче е важно и да бъде осигурено и разтоварването на материала, което зависи от широчината на изпускателния отвор на трошачката b. За инженерни пресмятания се приема :

$$b = k_0.d_{\max}, m. \tag{9.9}$$

Където:

$d_{\max}$ е максималният размер на разтрошените рудни късове,

$k_0 = 0,015$ е коефициент отчитащ повишението на хода на подвижната челюст.

9.4. 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. 9.9) 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

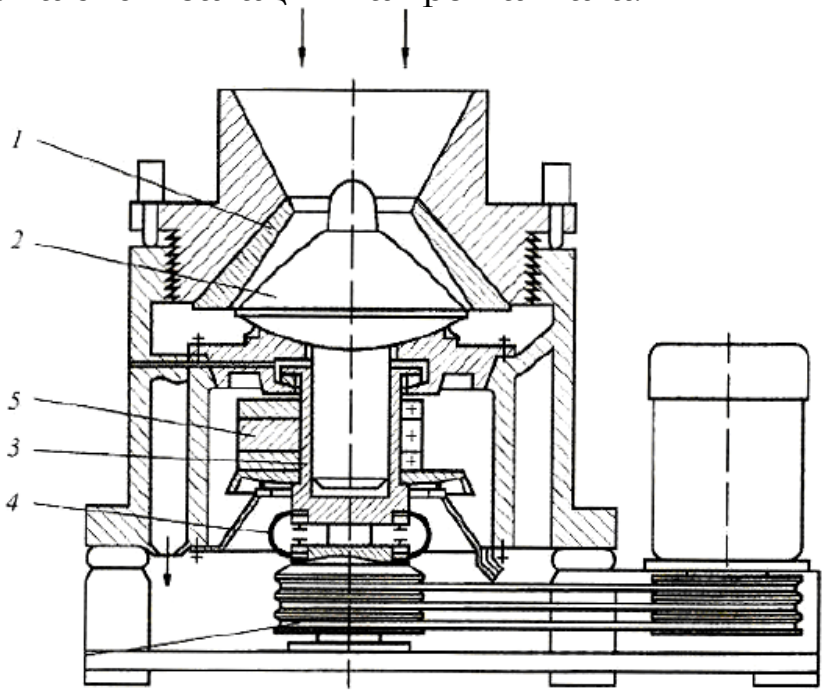
принуждава вътрешния конус да се търкаля по външния, ако в трошачната камера няма материал или през слоя материал, ако има такъв.

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 през1925г., 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. 9.9), с вибратор на вала и окачен вал на вътрешния конус (Фиг.9.10) и с два вибратора в корпуса и окачен вал на вътрешния конус (Фиг.9.11).

При схемите с два вибратора без кинематична връзка между тях, синхронното и съфазно въртене се осъществява за сметка на явлението на самосинхронизация.

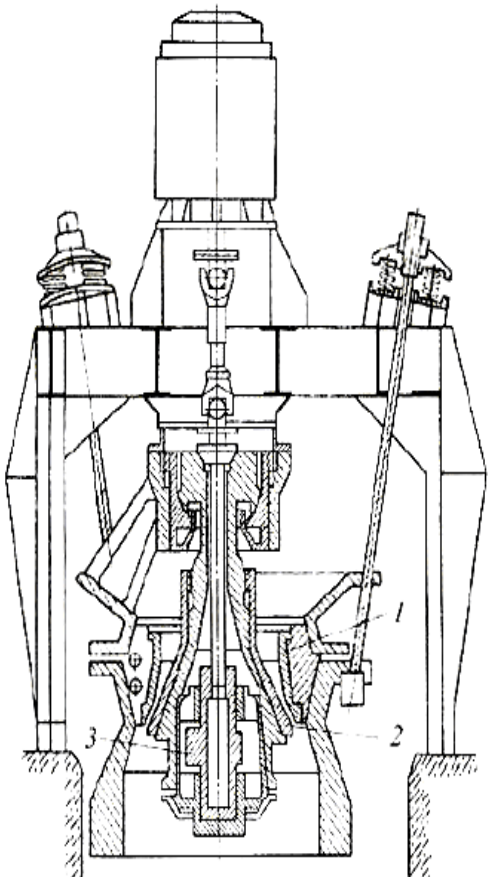
Използването на дебалансните вибратори определят няколко съществени различия от класическите ексцентрикови трошачки. Основната разлика е отсъствието на твърда кинематична връзка между конусите, което позволява на вътрешния конус да се търкаля по външния без хлабина, както и да се движи по елиптични траектории образуващи се в процеса на експлоатация на трошачката.



Фигура 9.9. Принципна схема на конусна инерционна трошачка

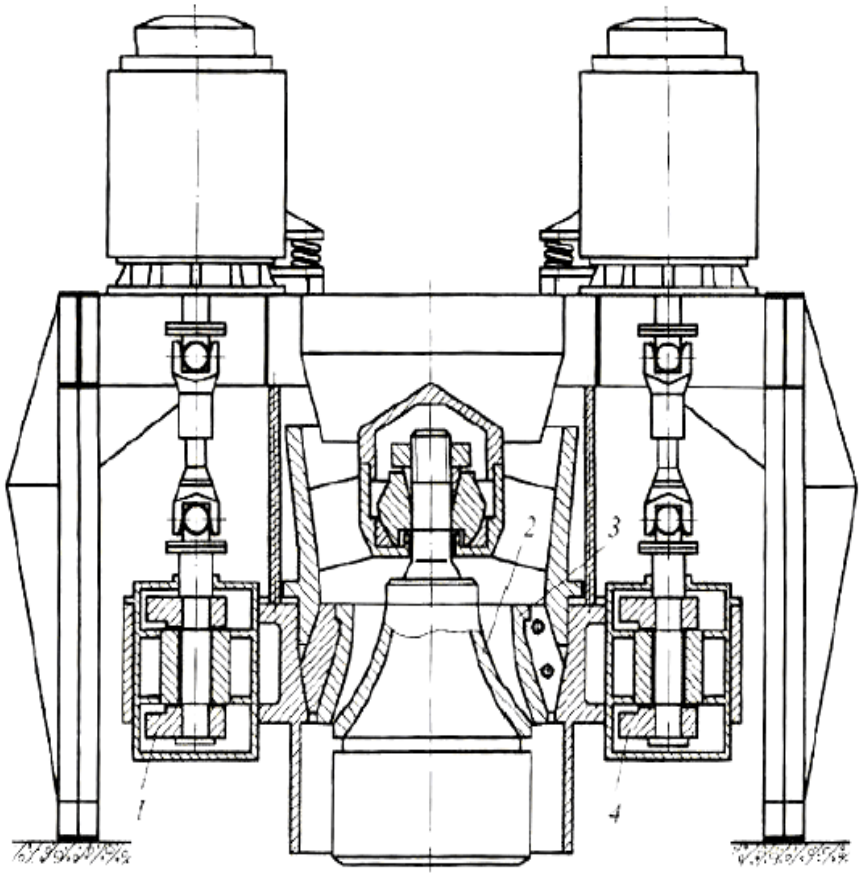
В работен режим вътрешния конус може да мени своята амплитуда в зависимост от неравномерността на съпротивлението на трошащия се продукт, по кухините между рудните късове, неговото движение може да е изместено от оста на трошачката или да бъде преустановено от голям не трошим къс, което не нанася никакви 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.



Фигура 9.10. Инерционна конусна трошачка с вибратор на вала и окачен вал на вътрешния конус
1-външен конус; 2- вътрешен конус; 3-вибратор

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.



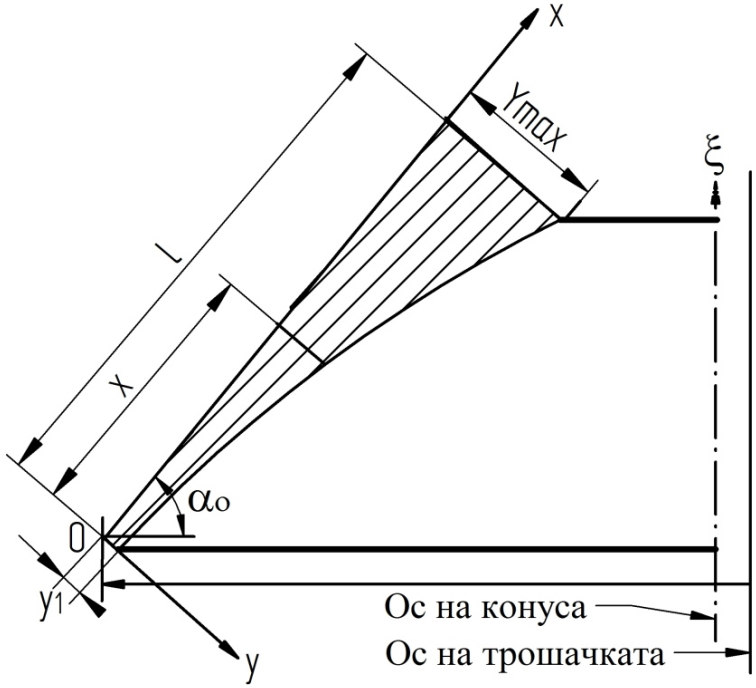
Фигура 9.11. Инерционна челюстна трошачка с вибратори в корпуса
1-дебалансен вибратор; 2-вътрешен конус; 3- външен конус

9.5. Основни технологични параметри на инерционните конусни трошачки.

Производителността на инерционните трошачки зависи от профила на трошачната камера и от динамичните параметри на взаимодействащите тела. На фигура 9.12 е

показана трошачната камера на конусна инерционна трошачка на която, образуващата на облицовката (бронята) на външния конус е свързана декартова координатна система XOY, оста OX има направление на горе към приемния отвор на трошачката и е допирателна към облицовката на облицовката (бронята) на външния конус, а оста OY е перпендикулярна на нея и има направление към конуса. Схемата показва случаят, при който двете облицовки (брони) са максимално близко една до друга.

Изхождайки от уточнената форма на профила на облицовката на конуса, то то може да бъде описана по следния начин:



Фигура 9.12. Трошачна камера на инерционна челюстна трошачка

$$\eta = \left[\left(1 - i_n^{\,1-m}\right) \frac{\chi\left(1 - \chi.\cos\alpha_0\right)}{b_n\left(1 - b_n.\cos\alpha_0\right)} + i_n^{\,1-m} \right]^{\frac{1}{m-1}}. \qquad (9.10)$$

Където:

$\chi = \frac{x}{2r}$ е относителната надлъжна координата на точките от образувателната на конуса (r -радиусът на долната част на чашата);

$\eta = \frac{y}{y_{\max}}$ - относителната напречна координата на точките от образувателната на конуса ($y_{\max}$ -стойността на координатата в приемното сечение на трошачната камера);

α_0-ъгъл на наклона на образователната на облицовката на чашата спрямо хоризонталната равнина;

$b_n = \frac{l}{2r}$-отношение на дължината на активната част на образуващата към диаметърът в долната част на облицовката на чашата;

$i_n = \frac{y_{\max}}{y_1}$ отношение на координатите в горното и долно сечение на трошачната камера;

m- степенен показател в уравнението на Годън-Андреев за гранулометричния характеристика на рудата.

На конфигурацията на профила на облицовката на конуса се налага ограничение произлизащо от изискването, че ъгълът на захващане не може да надвишава този на триене в приемната зона на трошачната камера.

$$\frac{\delta_P . i_n}{n-1}\left(1 - i_n^{1-m}\right)\frac{1 - 2b_n \cos\alpha_0}{b_n\left(1 - b_n \cos\alpha_0\right)} \le tg\varphi. \qquad (9.11)$$

Тук $\delta_P = \frac{y_1}{2r}$ защото $y_1 = h_1$(координатата в най-долното сечение на трошачната камера) е определяща за едрината на изходящия продукт.

След определяне на конфигурацията на профила на трошачната камера, следва да се определи пропускателната способност на различните сечения в камерата по височина (практически не повече от $10 \div 12$ сечения). Обемната производителност (пропускателната способност) на кое да е сечение се определя по формулата:

$$Q_V(\xi) = 188.n.D(\xi).h(\xi).S(\xi), m^3/h. \qquad (9.12)$$

Където:

$n, \min^{-1}$ е честотата на въртене на вала на дебаланса;

$D(\xi), m$ -среден диаметър на слоя със сечение в координата ξ;

$h(\xi), m$ - дебелина на слоя равна на разстоянието между облицовките при максимално сближаване;

$S(\xi), m$-пътят който изминава материала за един цикъл.

От всички величини участващи в най- трудно се

определя, $S(\xi)$ която зависи от честотата на въртене и амплитудата люлеене на точките от повърхността на конуса и чашата в сечение ξ, геометричната характеристика на това сечение, от свойствата на материала и др. Изчисляването на този параметър става с помощта на компютри.

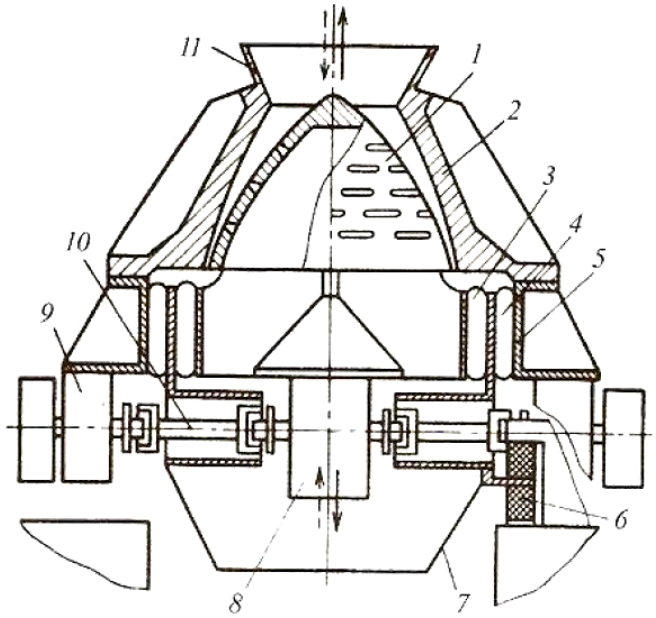
9.6. Описание на конструкциите на вибрационните конусни трошачки.

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.

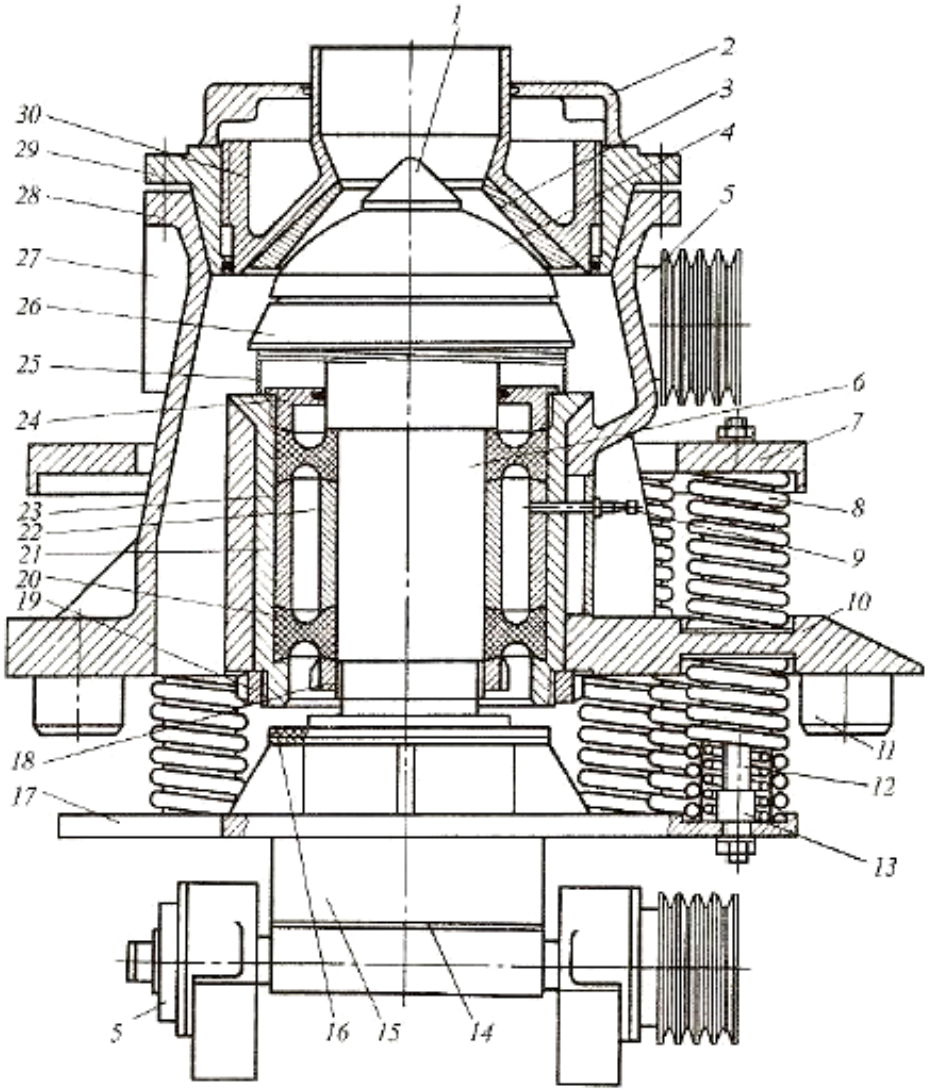
Във вибрационната трошачка (Фиг. 9.13) вертикалните колебания се обезпечават от вътрешен вибратор, твърдо закрепен на конуса и външните вибратори разположени на корпуса.



Фигура 9.13. Схема на вибрационна конусна трошачка
1-вътрешен конус; 2-външен конус; 3,4-еластични елементи; 5-корпус; 6-опорни амортесьори; 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 фигура 9.14 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.



Фигура 9.14. Вибрационна конусна трошачка със само синхронизиращи се вибратори

За повишаване на коравината на центриращия възел в кухините му се нагнетява въздух под налягане от штуцерът 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 чрез центрираща втулка 13, са поставени пакети винтови пружини 8.

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 формираши 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.

9.7. Основни технологични параметри на вибрационните конусни трошачки.

Съгласно приетите методики, обемната пропускателна способност $Q_V, m^3/h$ (производителност) на което и да е сечение с координати ξ, отстоящи на долу по оста на трошачката спрямо най-горното, се определя по формулата:

$$Q_V(\xi) = 1800\omega.D(\xi).h(\xi).S(\xi). \qquad (9.13)$$

Където:

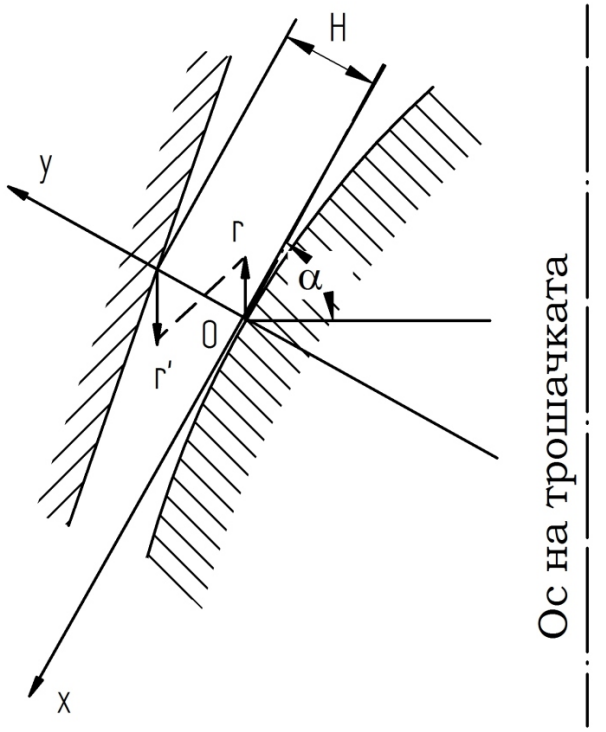
$\omega, rad/s$ е ъгловата скорост на люлеене на конуса;

$D(\xi), m$ - средния диаметър на смачкания слой материал с координати ξ;

$h(\xi), m$-дебелината на слоя в това сечение равна на разстоянието между броните при максимално сближаване;

$S(\xi), m$ - пътят който изминава материала за един цикъл на люлеене на конуса.

Една от особеностите на вибрационните конусни трошачки е наличието на вертикални вибрации на вътрешният конус и чашата (Фиг.9.15). Векторите r и r' показват направлението на колебанията на бронята на вътрешния конус и чашата. Оста X има направление по допирателната на образователната на конуса от разглежданото сечение надолу по посока на разтоварването на материала. Оста Y е перпендикулярна на оста с направление към бронята на вътрешният конус.



Фигура 9.15. Схема на сечението на трошачната камера на вибрационна конусна трошачка

Стойността на $h(\xi)$ в (9.13) е вертикалното колебание на подвижния конус и се определя от формулата:

$$h(\xi) = H(\xi) - \cos\alpha(\xi).\left(A' + A\right). \qquad (9.14)$$

Където:

$H(\xi)$ е разстояние между броните в неутрално положение в даденото сечение;

$\alpha(\xi)$- ъгъл на наклона на допирателната към конуса в даденото сечение;

A', A- амплитудите на люлеене на конуса и корпуса на трошачката.

Движението на материала в трошачната камера на вибрационните конусни трошачки се разглежда, като процес на вибрационно транспортиране на някакъв слой с дебелина $h(\xi)$, аналогично както това става в конусните и инерционните трошачки.

Уравнението описващо слоя както на няколко тела с маса има вида:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= m.g.\sin\alpha + m.A.\omega^2.cos\beta.\sin(\omega.t) - N'\sin\gamma - F - F'.\cos\gamma; \\ m\ddot{y} &= -m.g.\cos\alpha + m.A.\omega^2.\sin\beta.\cos(\omega.t) - N'\cos\gamma + N + F'\sin\gamma. \end{aligned} \quad (9.15)$$

Където:

g е земното ускорение;

α - ъгъл на наклона на оста към хоризонта;

ω -ъгловата честота на люлеене на конуса;

β -ъгълът на вибрации на конуса;

N, N' -нормални реакции съответно на конуса и корпуса;

γ - ъгъл на захващане;

F -сила предавана от конуса към материала;

F' - сила на триене по конуса.

Задачата се свежда до определянето на пътя изминат от материала в даденото сечение, посредством поетапното интегриране на уравненията на движение, в зависимост от условията, характеризиращи това движение в даденият момент от време.

Най-характерни са свободният полет (когато липсва контакт с облицовките) на материала и пързалянето по една от облицовките в двете направления. При свободен полет на материала липсва контакт с двете облицовки и тогава:

$$N = N' = F = F' = 0. \quad (9.16)$$

Следователно уравнението на полета придобива вида:

$$\begin{cases} \ddot{x} - g.\sin\alpha + A.\omega^2.\cos\beta.\sin(\omega.t); \\ \ddot{y} = -g.\cos\alpha + A.\omega^2.\sin\beta.\sin(\omega.t). \end{cases} \quad (9.17)$$

След интегриране на (9.17), пътят и скоростта на материала може да се определят по следните формули:

$$x = g.\Delta^2.\frac{\sin\alpha}{2\omega^2} - A.\cos\beta\left(sin\tau_{k+1} - \sin\tau_k\right) + A.\cos\beta.\Delta.\cos\tau_k +$$

$$+\dot{x}(\tau_k)\frac{\Delta}{\omega} + x(\tau_k);$$

$$\dot{x}(\tau_{k+1}) = g.\Delta.\frac{\sin\alpha}{\omega} - A.\omega.\cos\beta\left(\cos\tau_{k+1} - \cos\tau_k\right) + \dot{x}(\tau_{k+1}); \quad (9.18)$$

$$\dot{y}(\tau_{k+1}) = -g.\Delta.\frac{\cos\alpha}{\omega} - A.\omega.\sin\beta\left(\cos\tau_{k+1} - \cos\tau_k\right) + \dot{y}(\tau_{k+1});$$

$$y(\tau_{k+1}) = -g.\Delta^2.\frac{\cos\alpha}{2\omega^2} - A.\sin\beta\left(\sin\tau_{k+1} - \sin\tau_k\right) +$$

$$+A.\sin\beta.\Delta.\cos\tau_k + \dot{y}(\tau_k)\frac{\Delta}{\omega} + y(\tau_k).$$

Където:

τ_k и τ_{k+1} са достатъчно близки безразмерни моменти от време;

Δ - стъпка на интегриране.

Уравнението на движение при пързаляне на материала по облицовката (бронята) в двете направления може да бъде описано по следния начин:

$$\ddot{x} = \frac{g.\sin(\alpha \pm \varphi)}{\cos\varphi} + \frac{A.\omega^2.\cos(\beta \pm \varphi)}{\cos\varphi}\sin(\omega.t). \quad (9.19)$$

Пътят и скоростта могат да бъдат определени по формулите:

$$x(\tau_{k+1}) = \frac{g.\sin(\alpha \pm \varphi)}{2\omega^2.\cos\varphi} + \frac{A.\cos(\beta \pm \varphi)\cos\tau_k}{\cos\varphi}\Delta -$$

$$-\frac{A.\cos(\beta \pm \varphi)}{\cos\varphi}\left(\sin\tau_{k+1} - \sin\tau_k\right) + \frac{\dot{x}(\tau_k)\Delta}{\omega} + x(\tau_k); \quad (9.20)$$

$$\dot{x}(\tau_{k+1}) = \frac{g.\sin(\alpha \pm \varphi)}{\omega.\sin\varphi}\Delta - \frac{\Delta.\omega.\cos(\beta \pm \varphi)}{\cos\varphi}\left(\cos\tau_{k+1} - \cos\tau_k\right) + \dot{x}(\tau_k).$$

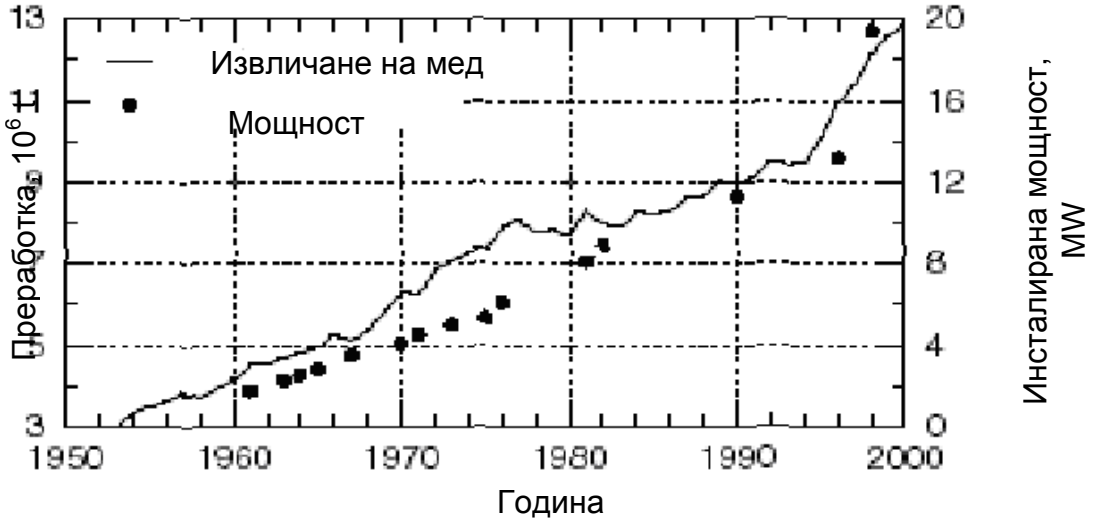
Където $\varphi = arctg\tau$ е ъгълът на триене при хлъзгане.

10. БАРАБАННИ МЕЛНИЦИ

10.1. Принцип на действие и конструктивен преглед на барабанните мелници

Смилането на материали е промишлен процес, намиращ приложение в строителната, минно-обогатителната, химическата, багрилната, хранително-вкусовата и други промишлености. Смилането е крайната фаза на процесите на редукция на размерите на материалните частици или крайна фаза в разкриването на минералните зърна. Като краен продукт на процеса смилане се използват зърно метрични класове с размери под 100 μm. Строителните технологии употребяват инертни материали, необходими за облицовки и пълнители, както и материали, използвани за свързващи вещества в сухи смеси. Това са главно неметални материали със средна твърдост. Обогатителните технологии употребяват смлени минерали в голямата си част с метално съдържание, със средна до висока твърдост на смилания материал.

Първите барабанни мелници, които са въведени в експлоатация в края на 19 век са топкови мелници с камъни и порцеланови топки като мелещи тела. Тези мелници са имали размери 1 метър диаметър и 1 метър дължина. Постоянно нарастващото търсене на суровини и в същото време намаляване на концентрацията на метали в разработените находища има като последица [11] (графика 10.1) въвеждане в експлоатация на по голямо габаритни и мощни обогатителни съоръжения. Развитието е довело през последните десетилетия до непрекъснато нарастване на размерите на мелниците.



Графика 10.1

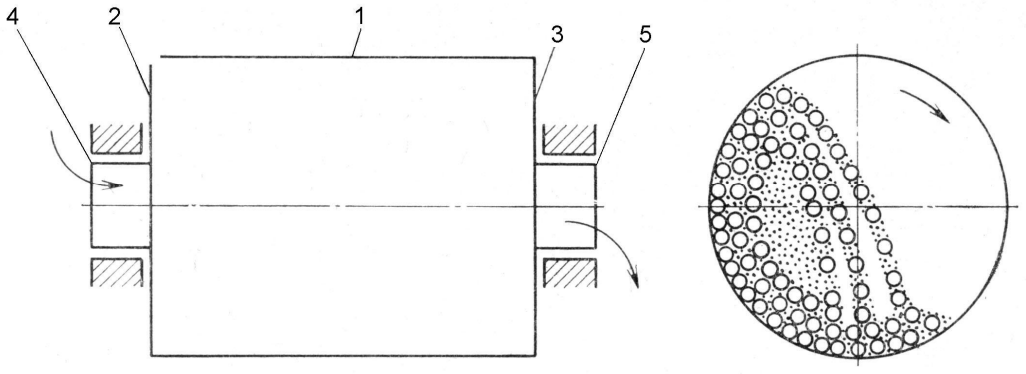
Това става възможно както и поради промяната на историческата концепция за оформяне на мелниците, така също и чрез прогреса в лагеруващата и задвижващата техника. Днешните размери на диаметрите на мелниците при обогатяването на рудите за тръбна мелница са в границите 5 до 11 метра и за топковите мелници между 2.5 и 6 метра. Понастоящем най-големите мелници са построени с диаметър 12.2 и дължина 6.7 метра. Задвижването на тези машини става от пръстеновиден електрически мотор с инсталирана мощност. 19.4 MW.

Основание за въвеждането на по-големи мелници в обогатителните фабрики са по-ниските капитални и експлоатационни разходи отнесени към един тон смляна суровина.

Там където по-рано са работели много на брой малки мелници, сега в съвременните обогатителни комплекси може да се видят само по една или две голямо габаритни машини.

От казаното до момента е видно, че барабанните мелници са едни от най-енергоемките и тежки съоръжения използвани в минната промишленост. Те разполагат с тежки и скъпи резервни части, използват като смилаща среда най-често топки или пръти, които заедно с облицовките се износват и водят до големи икономически капиталовложения.

Барабанната мелница (Фиг.10.1) се състои от барабан 1 и страничните дъна 2 и 3, към които са закрепени кухите шийки 4 и 5. Чрез шийките мелницата се монтира на лагери, позволяващи свободното и въртене около хоризонталната ос.



Фигура.10.1. Схема на барабанна мелница

В мелницата се поставят определено количество смилащи тела. Те се увличат от въртящия се барабан в резултат на силата на триене и се издигат до определено ниво, откъдето падат или се свличат надолу. Постъпилия в мелницата

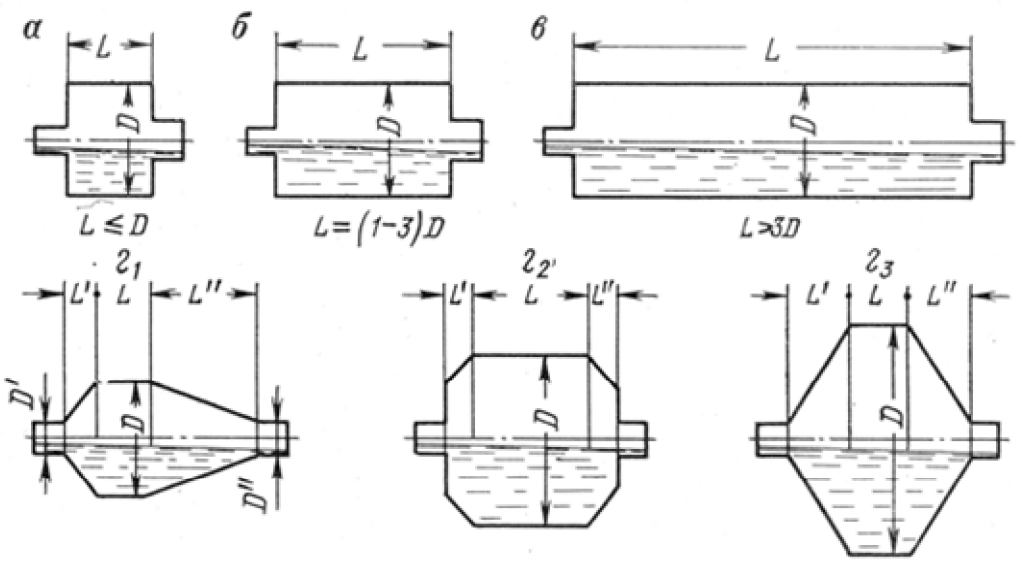
материал се смила чрез удар, стриване и смачкване под действието на смилащата среда. Работата на мелницата се осигурява чрез непрекъснатото движение на материала, който постъпва през едната, а се разтоварва през другата шийка.

В зависимост от формата на барабана, мелниците биват цилиндрични (Фиг. 10.2.а,б,в) и цилиндрично конични (Фиг. 10.2.г$_1$,г$_2$,г$_3$). Първите се разделят на къси, дълги и тръбни. Късите барабанни мелници са тези при които дължината на барабана е по–малка или равна на диаметъра му. Дългите са тези при които дължината е между 1 и 3 пъти по-голяма от диаметъра на барабана. Тръбни са тези барабанни мелници при които дължината на барабана е три или повече пъти по-голяма от диаметъра му.

В зависимост от смилащата среда барабанните мелници са прътови, топкови, чакълни, автогенни и полуавтогенни. Освен това барабанните мелници могат да бъдат еднокамерни или многокамерни.

Еднокамерните барабанни мелници се явяват като основно оборудване за смилане на руди в обогатителните фабрики. Според начина си на разтоварване те биват:

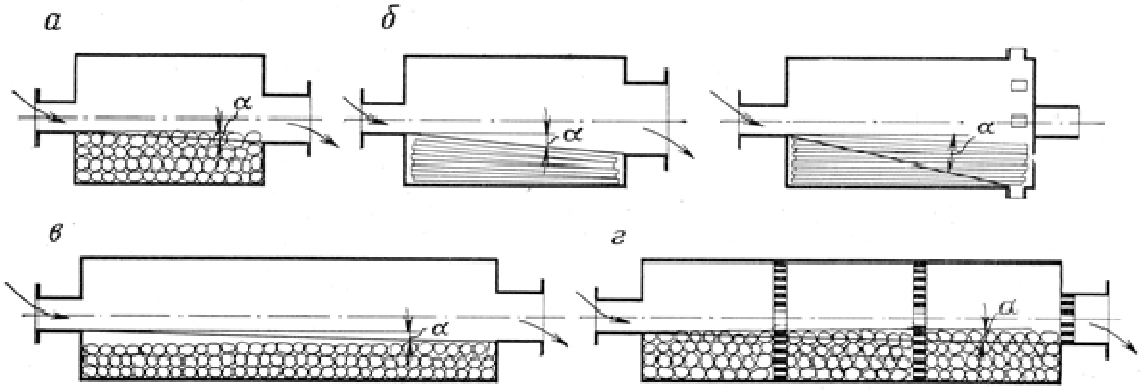
- с централно разтоварване или чрез изливане (Фиг.10.3.а,б);
- разтоварване чрез решетка (Фиг. 10.4);
- разтоварване чрез периферна решетка (Фиг.10.5).



Фигура 10.2. Форма на барабана на барабанните мелници

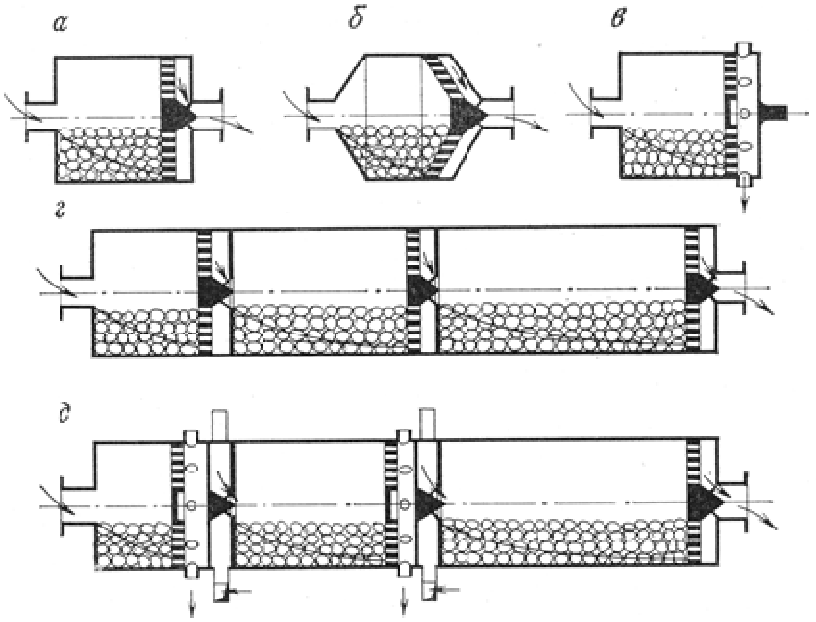
В мелниците с централно разтоварване се използват топки или пръти като смилаща среда. Отделянето на смления продукт в тези мелници става чрез изливане на пулпа през едната шийка. Диаметъра на шийките на мелницата е много

по малък от диаметъра на барабана, като по този начин се постига високо ниво на пулпа и за това тези мелници са известни и като мелници с високо ниво на пулпа или мелници от изливен тип.



Фигура 10.3.Барабанни мелници с централно разтоварване

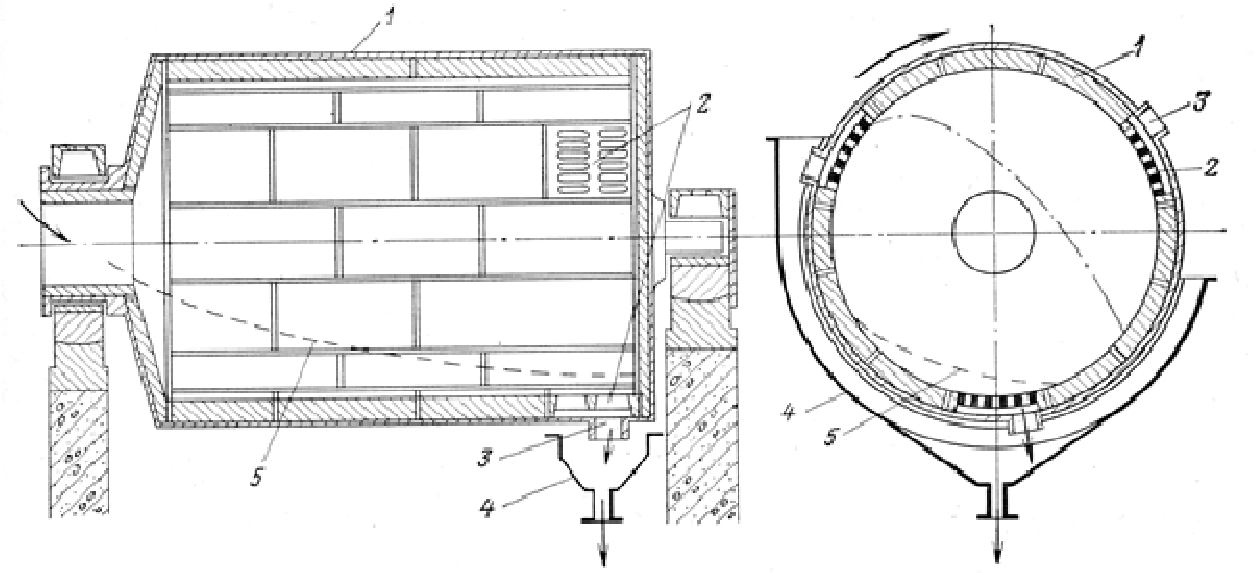
В мелниците с решетка се използват топки, чакъл или те са полу автогенни или автогенни. Отделянето на смления продукт от работния обем на мелницата става като материала преминава през правоъгълните или кръгли отвори на решетката и постъпва в пулпоприемната камера и пулпоподемното (елеваторно) устройство, намиращо се между решетката и дъното на барабана. При въртенето на барабана смления продукт преминава през решетката в пулпоприемната камера, а оттам се издига от елеваторното устройство и се излива в разтоварната гърловина на мелницата.



Фигура 10.4.Барабанни мелници с разтоварване чрез решетка

Това дава възможност да се поддържа ниско ниво на пулпа в мелницата, което съществено повишава ефективността на ударното въздействие на смилащата среда. Мелниците от този тип се наричат също мелници с принудително разтоварване или мелници с ниско ниво на пулпа.

Мелниците с разтоварване чрез периферна решетка се използват за ниско ниво на пулпа в барабана при работа на мелницата със свръхкритична честота на въртене тоест когато елеваторното пулпоподемното устройство повишаване на центробежните сили, въздействащи на разтоварващия се пулп или при ограничена влажност на смилания материал (Фиг. 10.5).



Фигура 10.5. Барабанни мелници с разтоварване чрез периферна решетка

1 – барабан; 2 – разтоварна решетка; 3 – разтоварна тръба; 4 – сборник; 5 – ниво на пулпа.

Мелниците с периферно разтоварване чрез сито имат барабан, цилиндричната повърхност на които са разположени решетъчни отверстия. Смеленият продукт от камерата за смилане през отверстия между облицовъчните плочи попада на сито което пропуска готовият продукт.

Към еднокамерните мелници се отнасят и барабанните ролкови мелници, представляващи хоризонтално разположен въртящ се барабан със свободно движещи се в него една или няколко масивни ролки или валци търкалящи се по вътрешната повърхност на барабана.

Многокамерните въртящи се барабанни мелници са от изливен тип и с разтоварване чрез решетка. При тях

вътрешния обем на барабана е разделен с вертикални решетъчни прегради, чиито отвори обезпечават преминаването само на смления продукт и в същото време не допускат смесване на смилащата се среда (Фиг. 10.3.г).

В многокамерните мелници с разтоварване чрез решетка смаленият продукт от всяка камера посредством елеваторен подемник се предвижва по оста на барабана във следващата камера (Фиг.10.4г), което позволява да се подържа ниско ниво на пулпа във всяка камера и това води до повишаване на ефективността на смилането.

Многокамерните мелници с решетка и с между камерни входове - изходи (Фиг.10.4 д) са предназначени за много стадийно смилане със затворен цикъл в една машина или за смилане на два или повече продукта в една мелница. В тези мелници междукамерното устройство се състои от разтоварна решетка, камера за изпускане на смаленият продукт или елеваторен подемник за прехвърляне на продукта в следваща камера и захранваща камера с конусен захранвач.

Многокамерните мелници с решетка и с радиално разделяне на последната камера на няколко изолирани сектора се изработват с цел да се интензифицира процеса на смилане в последната камера и се използва при смилане в открит цикъл.

Въртящите се барабанни мелници най често се монтират върху два лагера чиито шийки са гърловините на мелницата или самия барабан на машината. При някои конструкции барабана лежи върху ролки, като се опира върху тях посредством бандажи. Най-разпространени са мелниците с лагеруване на гърловините. Недостатък на тази конструкция е необходимостта от значителна здравина на гърловините, трудности при влизането в барабана при ремонт и значително удължаване на пътя на смления продукт.

Лагеруването на опорни ролки позволява свободен достъп до барабана и лесна промяна на разтоварното устройство. Тези предимства имат и мелниците лагерувани с лагери, чиито шийки са на барабана.

Кинематични схеми показващи различните начини на задвижване и лагеруване на барабанните мелници са показани на фигура 10.6.

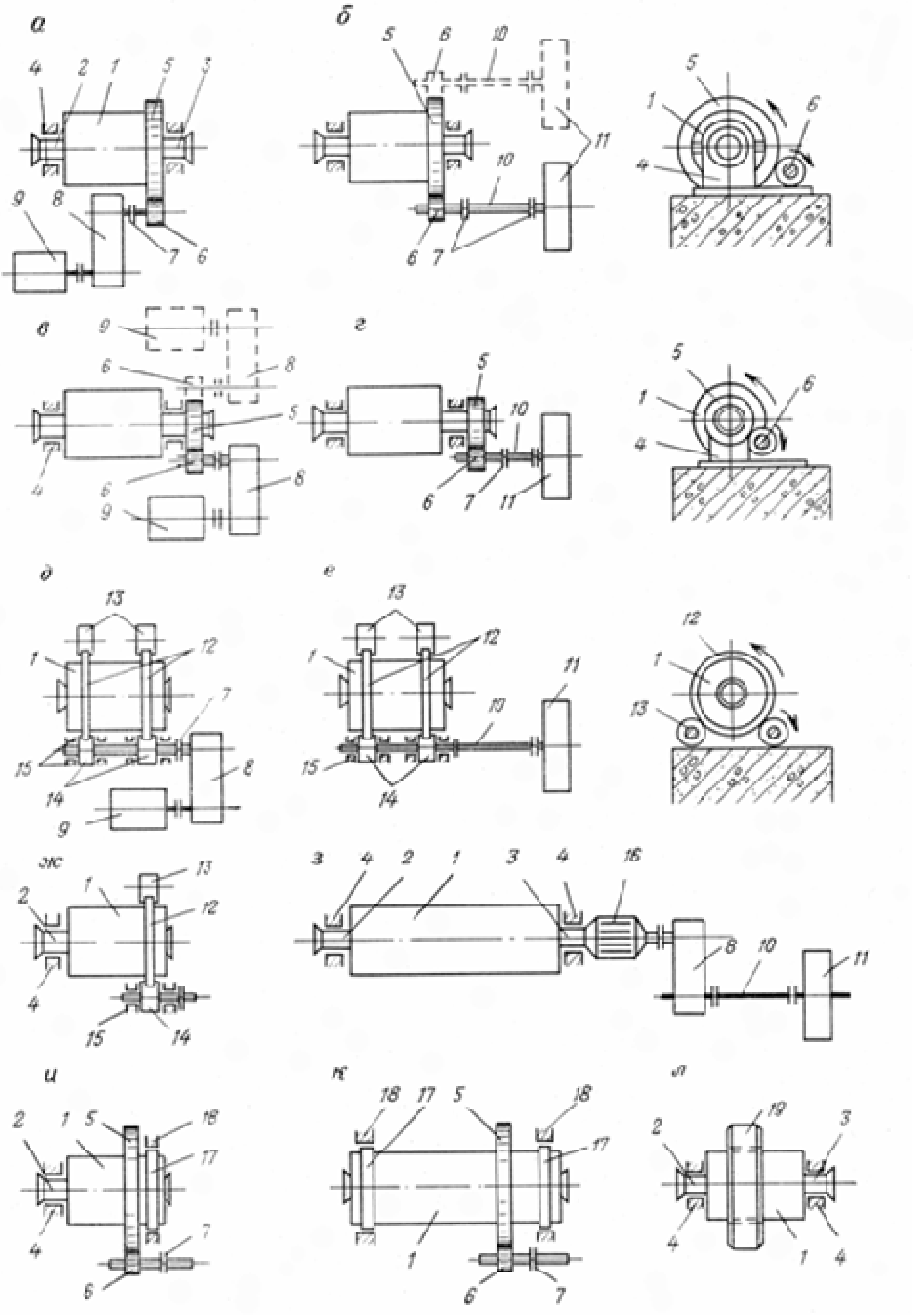
Задвижването на барабана посредством зъбна предавка е най – разпространено, при конструкция със зъбен венец разположен върху барабана (Фиг.10.6а,б,и,к), както и върху гърловината на мелницата (Фиг.10.6в,г). Задвижването на

зъбният венец става от малко зъбно колело монтирано на вал задвижван от редуктор (Фиг.10.6 а,в,д) или непосредствено от двигател чрез съединител (Фиг.10.6 б,г,е).

Мелниците с големи габарити и маса разполагат с два задвижващи механизма (Фиг.10.6 б,в) или с ниско оборотни двигатели с регулируема честота на въртене.

Барабаните на мелниците с фрикционно задвижване (Фиг.10.6 д,е,ж) и (Фиг.10.7) получават въртящ момент от въртящи се опорни ролки.

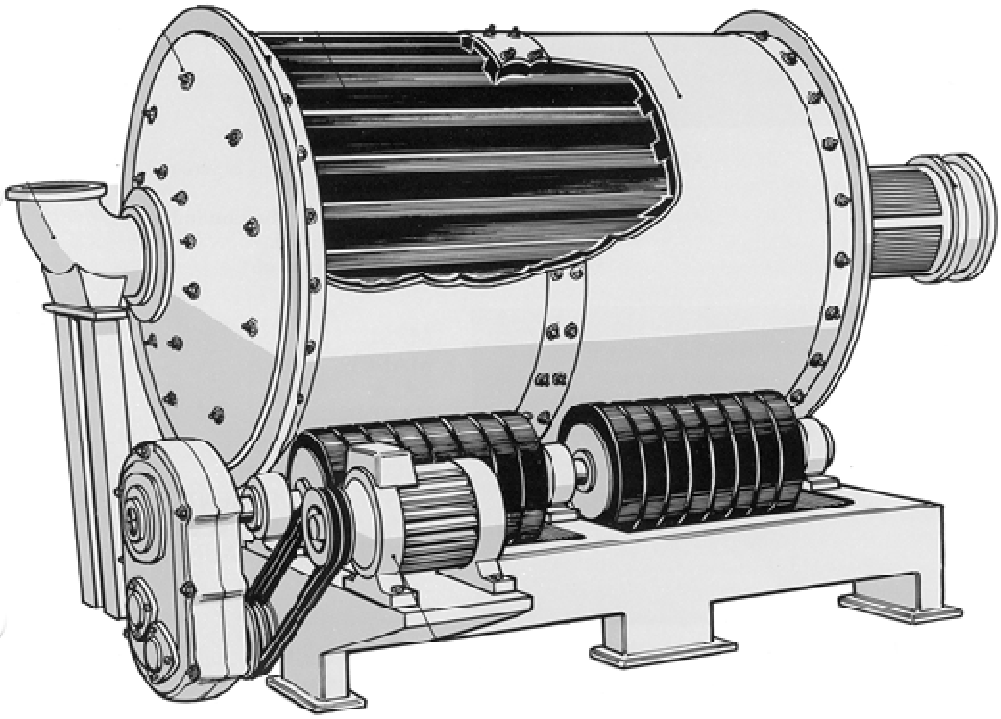
Барабанът на тръбните еднокамерни и много камерни мелници се задвижва от съединител разположен между редуктора и разтоварената камера на мелницата (Фиг.10.6.з).



Фигура 10.6.Задвижване на барабанните мелници

Друг вид задвижване на барабанните мелници е показано на (Фиг.10.6.л). При него липсва зъбна предавка, като ротора на двигателя е монтиран върху барабана на мелницата. Този вид задвижване има някои недостатъци от гледна точка на експлоатацията на мелницата, а именно възможност за намокряне на намотките на двигателя при теч от барабана и изискване за изключително точен монтаж с цел постоянна въздушна хлабина на двигателя.

Въртящите се барабанни мелници се изработват с барабани с различни размери. В показаните от фирмите производителки типоразмери се включват вътрешен диаметър на барабана без облицовката и дължината на барабана, по които може да се пресметне обема на мелницата.



Фигура 10.7.Барабанна мелница с фрикционно задвижване

Според обема си мелниците се разделят (Таблица 10.1)на следните видове:

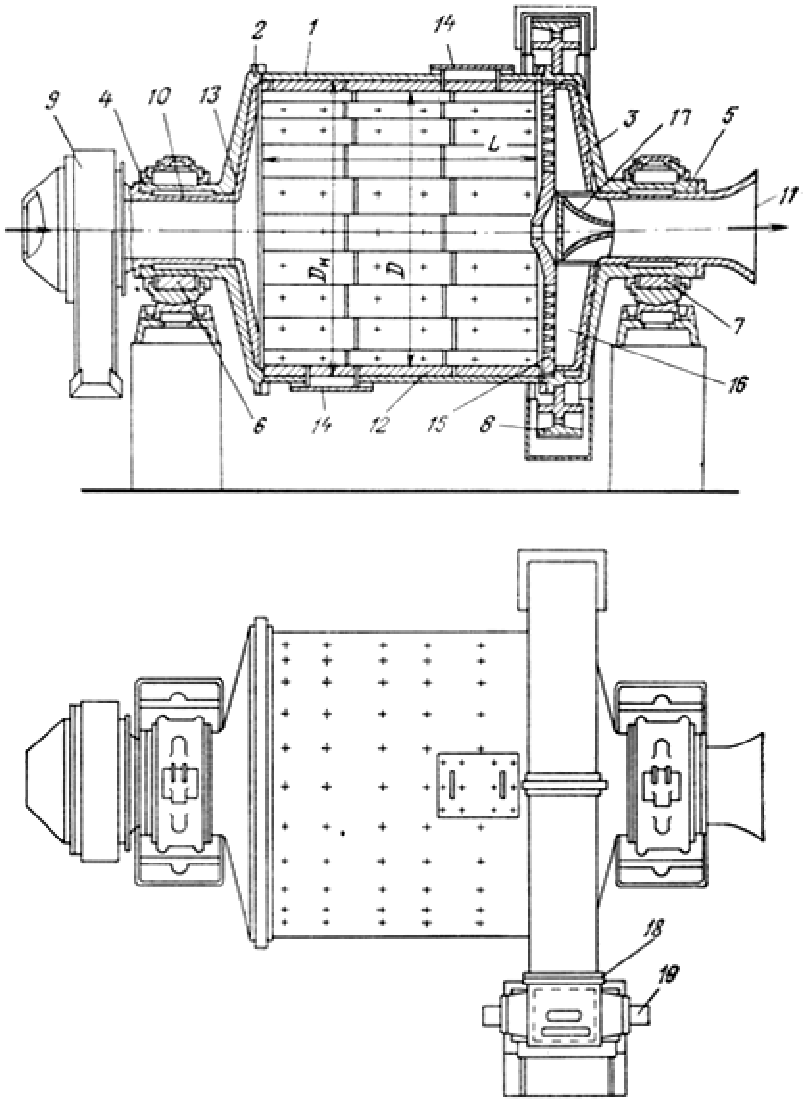
Таблица 10.1

Лабораторни с обем на барабана	до 100 dm^3
Полупромишлени с обем	до 500 dm^3
Промишлени от малък типоразмер	от 0,5 до 25 m^3
Промишлени среден клас	от 25 до 50 m^3
Промишлени голям размер	от 50 до 250 m^3
Промишлени с особено големи размери	над 250 m^3

В съвременните обогатителни фабрики най – голямо приложение са намерил и барабанните мелници от среден и голям типоразмер.

Топковите мелници с разтоварване чрез решетка се използват за смилане за ситен (5-30 mm) материал с едностадийно смилане съвместно с класификатор, който най-често е механичен класификатор или хидроциклон.

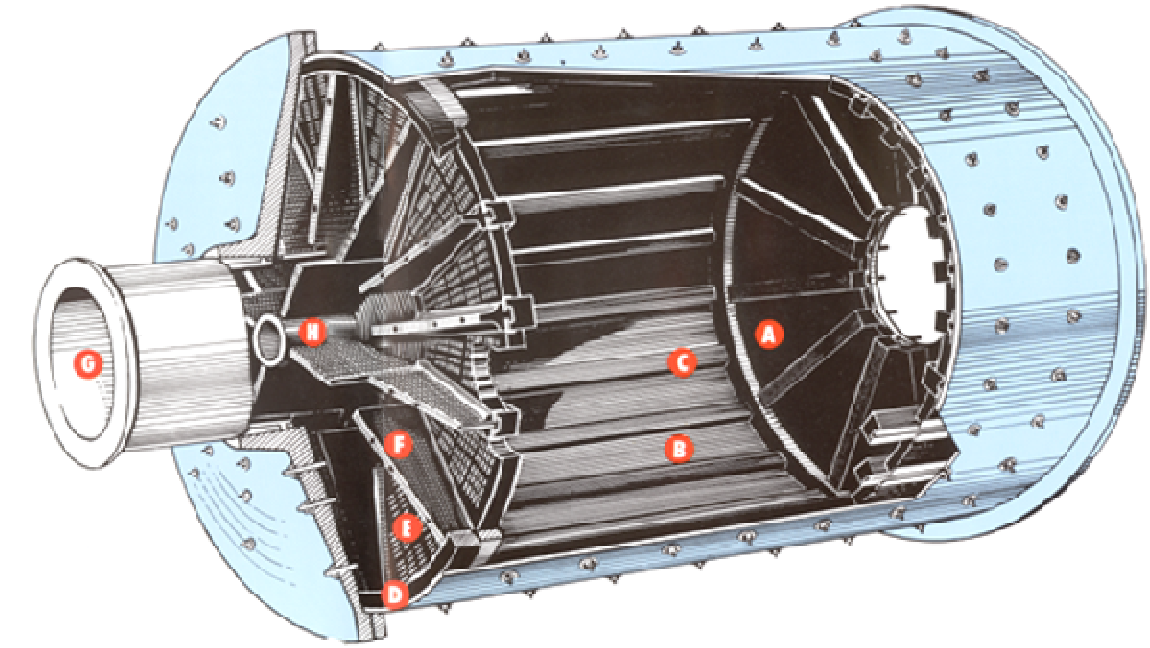
Оборотите на барабана на тези мелници е $75 \div 86\%$ от критичните но фирмите производителки ги правят със строго определена честота на въртене. Масата на мелницата не зависи от условията при които тя работи. На фигура 10.8 е показана такава мелница.



Фигура 10.8. Барабанни мелници с разтоварване чрез решетка
1 – барабан; 2 - дъно; 3 – разтоварна камера; 4,5 –гърловини; 6,7 – лагери; 8 - зъбен венец; 9 – комбиниран захранвач; 10,11 – захранващи и разтоварни втулки; 12 – облицовки на барабана; 13 – облицовки на дъната; 14 – люк; 15 – разтоварна решетка; 16 – елеваторен подемник; 17 – разтоварен конус; 18 - малко зъбно колело; 19 – вал.

На фиг.10.9 е показан само барабана на барабанна мелница с разтоварване чрез решетка, на която позициите са с буквено означение и са следните:

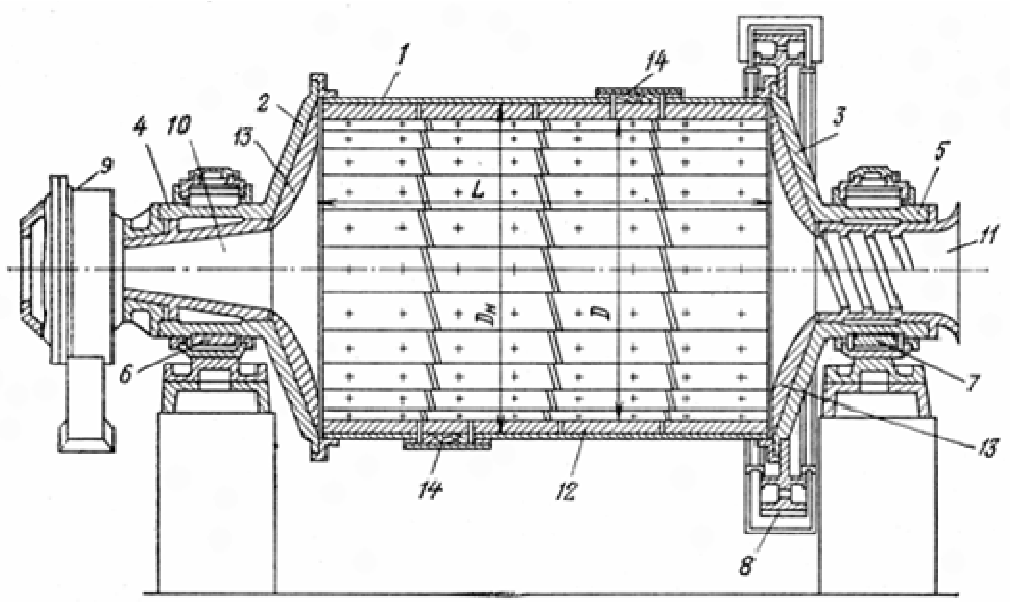
- A – дъно от към захранващата страна;
- B – барабан на мелницата;
- C – облицовка на барабана;
- D – пръстен;
- E – решетка;
- F – лопатка на елеваторният подемник;
- G – гърловина;
- H – тръба.



Фигура 9.9.Барабан на мелница с решетка

Топковите мелници с централно разтоварване се използват за едно и многостадийно смилане за продукти с едрина от 5 до 30mm и смилането му до 0,05mm. Мелниците от този вид са конструктивно еднакви с мелниците с решетка, като единствената разлика е в разтоварното устройство. Разтоварването на пулпа при тези мелници става чрез изливане на същия през гърловината. Движението на пулпа се обуславя от денивелацията получена в барабана от различният диаметър на задната и предната гърловина. Запълването на барабана с топки определя диаметъра на разтоварната гърловина. За да се поставят в барабана на мелницата необходимото количество топки и те да не се разтоварват

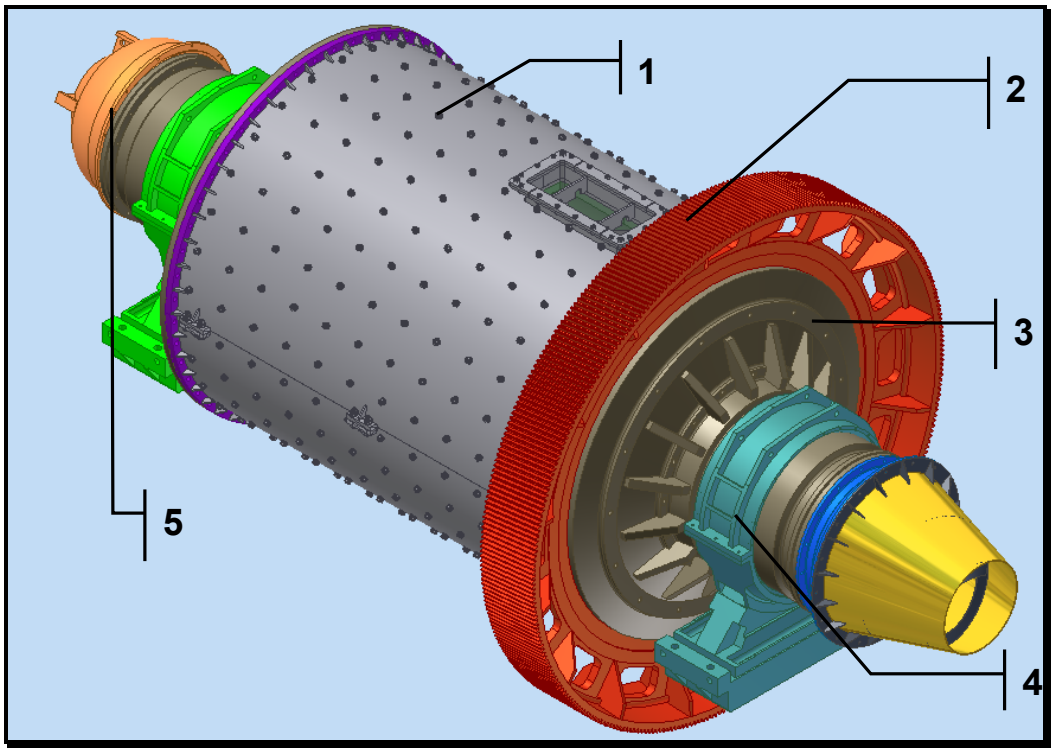
заедно с пулпа тези мелници имат или диафрагма с отвори или вътрешен спирален шнек. Такава мелница е показана на фигура 10.10.



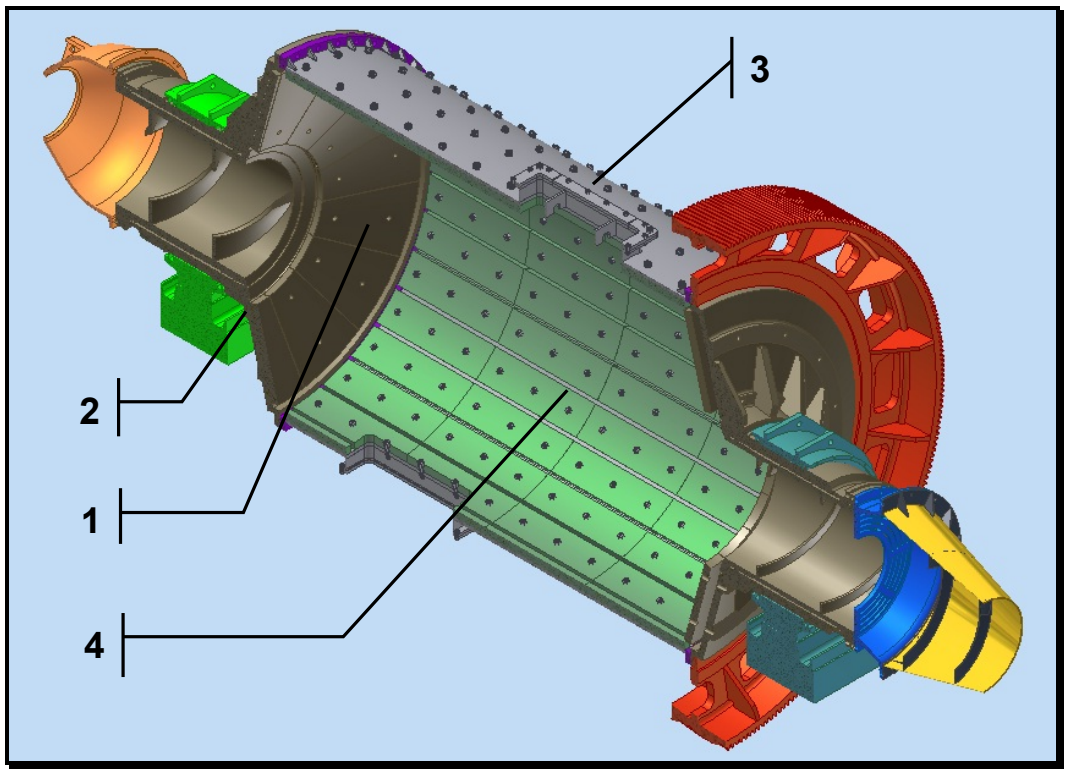
Фигура 10.10. Барабанна топкова мелница с централно разтоварване
1 – барабан; 2,3 – дъна; 4,5 – гърловини; 6,7 – опори лагерни; 8 – венец зъбен; 9 – захранвач; 10 – конус; 11 – разтоварваш шнек; 12 – облицовка на барабана; 13 – облицовка на дъната; 14 – люк.

На фигура 10.11 е показан триизмерен компютърен модел на барабанна топкова мелница тип МТЦ 4,5х6 работеща в най-големите обогатителни фабрики в България – „Елаците" и „Асарел-Медет". На фигура 10.12 е показан разрез на CAD модел на сглобената единица „барабанна мелница", който е изграден на базата на 3D моделите на детайли, създадени в програмна среда на SolidWorks както следва:

За дефиниране на физикомеханични параметри на отделните детайли е използвана както библиотечната база на програмата по стандартите на DIN, така и специално създадената база данни за материали по БДС 5785. Някой елементи като само нагаждащите се лагери са моделирани опростено, при точно спазване на монтажните размери и данните за физикомеханичните параметри.



Фигура 10.11. Модел на мелница МТЦ 4,5х6
1 - барабан; 2 – зъбен венец; 3 – челна стена задвижваща;
4 – лагер преден; 5 – захранвач



Фигура 10.12. Разрез на модел на мелница МТЦ 4,5х6
1 – челна стена захранваща; 2 – лагер заден;
3 - капак; 4 – облицовки

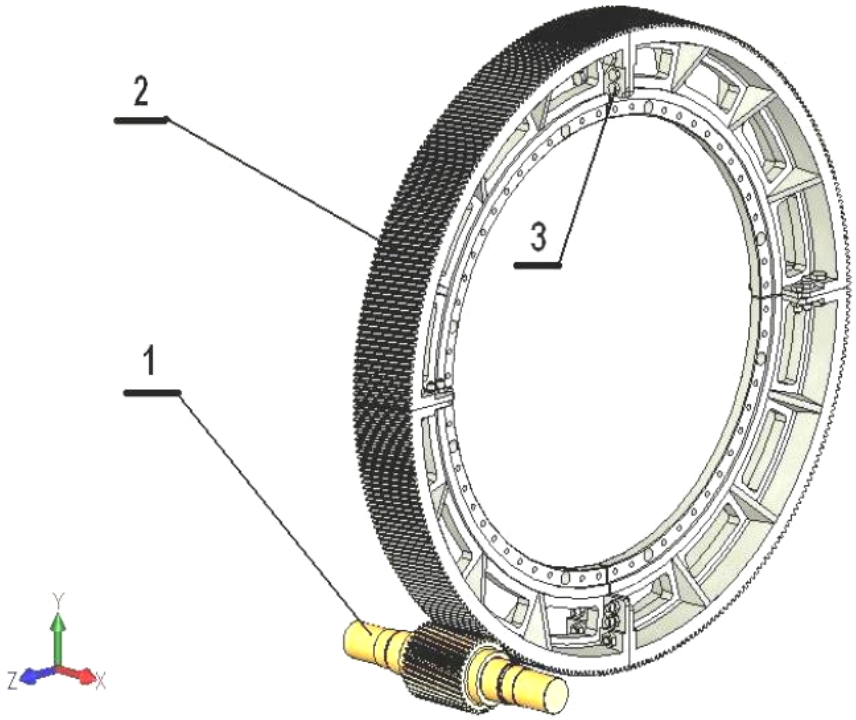
Основните възли на мелницата са:

Двигател

Използваните двигатели за задвижване на този тип мелници са синхронни трифазни с мощност $N_{ДВ} = 2500kW$. При тях пусковия процес става в две фази. Първоначално пускането е асинхронно, т.е. както при асинхронните двигатели и след достигане на съответните обороти се подава ток в роторната намотка с цел влизане в синхронизъм.

Задвижване

Задвижването на мелничния барабан се осъществява чрез синхронен двигател с мощност 2500kW, който посредством съединител задвижва водещия вал 1 на зъбната предавка (Фиг. 10.13). На същата фигура може да се види и зъбния венец 2, който предава движението на барабанния мелничен корпус.



Фигура10.13. Задвижване на мелницата

Основните технически параметри на зъбния предавателен механизъм са дадени в таблица 10.2, а на фигура 10.14 могат да се видят характерните конструктивни особености на зъбните сектори, от които е сглобен венецът чрез специални болтови съединения.

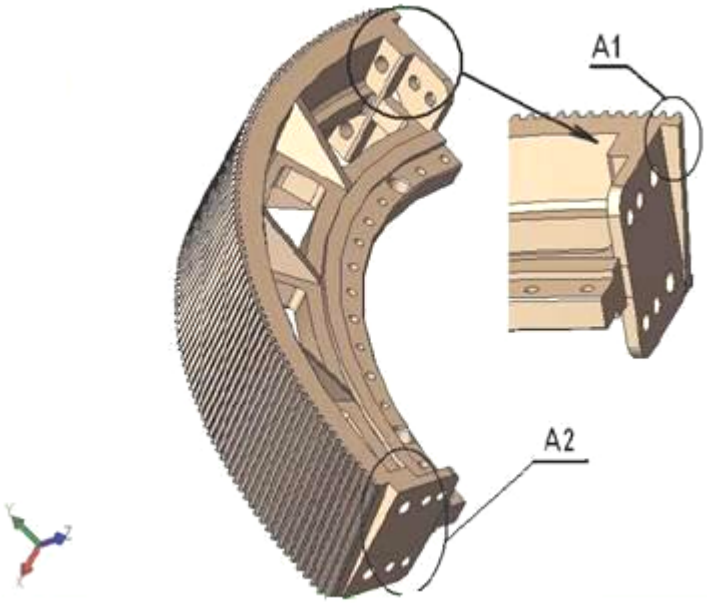
Поради тези причини, най – честите повреди са напукване и чупене на зъби, както и късане на зъбния вал около лагерните шийки. За зъбния венец е особено характерно интензивното износване на зъбите до степен, при която сечението на зъбите добива триъгълна форма.

Таблица 10.2

Параметър	**Водещ вал**	**Водим вал**
Делителен диаметър,mm	753	6395
Брой зъби, бр.	35	316
Ъгъл на наклона на зъба, ^{0}	6^o	6^o
Маса , kg	4650	26000
Въртящ момент (максимален), kNm	160	1445
Честота на въртене, s^{-1}	2,44/2,51	0,263/0,278

Тази съставна конструкция се определя от технологични предпоставки, свързани с изработването на венеца, който е с големи габаритни размери.

Главен недостатък на това техническо решение е намалената коравина на зъбите над конзолния праг поради намаленото от въздушната междина, сечение в областта A1 (Фиг. 10.14).

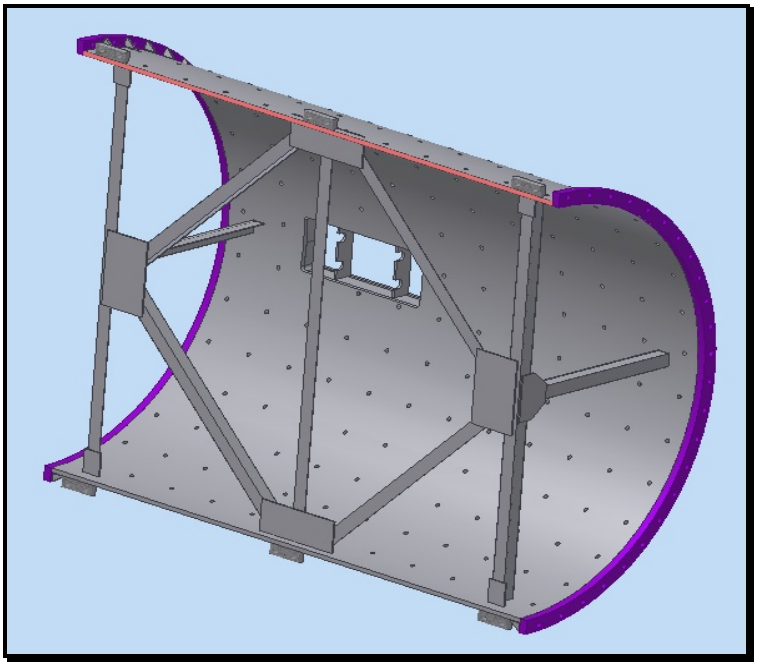


Фигура 10.14. Сектор от зъбният венец

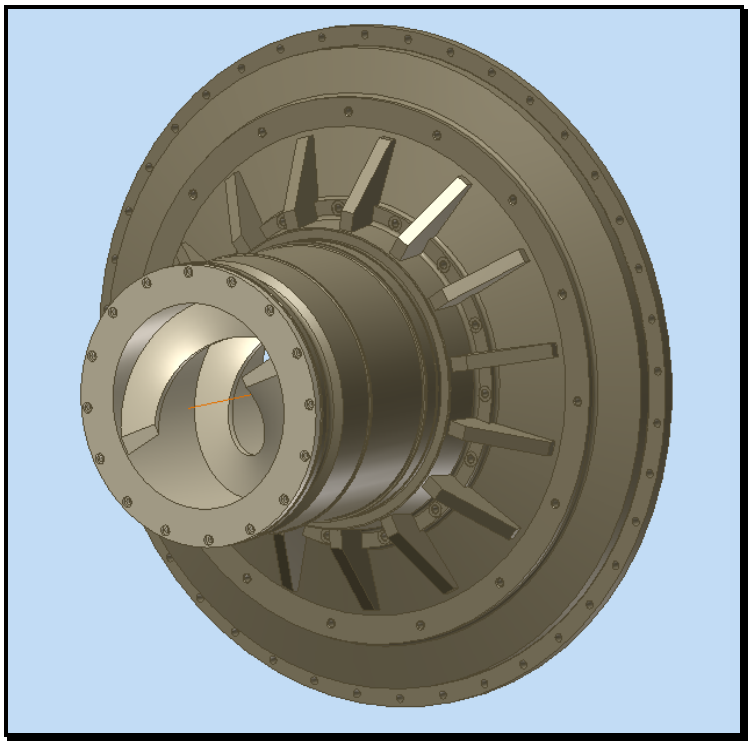
От своя страна посочените особености създават предпоставки за увеличена деформация и повишени локални напрежения в и около зъбите от тази област. Описаният механизъм представлява открита цилиндрична зъбна предавка с наклонени зъби. От техническите данни в таблица 10.2 се вижда, че това е ниско скоростна и силно натоварена механична предавка, която работи при относително малка динамика на преходните и установени режими, но при силно влошени условия за ефективно смазване и защита от агресивно външно въздействие на работната среда.

Барабан

Барабанът е заварена стоманена конструкция, която се отличава с малък брой на елементите, тежка технология за изработване поради големите си габарити и маса (Фиг.10.15). Барабанът се облицова със стоманени плочи (брони), които го предпазват от износване. Плочите се закрепват към барабана посредством болтове и гайки, поради което барабана се изработва с отвори (Фиг.10.15).



Фигура 10.15. Разрез на барабана



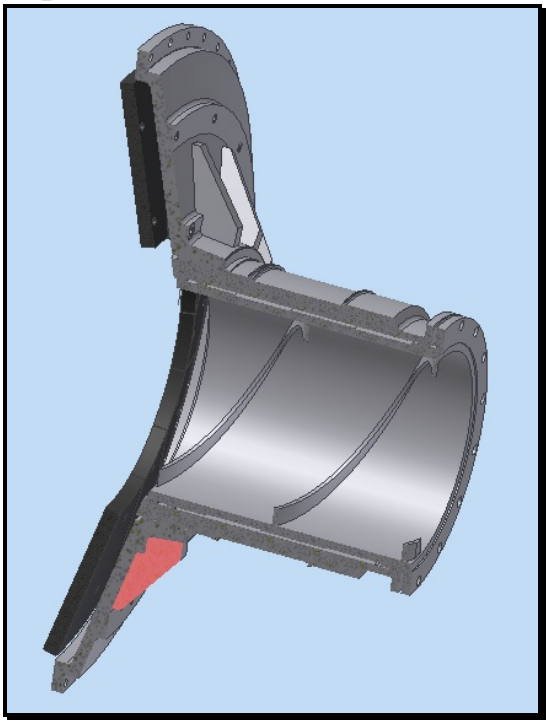
Фигура 10.16. Челна стена задвижваща

Челна стена задвижваща

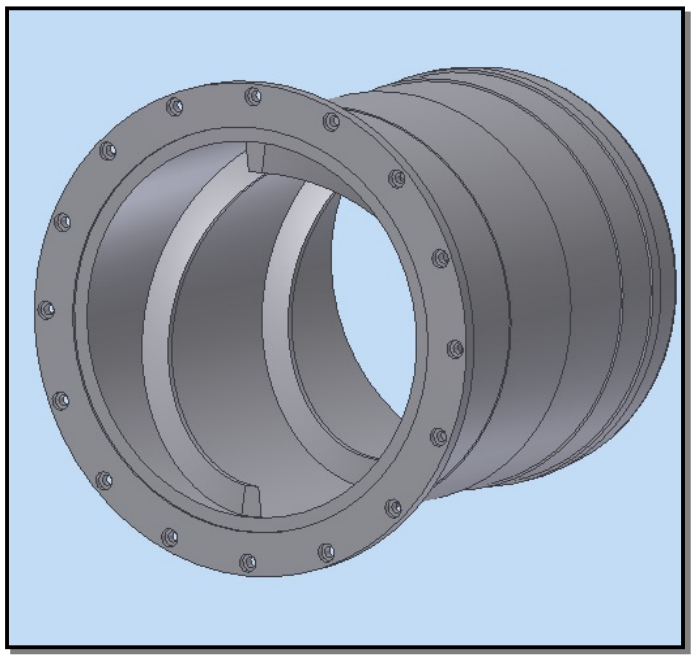
Челната стена задвижваща (предно дъно) - Фиг. 10.16 се захваща фланцово към барабана на мелницата и зъбният венец. Тя също има отвори посредством които се монтират облицовъчните плочи (брони-шарани).

Челна стена захранваща

Челната стена захранваща (задно дъно) - Фиг.10.17 се захваща фланцово към барабана на мелницата. Тя също има отвори посредством които се монтират облицовъчните плочи (брони-шарани). Част от нея е захранващата тръба 2 (Фиг.10.18), която служи за по-лесно постъпване на рудата в барабана на мелницата.



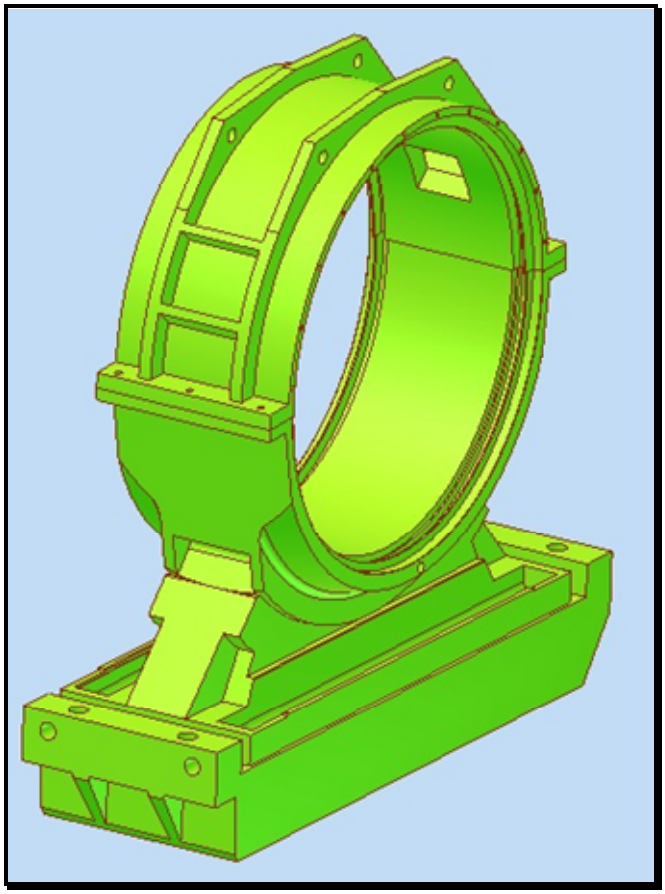
Фигура 10.17. Челна стена захранваща



Фигура 10.18. Тръба захранваща

Лагери

Лагерите са плъзгащи, само нагаждащи се (Фиг. 10.19) с бабитна заливка върху долната част на опорната чаша. Само нагаждането се осъществява чрез сферична опорна повърхнина между черупката и тялото на лагера.



Фигура 10.19. Лагер-черупка

Прътовите мелници с централно разтоварване се използват в открит цикъл на смилане на материал с размери от 12 до 50 mm като подготовка за следващо смилане в топкови мелници, както и за смилане на руди с последяващо гравитационно обогатяване. Такава мелница е показана на фиг.10.20.

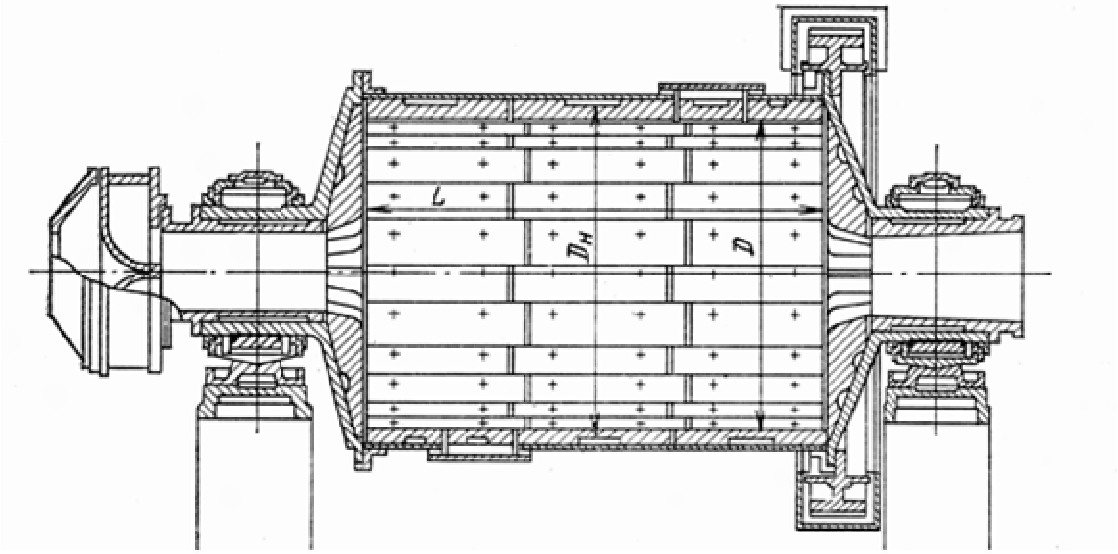
Тези мелници са конструктивно идентични с топковите мелници с централно разтоварване и се различават от тях с увеличения диаметър на входящата и разтоварната гърловина.

Честотата на въртене на барабана при тях е от 60 до 72% от критичната.

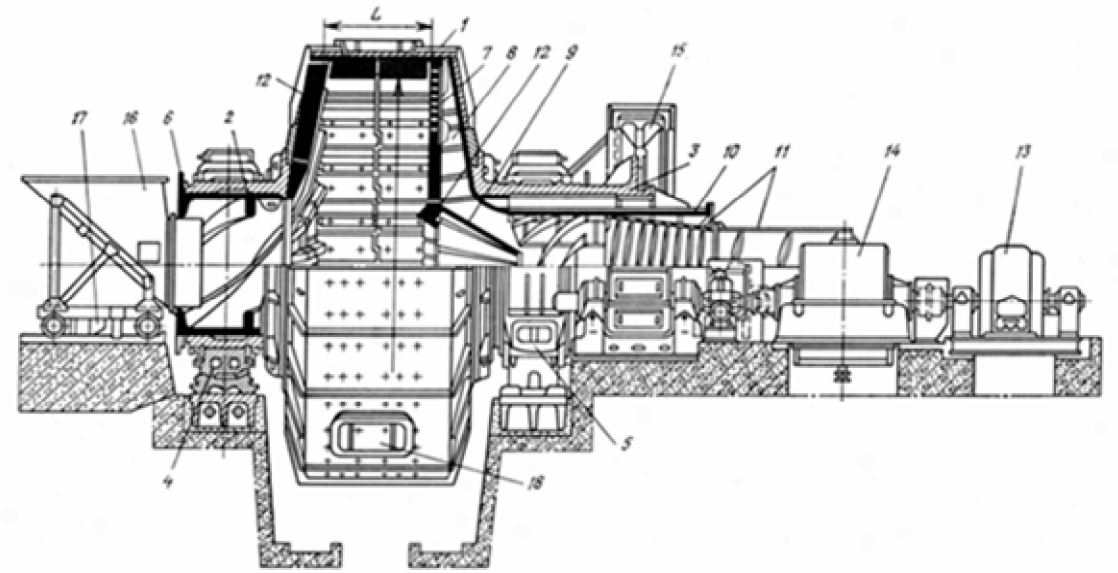
Чакълените и рудно чакълени мелници разтоварващи се чрез решетка се използват за смилане на продукти с едрина от 1 до 3 mm. Те са конструктивно еднакви с топковите с решетка. Различават се в конструкцията на решетката и формата и профила на облицовките.

Автогенните мелници за мокро смилане са предназначени за смилане на едрогабаритни късове с размери от 300 до 600 mm. И раздробяването им до 12 – 30 mm. Те се

наричат още и каскадни мелници. На фиг.10.21 е показана такава мелница от типоразмер 7х2,3.



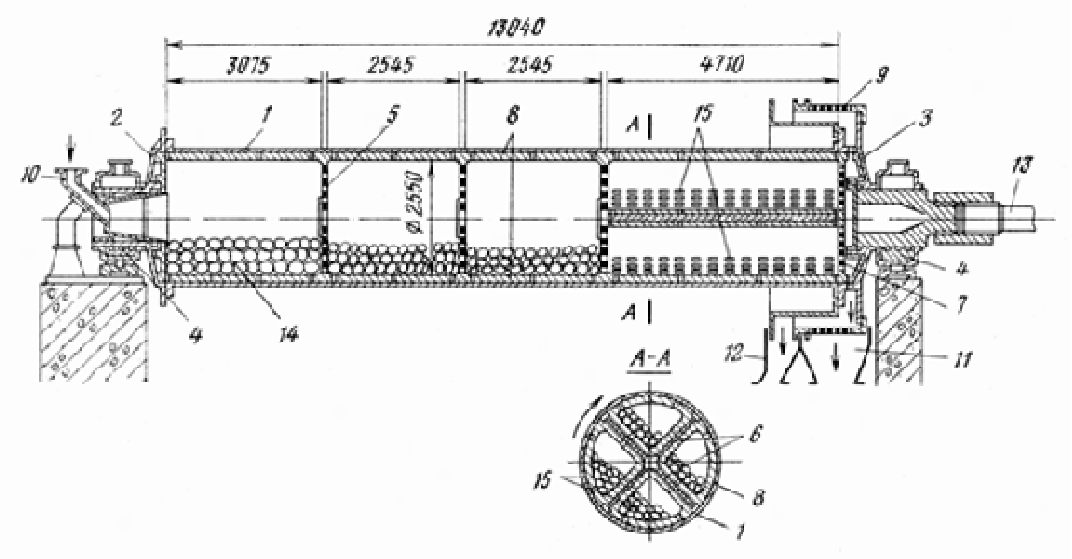
Фигура 10.20. Барабанна прътова мелница с централно разтоварване



Фигура 10.21.Автогенна мелница 7 х 2,3
1 – барабан; 2,3 – гърловини; 4,5 – лагери; 6 - шнек; 7 – решетка; 8 – подемник елеваторен; 9 – конус; 10 – втулка; 11 – сито; 12 – облицовка; 13 –електродвигател; 14 – редуктор; 15 – венец зъбен; 16 – захранващ улей; 17 – платформа; 18 – люк.

Тръбните мелници използвани от минно металургичните предприятия смилат суровини за производството на алуминий или спомагателни материали за металургията. Те се произвеждат две – три или четири камерни, като в някои конструкции последната камера е разделена на сектори

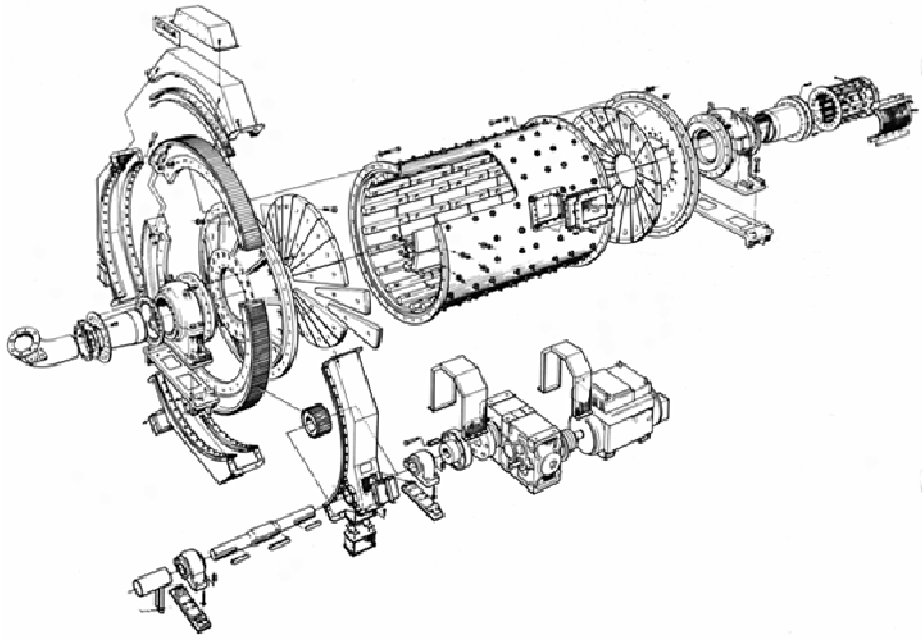
посредством радиални прегради. На фигура 10.22 е показана такава мелница от размер 2,55х1,304 при която диафрагмите са плоски решетки с отвори ширината на които се определят от условията на работа на мелницата.



Фигура 10.22.Барабанна тръбна мелница
1 – барабан; 2,3 – дъна; 4 – лагер; 5 – диафрагма; 6 – преграда; 7 – решетка; 8 – облицовка; 9 – бутара; 10 – захранвач; 11,12 – воронки; 13 – вал; 14 – топки.

Общата площ на отворите не надвишава от 6 до 10% от площта на сечението на барабана. Обема на камерите е запълнен със смилащи тела от 28 до 30%. Смленият продукт от сектора на последната камера се разтоварва през решетка.

На фигура 10.23 е показан начина на свързване на детайлите на барабанна мелница за мокро смилане.



Фигура 10.23. Детайли и възли на барабанна мелница

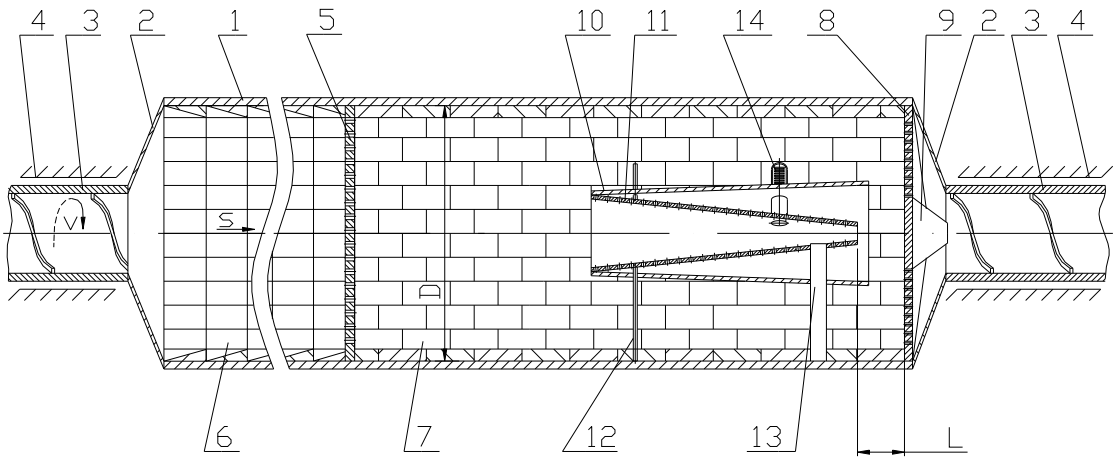
В циментовата промишленост за мокро смилане на суровината се използват тръбни топкови мелници.

Предимството на тези мелници се състои в това, че те имат висока производителност, проста конструкция която им осигурява висока надеждност.

В днешно време едно от направленията за усъвършенстване на барабанните мелници е създаването на разнообразни устройства разположени в барабана, които увеличават технико – икономическите показатели на машината.

Предполага се, че поставено вътре в барабана рециркулационно устройство което гарантира вътрешна циркулация на смилащият се продукт, ще доведе до повишаване на ефективността на процеса и качеството на суровината.

На Фиг.10.24 е показана такава мелница. Тя се състои от барабан 1, дъно 2, гърловина 3, опорен лагер 4. Корпусът на мелницата е разделен с прегради 5 на камера за грубо смилане 6 и камера за фино смилане 7.



Фигура 10.24. Тръбна топкова мелница

Камерата 7 е оборудвана с решетка 8 и разтоварен механизъм 9. Всички камери са облицовани и частично запълнени със смилащи тела (не са показани на фигурата). В камерата за фино смилане на разстояние $L = 0,2D$ от решетката, където D – вътрешен диаметър на барабана 1, се намира рециркулационно устройство. То се състои от вътрешен 11 и външен 10 пресечен конус, концентрично разположени един в друг. Вътрешният конус представлява сито във формата на пресечен конус с решетки по коничната

повърхнина. Външният конус е дебелостенна конична тръба. Корпуса на конуса е разположен концентрично с корпуса на мелницата и здраво закрепен към него.

Закрепването е от едната страна с помощта на три опорни стойки 12, разположени в едно напречно сечение под ъгъл 120° една спрямо друга, и с три разтоварни тръби 13. Тръбите са разположени в три напречни сечения на разстояние 1; 1,5; и 2 m от разтоварната решетка, и завъртени относително една спрямо друга 120°. Всяка тръба 13 там където влиза в облицовката има правоъгълно сечение оборудвано с решетка 14. От другата страна на решетките има сегменти които възпрепятстват проникването на материал във вътрешността на разтоварната тръба през решетката.

Запълването на барабана със смилащи тела е 30 – 35 % от обема му.

Тръбната мелница с рециркулационно устройство работи по следния начин:

Смилания материал се подава през гърловина 3 в камера 6 за грубо смилане от барабана 1 (Фиг.10.24). Смлян до някакъв размер той преминава през преграда 5 и попада в камера 7 за фино смилане на разстояние 1-2 m от решетката част от материала се загреба в захранващата тръба. Попадането на смилащи тела в тръбата е ограничено от решетката. При въртене на рециркулационното устройство материала се премества в конуса 11, и се предвижва по направление обратно на посоката на движение в мелницата. Пресетият материал заедно с водата който е попаднал в конуса 10 и следва посоката на движение на материала в мелницата при достигане на неговият край се излива в камерата за фино смилане близко до решетката. Материалът който не се пресява и остава в конус 11 се връща за досмилане.

10.2. Параметри на механичният режим на барабанните мелници

Критична ъглова скорост на барабана

Това е тази скорост при която, най-външния слой топки започва да се движи заедно с барабана. Условна критична честота на въртене на барабана на мелницата съответства на такава честота на въртене, при която центробежната сила на въртеливото движение на мелещото тяло с център на тежестта намиращ се на вътрешната повърхност на барабана е равна

на силата на тежестта на това тяло [15]. В този случай мелещото тяло е с безкрайно малки размери, повдигнато е в най-горната точка на барабана, намира се в динамично равновесие, т.е. не се отделя от повърхността на барабана (облицовката) и се върти се заедно с нея като едно цяло (центрофугира). Критична ъглова скорост се определя по формулата:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2g}{D_1}}, rad/s. \qquad (10.1)$$

Където:

δ, m е дебелина на облицовката;

D_1, m - светъл диаметър на барабана. Той се определя по формулата:

$$D_1 = D_\delta - 2\delta, m. \qquad (10.2)$$

Където:

D_δ, m е вътрешният диаметър на барабана;

δ, m - дебелина на облицовката.

Относителна ъглова скорост на барабана

Това е отношението между действителната и критичната ъглова скорост на въртене на барабана на мелницата.

$$\Psi = \frac{\omega}{\omega_{кр}}, \%. \qquad (10.3)$$

Където:

$\omega_{кр}, rad/s$ е критичната ъглова скорост на барабана;

$\omega, rad/s$ - действителна ъглова скорост на барабана, която може да бъде определена по формулата:

$$\omega = \frac{\pi.n}{30}, rad/s. \qquad (10.4)$$

Където:

$n, \min^{-1}$ е честотата на въртене на барабана.

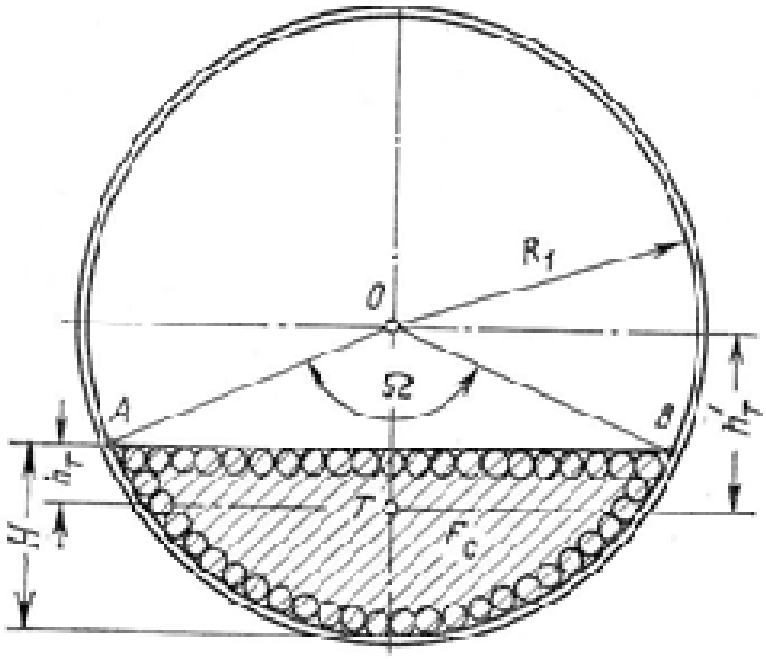
Коефициент на запълване на барабана със смилащи тела.

Коефициентът на запълване със смилащи тела показва каква част от обема на барабана е запълнен с топки, прът или други смилащи тела (Фиг. 10.25). Той може да бъде определен по формулата:

$$\varphi = \frac{V_{CM}}{V_1} = \frac{M_{CM}}{\pi.R_1^2.L.\rho_{CM}}. \qquad (10.5)$$

Където:

V_1, m^3 е работния обем на барабана.



Фигура 10.25. Разположение на смилащата среда при спряла мелница

Работен обем на барабана на мелницата

Този параметър може да се определи по следния начин:

$$V_1 = \pi.R_1^2.L, m^3, \qquad (10.6)$$

Където:

$R_1 = \frac{D_\delta - 2\delta}{2}, m$ е радиус на барабана без облицовката;

L, m - дължина на барабана;

$\rho_{CM}, t/m^3$ плътност на смилащите тела.

Плътността на топките и прътите в зависимост от диаметърът им е показана в таблица 10.3.

Табл.10. 3.Плътност на стоманените топки и прът

Диаметър на топките, mm	Плътност на топките, kg/m ^{3}	Маса на една топка, kg	Брой на топките в 1000 kg	Диаметър на прътите, mm	Плътност на прътите, kg/m^3	Маса на прътите с дължина 1 m, kg	Брой на прътите с дължина 1 m в 1000 kg
30	4850	0,111	9000	25	7000	3,85	260
40	4760	0,263	3800	40	6800	9,85	101
50	4700	0,514	1965	50	6700	15,40	55
60	4650	0,884	1120	65	6600	26,00	38
80	4600	2,107	460	75	6500	34,60	28
100	4560	4,115	240	100	6500	61,60	16
125	4520	8,038	120	-	-	-	-

M_{CM}, kg - масата на смилащата среда.

Маса на смилащата среда

Може да бъде определена по формулата:

$$M_{CM} = \rho_{CM}.V_1.\varphi, kg. \tag{10.7}$$

Относителен радиус на разполагане на смилащите тела

Това е параметър който определя положението на даден слой от смилащите тела спрямо радиуса на барабана.

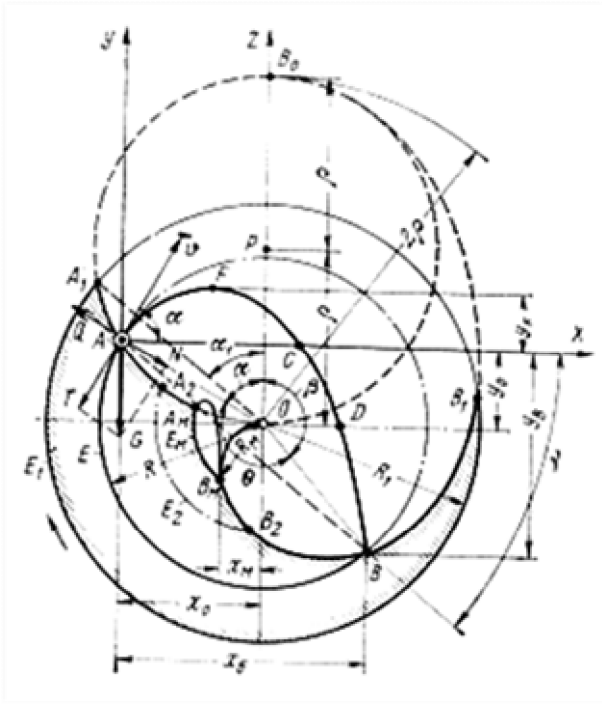
$$K = \frac{R}{R_1}. \tag{10.8}$$

Където R, m е радиусът на съответния слой.

Ъгъл на откъсване на топките

Може да бъде определен от формулата (Фиг. 10.26):

$$\cos\alpha = \frac{\omega^2.R}{g} = \psi^2.K. \tag{10.9}$$



Фигура 10.26. Ъгъл на откъсване на топките

Ъгъл на падане на топките

Определя се от израза:

$$\beta = 3\alpha. \tag{10.10}$$

Кординати на точката на падане на смилащите тела

Определят се по формулата:

$$\begin{aligned} x_B &= 4R\sin\alpha.\cos^2\alpha; \\ y_B &= -4R\sin^2\alpha.\cos\alpha. \end{aligned} \tag{10.11}$$

От точката на падане до точката на откъсване топката се движи по кръгова траектория. При липса на плъзгане тя описва дъга с ъглова скорост, равна на честотата на въртене на барабана. В този случай необходимото време за движение на топката по кръгова траектория е:

$$t_1 = \frac{2(\pi - 2\alpha)}{\omega}, s. \tag{10.12}$$

От точка до точка топката се движи по парабола. Времето за изминаване на този участък от траекторията на топката може да се определи от израза:

$$t_2 = \frac{x_B}{v\cos\alpha} = \frac{2\sin\alpha}{\omega}, s. \tag{10.13}$$

Следователно, общото време за един цикъл (оборот) ще бъде:

$$T = t_1 + t_2, s. \qquad (10.14)$$

Целесъобразно би било, масата на смилащите тела, движещи се по кръгови траектории, да се замени с един редуциран слой със същата маса, от стоящ от центъра на барабана на разстояние (Фиг. 10.26), равно на инерционния радиус, определен с израза:

$$R = \sqrt{\frac{1}{2}\left(R_1^2 + R_2^2\right)} = R_1\sqrt{\frac{1+K_2^{\ 2}}{2}}, m. \qquad (10.15)$$

Масата на топките движещи се заедно с барабана, може да се пресметне приблизително точно за инженерните пресмятания, съгласно израза:

$$M_T^{'} = \frac{t_{1,0}}{t_{1,0} + t_{2,0}} M_{CM}, kg. \qquad (10.16)$$

10.3.Скоростни режими при барабанните мелници.

Смилащата среда в барабанните мелници се увлича в движение от силите на триене, които възникват между въртящата се вътрешна повърхност на барабана (облицовката) и притискащата центробежна сила на мелещата среда, а също и вследствие на триенето между останалите слоеве от мелещи тела. В коя да е точка от кръговата траектория (Фиг.10.27) върху мелещото тяло действа центробежната сила Q:

$$Q = \frac{m.\upsilon^2}{R} \qquad (10.17)$$

и сила на тежестта G, радиалната N и тангенциалната Т съставляващи на която са равни:

$$N = G\cos\alpha_i = mg\cos\alpha_i \qquad (10.18)$$

$$T = G\sin\alpha_i = mg\sin\alpha_i \qquad (10.19)$$

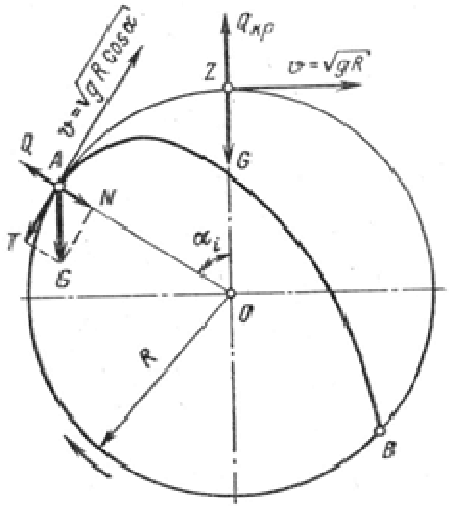
Където:

m, kg е масата на мелещото тяло;

$\upsilon, m/s$ е линейната скорост на тялото на кръговата траектория;

R-радиусът на кръговата траектория на мелещото тяло;

α_i-ъгълът между радиуса R, на който се намира мелещото тяло и вертикалния диаметър на барабана.



Фигура 10.27. Сили действащи върху мелещото тяло

При постоянна честота на въртене на барабана и отсъствие на триене центробежната сила Q запазва своята стойност и радиалната посока на оста на въртене на мелницата във всички участъци от кръговата траектория. Големината и посоката на радиалната съставляваща N на силата на тежестта G се променя и зависи от положението на тялото по кръговата траектория. При някои скорости на движение на мелещото тяло от кой да е слой, разположено на кръговата траектория, радиалната сила N в някоя точка А от горния квадрант може да стане равна на центробежната сила Q (Фиг. 10. 27).

Имайки скорост υ, равна на периферната скорост на движение на неговия център по кръговата траектория с радиус R, мелещото тяло от точка А ще се движи под действието на силата на тежестта като тяло, хвърлено със скорост υ под ъгъл α към хоризонта, т.е. по параболична траектория.

В точка А $Q = N$, т.е. $\frac{m\upsilon^2}{R} = G\cos\alpha = mg\cos\alpha$ или $\upsilon^2 = Rg\cos\alpha$. Тъй като $v^2 = \frac{\pi . R_n}{30}$ тогава:

$$n = 30\frac{\sqrt{g}\sqrt{\cos\alpha}}{\pi\sqrt{R}} = n_{kp}\sqrt{\cos\alpha}. \qquad (10.20)$$

Където:

n е фактическата честота на въртене на барабана, $\min^{-1}$.

Формула (10.20) определя честотата на въртене на барабанната мелница, необходима, за да може мелещото тяло

да премине от кръгова траектория с радиус R в параболична при ъгъл на откъсване α. При ъгъл на откъсване $\alpha = 0 \cos 0° = 1$ и $n = n_{кр}$, т.е. в този случай мелещото тяло се повдига при кръгова траектория до най-високата точка Z и тялото остава върху кръглата траектория.

Оттук следва:

$$\psi = \frac{\omega}{\omega_{кр}} = \frac{n}{n_{кр}} = \sqrt{\cos \alpha} \qquad (10.21)$$

т.е. относителната честота на въртене на барабана се характеризира с ъгъл на откъсване на външния слой от мелещите тела при прехода им от кръгова в параболична траектория.

Силата на триене зависи от коефициента на триене на вътрешната повърхност на барабана, предизвикано от радиалната съставляваща на силата на тежестта N и центробежните сили Q.

Тангенциалните съставляващи на силата на тежестта T се стремят да обърнат мелещата среда срещу посоката на въртене на барабана. В долния квадрант, където радиалните сили N и Q действат в една посока, на повърхността на барабана действа най-голямо налягане. Тук възниква и най-голямото триене, създаващо "подпора" осигуряваща въртене на мелещата среда. При преминаването на телата в горния квадрант, радиалната сила N, действаща в посока, противоположна на силата Q, намалява налягането, която центробежната сила оказва и по този начин намалява силата на триене.

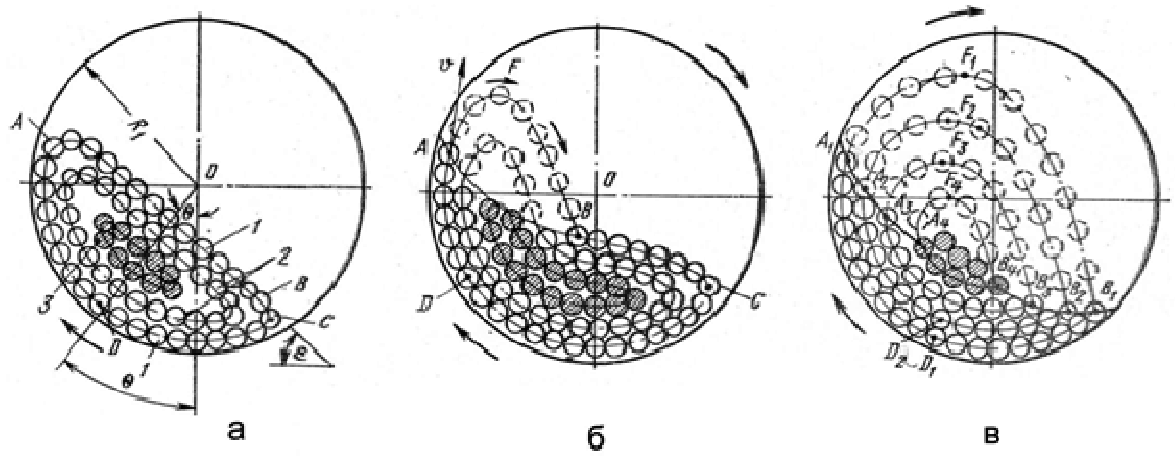
Коефициентът на триене зависи от свойствата на смилаемия материал, профила на повърхността на барабана (облицовката), плътността и вискозитета на пулпа. При нисък коефициент на триене, малките натоварвания (по-малко то 20-30% от обема на барабана) със смилаща среда, особено за топките, налягането може да се окаже недостатъчно и външният слой на мелещата среда ще се плъзга по повърхността на барабана или един мелещ слой ще се плъзга по друг. При това се извършва въртене на мелещите тела. При напълване на мелницата със смилащи тела 40-50% и грапава облицовка, хлъзгане на външния слой смилащи тела практически не съществува, но се наблюдава плъзгане на вътрешните слоеве един по друг при различни режими на работа на мелницата. При еднослойно запълване на барабана на мелницата със смилащи тела, особено с топки и пръти,

последните се въртят около оста си, успоредна на оста на въртене на барабана и при гладка облицовка не се въвличат в кръгово движение при високи скорости на въртене на барабана.

При многослойно запълване на барабана на мелницата със смилащи тела в зависимост от честотата на въртене е възможен един от следните скоростни режими на движение на тези тела:

– каскаден с претъркулване на смилащите тела без полета им (Фиг. 10.28 а);

– смесен, с частично претъркулване на смилащите тела и с частичен полет (Фиг. 10.28 б);

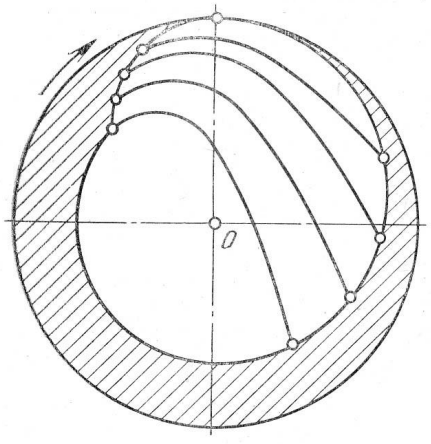


а б в

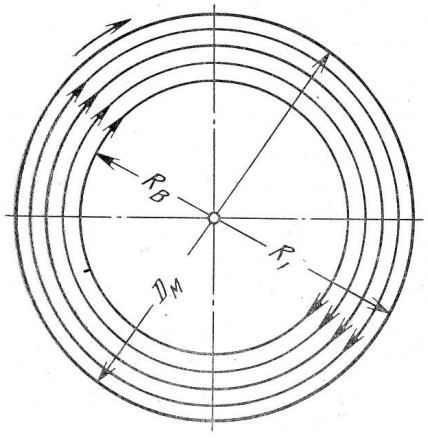
Фигура 10.28. Скоростни режими при барабанните мелници

– водопаден, с преобладаващ полет на смилащите тела (Фиг.10.28в), в това число и над критичен, при приближаване към центрофугирането или с центрофугиране на външните слоеве на смилащи тела (Фиг. 10.29);

– свръх критичен или “маховo колело” с центрофугиране на целия обем смилащи тела (Фиг. 10.30).



Фиг. 10.29



Фиг. 10.30

Каскадния режим на движение на смилащите тела се осъществява при малка честота на въртене на барабана. При пускане на мелницата мелещата среда се обръща на някакъв преден ъгъл θ и мелещите тела се задвижват по затворени траектории. Криволинейната повърхност на техния естествен откос е близка до равнината АС, наклонена под ъгъл ε спрямо хоризонта, като този ъгъл е равен на пределния ъгъл на обръщане $\varepsilon = \theta$ (Фиг. 10.28 а). При установения режим смилащата среда остава в това положение; смилащите тела непрекъснато циркулират, повдигат се по кръгова траектория СДА и се спускат след това "каскадно" надолу от точка А до изходната точка С.

В централната част на смилащата среда е зона 3 (Фиг. 10.28 а - защрихована) или "ядро", която остава малко подвижна.

При каскадния режим смилането става резултат на смачкващото и стриващо действие на смилащите тела. Този режим се използва в работата на прътови мелници, топкови мелници с централно разтоварване и тръбните мелници при мокро и сухо смилане на крехки материали.

Смесен режим на движение на смилащите тела е показан на (Фиг.10.28 б), където с пунктир е показано положението на топките, намиращи се в полето по траектория AFB, а с плътни линии – преместващите се чрез претъркулване, например по траектория BCDA. При смесения режим в каскадното движение участват също и топки, разположени между външните слоеве и малкоподвижното "ядро", около което и става тяхната циркулация.

Водопадният режим на движение на смилащите тела в мелниците (Фиг.10.28 в) се осъществява при честота на въртене на барабана, осигуряваща прехода на всички или на болшинството от слоевете от смилащите тела от кръгова и параболична траектория. При такъв режим телата се повдигат по кръгова траектория, например $B_1D_1A_1$ или $B_2D_2A_2$, в точките $A_1, A_2 \ldots$ се отклоняват от кръговата траектория и извършват свободен полет по параболите $A_1F_1B_1$ или $A_2F_2B_2$ и т.н. В точките на падане B_1, B_2 и т.н. смилащите тела отново преминават на кръговата траектория на съответния слой. При анализ на кинематиката на водопад Ното движение на смилащите тела в мелницата се приема хипотезата, че траекторията на движението на всяко тяло представлява затворена крива, състояща се от два участъка: горен участък

$A_iF_iB_i$ - парабола на свободния полет, а долния $B_iD_iA_i$ - другата окръжност, по която тялото се движи в този период, когато мелещата среда се върти заедно с барабана на мелницата като едно цяло (двуфазния цикъл на Дейвис). Подробен теоретичен анализ и експериментални изследвания показват, че двуфазния цикъл в реална мелница не може да се осъществи и в действителност траекторията на движение на смилащите тела представлява многофазен цикъл.

В мелниците с водопаден режим смилането става главно за сметка на удара на падащите тела и само частично за сметка на стриването и смачкването. Този режим широко се използва в по-голямата част от промишлените мелници от различен тип и е единствен при смилането на едро натрошени и трудно смилаеми материали.

Като частичен случай на водопадния режим може да се отдели **над критичния режим,** който се осъществява при честота на въртене на барабана, близка или равна на критичната (Фиг.10.29). При това през по-голяма част от цикъла смилащите тела се движат по кръгова траектория и височината на падането им е незначителна.

Свръхкритичен режим (маховo колело) на движение на смилащите тела в мелницата е показан на фигура 10.30 и се осъществява при честота на въртене на барабана над критичната, когато в центрофугиране постепенно влизат всички слоеве на смилащата среда.

В момента, когато всички слоеве от мелещата среда започват да центрофугират, мелницата наподобява маховo колело, разходът на полезна енергия и работа за смилане в този случай е равна на нула.

10.4. Мощност на двигателя на барабанните мелници

Мощността изразходвана от двигателя за задвижване на барабанната мелница се определя от израза:

$$N_{дв} = \frac{N_{пр.х.} + N_{доп.} + N_0}{1000.\eta_\mu}, kW. \qquad (10.22)$$

Където:

$N_{пр.х.}, W$ е мощност на празен ход;

$N_{доп.}, W$ - допълнителна мощност;

N_0, W - полезна мощност;

η_{μ} - механичен К.П.Д. на задвижването.

Мощноста на празен ход е тази, която се изразходва за преодоляване на енергийните загуби от триене в лагерите на мелницата, породени от теглото на барабана. Тази мощност може да бъде пресметната по формулата:

$$N_{пр.х.} = 0,5.\mu.G_{\delta}.\omega.d,W. \qquad (10.23)$$

Където:

μ е коефициент на триене в лагерите;

$\omega,rad/s$ - действителна ъглова скорост;

d,m-диаметър на шийката на лагерите на мелницата;

G_{δ},N - тегло на барабана.

Теглото на барабана се определя по формулата:

$$G_{\delta} = g.M_{\delta},N. \qquad (10.24)$$

Където:

$g,m/s^2$ - земно ускорение;

M_{δ},kg - маса на барабана.

Допълнителната мощност е тази, която се изразходва за преодоляване на енергийните загуби от триене в лагерите на мелницата, породени от теглото на смилащата среда и може да бъде определена от израза:

$$N_{доп.} = 0,5.\mu.G_{СМ}.\omega.d,W. \qquad (10.25)$$

Където:

μ е коефициент на триене в лагерите;

$\omega,rad/s$ - действителна ъглова скорост;

d,m-диаметър на шийката на лагерите на мелницата;

$G_{СМ},.N$ - тегло на смилащата среда.

Теглото на смилащата среда се определя по формулата:

$$G_{СМ} = g.M_{СМ},N. \qquad (10.26)$$

Където:

$g,m/s^2$ е земно ускорение;

M_{CM}, kg - маса на смилащата среда.

Полезната мощност N_0 се изразходва за предаване на необходимата енергия на смилащата среда.

При каскаден режим на работа на мелницата (Фиг. 10.31), тя се пресмята по формулата:

$$N_0 = M.\omega = M.\psi.\omega_{KP}, W. \tag{10.27}$$

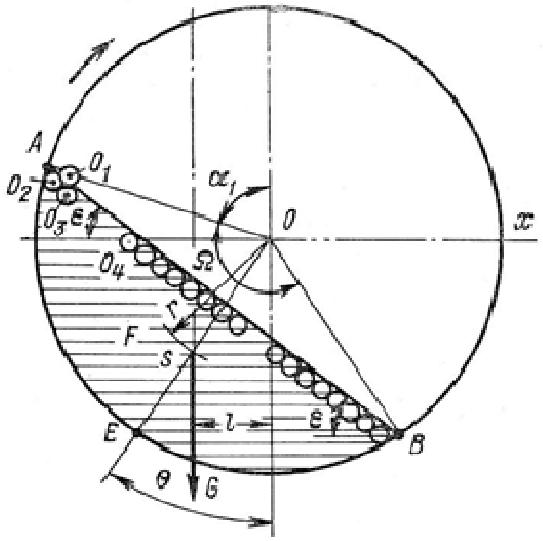
Където:

M, Nm е моментът създаван от изнесената от въртенето на барабана смилаща среда (Фиг. 10.22).

Може да бъде определен по формулата:

$$M = G_{CM}.l = G_{CM}.r.\sin\theta, Nm.$$

$$r = \frac{2}{3}.\frac{\sin^3\frac{\Omega}{2}}{\pi.\varphi}.R_1, m. \tag{10.28}$$



Фигура 10.31.Момент създаден от смилащата среда при каскаден режим.

Ъглите θ и Ω зависят от относителната ъглова скорост ψ и от коефициентът на напълване със смилащи тела ϕ. Данни за тях са дадени в таблици 10.4 и 10.5, като Ω може да се определи от равенството:

$$\Omega - \sin\Omega = 2\pi.\varphi. \tag{10.29}$$

При водопаден режим на работа на мелницата полезната мощност N_0 включва мощността за издигане на смилащата

среда и мощността за предаване на кинетична енергия на смилащата среда.

В сила е равенството:

$$N_0 = N_E + N_G, W. \qquad (10.30)$$

Таблица 10.4.Стойности на ъгъл θ и $\sin\theta$ в зависимост от относителната ъглова скорост и коефициентът на напълване на барабана със смилащи тела .

Ψ	$\varphi = 0,3$		$\varphi = 0,4$		$\varphi = 0,5$	
	θ	$\sin\theta$	θ	$\sin\theta$	θ	$\sin\theta$
0,3	$29^0 46'$	0,4965	$31^0 36'$	0,5241	$32^0 53'$	0,5429
0,4	$30^0 50'$	0,5125	$32^0 52'$	0,5427	$34^0 23'$	0,5648
0,5	$32^0 14'$	0,5334	$34^0 31'$	0,5666	$36^0 22'$	0,5930
0,6	$34^0 05'$	0,5604	$36^0 30'$	0,5948	$38^0 46'$	0,6262
0,7	$36^0 05'$	0,5890	$38^0 50'$	0,6271	$41^0 39'$	0,6646
O,8	$38^0 30'$	0,6225	$41^0 40'$	0,6648	$44^0 57'$	0,7065

Таблица 10.5. Стойности на ъгъл Ω и $\sin^3\Omega$ в зависимост от коефициентът на напълване на барабана със смилащи тела .

φ	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	O,5
Ω	$93^0 10'$	121^0	$132^0 2'$	$142^0 4'$	$152^0 3'$	$38^0 30'$	162^0	180^0
$\sin^3\Omega$	0,383	0,66	0,765	0,85	0,916	0,963	0,991	1

Където:

N_G, W е мощност на издигане на топките;

N_E, W - мощност за предаване кинетичната енергия на топките.

Мощността са издигане на смилащата среда се определя от израза:

$$N_G = \rho_T . g . L . \omega_{кр.} . \Psi^3 . R_1^3 \left[\left(1 - k_2^4\right) - \frac{2}{3} \Psi^4 \left(1 - k_2^6\right) \right], W. \qquad (10.31)$$

Където:

$\rho_{CM}, kg / m^3$ е плътността на смилащата среда;

g - земно ускорение;

$\omega_{кр.}, rad / s$ - критична ъглова скорост на барабана;

Ψ - относителна ъглова скорост на барабана;

R_1, m - радиус на барабана без облицовката;

L, m - дължина на мелницата;

k_2 - относителен радиус за най-вътрешния слой от топките.

Стойностите на относителния радиус в зависимост от относителната ъглова скорост и коефициентът на напълване на барабана със смилащи тела са показани в таблица 10.6.

Таблица 10.6. Стойности на относителния радиус $K_2 = R_2 : R_1$ в зависимост от параметрите ϕ и Ψ.

ϕ,%	Стойности на K_2 при относителна скорост Ψ, %							
	65	70	75	80	85	90	95	100
30	0,527	0,635	0,700	0,746	0,777	0,802	0,819	0,831
35	-	0,511	0,618	0,683	0,726	0,759	0,781	0,797
40	-	0,237	0,508	0,606	0,669	0,711	0,740	0,760
45	-	-	0,288	0,506	0,600	0,656	0,694	0,721
50	-	-	-	0,332	0,508	0,592	0,644	0,676

Мощността за предаване на кинетична енергия на смилащата среда може да бъде определена от израза:

$$Ne = 0{,}125.\rho_T.L.\omega^3.R_1^4(1-k_2^4), W \qquad (10.32)$$

Където:

$\rho_T, kg/m^3$ - плътност на смилащата среда (топките);-

L, m - дължина на мелницата;

$\omega, rad/s$ - действителна ъглова скорост на барабана;

k_2 - относителен радиус за най-вътрешния слой от топките.

10.5. Производителност на барабанните мелници

При технологичните пресмятания на производителността на барабанните мелници [16], за еталон се приема специфичната производителност $q, t/h.m^3$ по изходен продукт за един кубически метър обем от барабана на мелницата.

Специфичната производителност зависи от много фактори, като скоростен режим на смилане, вид и количество на смилащата среда, едрина на постъпващия и готов продукт, физико-механични свойства на минералите, относителна ъглова скорост на барабана на мелницата и др.

Тогава общата производителност на барабанната мелница по изходящ продукт ще бъде:

$$Q = q.V_1, t/h. \qquad (10.33)$$

Където:

$q, t/h.m^3$ е специфична производителност на мелницата;

V_1, m^3 - работен обем на мелницата.

Влиянието на различните фактори влияещи на специфичната производителност на барабанните мелници се отчитат, с помощта на поправъчни коефициенти, стойностите на които са установени след експерименти и потвърдени от практиката.

Прътовите мелници се използват обикновено за грубо смилане, при което съдържанието на разчетна класа - 0,074mm в готовия продукт е не по-голямо от 25% ($\beta_{74} \le 25\%$). Специфичната производителност на барабанна прътова мелница се определя по формулата:

$$q = \frac{100 q_0 . k_T}{(\beta_{74} - \alpha_{74}) k_D . k_d . k_\psi . k_G}, t/h.m^3. \qquad (10.34)$$

Където:

$q_0 = 0,8 t/h.m^3$ е базисна производителност на еталонна прътова мелница смилаща железни кварцити;

k_T - коефициент отчитащ смилаемостта на рудите. Определя се от графика показана на фигура 10.32;

β_{74} - процентно съдържание на разчетената класа – 0,074 mm в готовия продукт;

α_{74} - процентно съдържание на разчетната класа – 0,074mm в постъпващия изходящ продукт;

k_D - коефициент отчитащ, влиянието на диаметърът на барабана на мелницата върху производителността на мелницата.

Определя се от израза:

$$k_D = \sqrt{\frac{3}{D_Б}}; \qquad (10.35)$$

Където:

3 е диаметърът на барабана на еталонната мелница;

$D_Б, m$ - диаметърът на барабана на мелницата;

k_d- коефициент отчитащ, влиянието на диаметърът на захранващия материал върху производителността на мелницата.

Той може да бъде определен по формулата:

$$k_d = \sqrt[4]{\frac{d_H}{0,03}}; \qquad (10.36)$$

Където:

d_H, m е номиналната едрина на изходният продукт (размер на отворите на сито, върху което остават 5% над ситов продукт), а 0,03м е едрината на захранващия продукт на базисната мелница;

k_ψ -коефициент отчитащ, влиянието на относителната ъглова скорост на барабана на мелницата върху производителността на мелницата.

Определя се от израза:

$$k_\psi = \frac{60}{\psi}; \qquad (10.37)$$

Където:

60% е относителната ъглова скорост на барабана на еталонната мелница;

$\psi, \%$ - относителната ъглова скорост на барабана на мелницата;

k_G - коефициент отчитащ, влиянието на прътовия товар върху производителността на мелницата.

Определя се от израза:

$$k_G = \frac{2,3}{q_{ПР}}; \qquad (10.38)$$

Където:

$2,3 t/m^3$ е относителното прътово натоварване на еталонната мелница;

$q_{ПР}, t/m^3$ е относителното прътово натоварване на барабанната мелницата.

Относителното прътово натоварване на мелницата може да бъде определено от израза:

$$q_{ПР} = \frac{M_{ПР}}{V_1} = \varphi.\rho_{ПР}.10^{-3}, t/m^3. \qquad (10.39)$$

Където:

$M_{ПР}, t$ е масата на прътите;

V_1, m^3 е работният обем на мелницата.

Специфичната производителност на барабанните топкови мелници се определя от израза:

$$q = \frac{q_0.k_T.k_\beta.k_b}{k_D.k_d.k_\psi.k_\varphi}\left(\frac{\rho}{1,6}\right), t/h.m^3. \qquad (10.40)$$

Където:

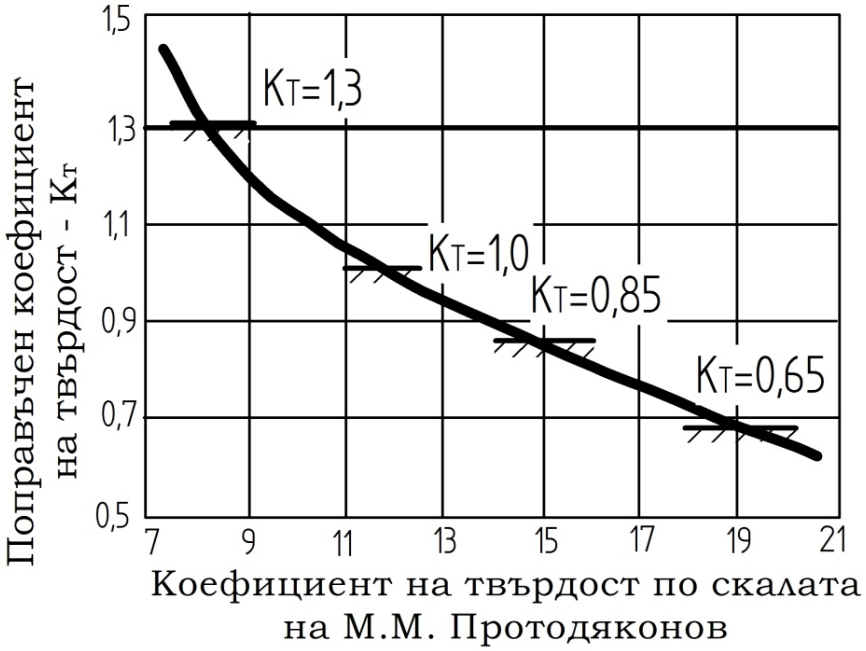
$q_0 = 2,2t/h.m^3$ е базисна производителност на еталонна топкова мелница;

k_T - коефициент отчитащ влиянието на твърдостта на рудите и характеризира влиянието на смилаемостта на рудите върху производителността на мелницата. Отчита се от графика показана на фигура 10.32;

k_β - коефициент отчитащ влиянието на едрината на готовия продукт.

Определя се по формулата:

$$k_\beta = 3400d_k; \qquad (10.41)$$



Фигура 10.32. Графика за отчитане на k_T

Където:

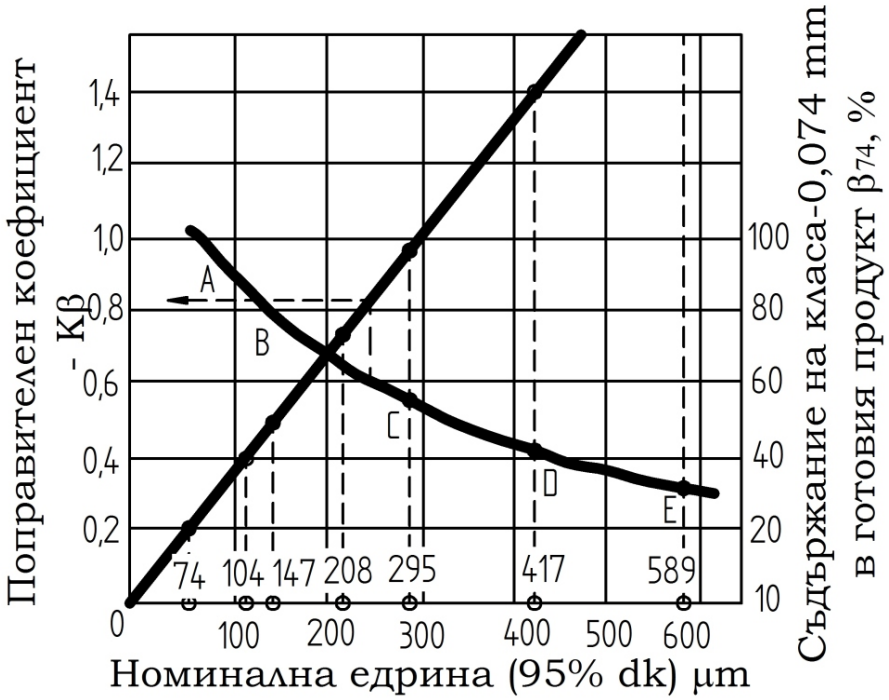
$d_к, m$ е номиналният диаметър на готовия продукт.

Ако вместо номиналната едрина $d_к, m$ на готовия продукт е известно съдържанието на разчетна класа -0,074 mm в него, т.е. β_{74} в проценти, тогава коефициентът k_β се намира по графика показана на фигура 10.33. Отчитането на k_β става както е показано - с плътна начупена линия.

k_b - коефициент отчитащ, вида на мелницата. Ако мелницата е с решетка $k_b = 1$, а ако е с централно разтоварване $k_b = 0,8 - 0,87$;

k_D - коефициент отчитащ, влиянието на диаметърът на барабана на мелницата върху производителността на мелницата.

Определя се от израза:



Фигура 10.33. Графика за отчитане на k_β.

$$k_D = \sqrt{\frac{3}{D_Б}}; \qquad (10.42)$$

Където:

Зм е диаметърът на барабана на еталонната мелница;

$D_Б, m$ е диаметърът на барабана на мелницата;

k_d- коефициент отчитащ, влиянието на диаметърът на захранващия материал върху производителността на мелницата.

Той може да бъде определен по формулата:

$$k_d = \sqrt[4]{\frac{d_H}{0,025}}; \qquad (10.43)$$

Където:

d_H, m е номиналната едрина на изходният продукт (размер на отворите на сито, върху което остават 5% над ситов продукт), а 0,025 m е едрината на захранващия продукт на еталонната мелница;

k_ψ -коефициент отчитащ, влиянието на относителната ъглова скорост на барабана на мелницата върху производителността на мелницата.

Определя се от израза:

$$k_\psi = \frac{75}{\psi}; \qquad (10.44)$$

Където:

75% е относителната ъглова скорост на барабана на еталонната мелница;

$\psi, \%$ е относителната ъглова скорост на барабана на мелницата;

k_φ - коефициент отчитащ, влиянието на количеството на смилащата среда върху производителността на мелницата.

Определя се от израза:

$$k_\varphi = \frac{46}{\varphi}; \qquad (10.45)$$

Където:

46% е коефициентът на напълване с топки на еталонната мелница;

$\varphi, \%$ е коефициентът на напълване с топки на мелницата.

$\rho, t/m^3$ - плътността на постъпващия в мелницата материал в насипно състояние.

10.6. Сили действащи на барабанните мелници

Силите действащи на барабанните мелници са следните:

1. Тегло на барабана $G_Б$. Тази сила има приложна точка в центъра на барабана на мелницата, при положение, че към нея не се включат теглата на захранвача и зъбният венец. Направлението и е вертикално.

2. Тегло на захранвача $G_З$. Приложната точка на тази сила е в центърът на тежестта на захранвача. Лежи на вертикална равнина на симетрия на мелницата минаваща през оста й.

3. Тегло на зъбният венец $G_{ЗВ}$ (когато барабанните мелници са с периферно задвижване). Тази сила е приложена в прободната точка на геометричната ос на мелницата с вертикалната равнина, минаваща през средата на диска на зъбния венец. Направлението и е вертикално.

4. Тегло на смилащата среда $G_{СМ}$. Направлението и е вертикално, а е приложена в центърът на тежестта на смилащата среда, движеща се заедно с барабана на мелницата.

5. Центробежна сила Q. Поражда се от смилащата среда движеща се заедно с барабана. Големината и направлението и зависят от масата на смилащата среда и от ъгловата скорост на барабана.

6. Периферна сила от задвижващия двигател P (само когато барабанните мелници са с периферно задвижване). Приложена е под ъгъл $\alpha = 20^0$ спрямо тангентата към началната окръжност на зъбния венец, прекарана през точката на зацепването му с „малкото“ задвижващо зъбно колело.

7. Опорни реакции. Те са приложени в центъра на съответните лагерни опори. Тяхната големина и посока зависи от разпределението на другите сили, действащи на барабанната мелница.

Посочените по-горе сили могат да бъдат определени по следния начин.

Теглото на барабана се определя по формулата:

$$G_Б = g.M_Б, N. \qquad (10.46)$$

Където:

$g, m/s^2$ е земно ускорение;

$M_Б, kg$ - маса на барабана.

Теглото на захранвача се определя по формулата:

$$G_З = g.M_З, N. \quad (10.47)$$

Където:

$g, m/s^2$ е земно ускорение;

$M_З, kg$ - маса на захранвача.

Теглото на зъбният венец се определя по формулата:

$$G_{ЗВ} = g.M_{ЗВ}, N. \quad (10.48)$$

Където:

$g, m/s^2$ е земно ускорение;

$M_{ЗВ}, kg$ - маса на захранвача.

Големината на теглото на смилащата среда, предавано на барабана, зависи от режима на работа на мелницата, като при каскаден режим се определя съгласно формула (10.26), приложена на разстояние r от оста на мелницата формула (10.28).

Центробежната сила, която е породена от смилащата среда, зависи също от скоростния режим на мелницата. При режим на свличане (каскаден) големината и се определя по формулата:

$$Q = M_{СМ}.\omega^2.r = \pi.\varphi.\rho_{СМ}.R_1^2.L.\omega^2.r, N; \quad (10.49)$$

Където r се определя по формула (10.28).

Центробежната сила е приложена в средата на барабана и е насочена по радиуса му, като сключва ъгъл θ с вертикалата (Фиг. 10.31).

При водопаден режим теглото на смилащата среда, предавано на барабана, може да се определи по израза:

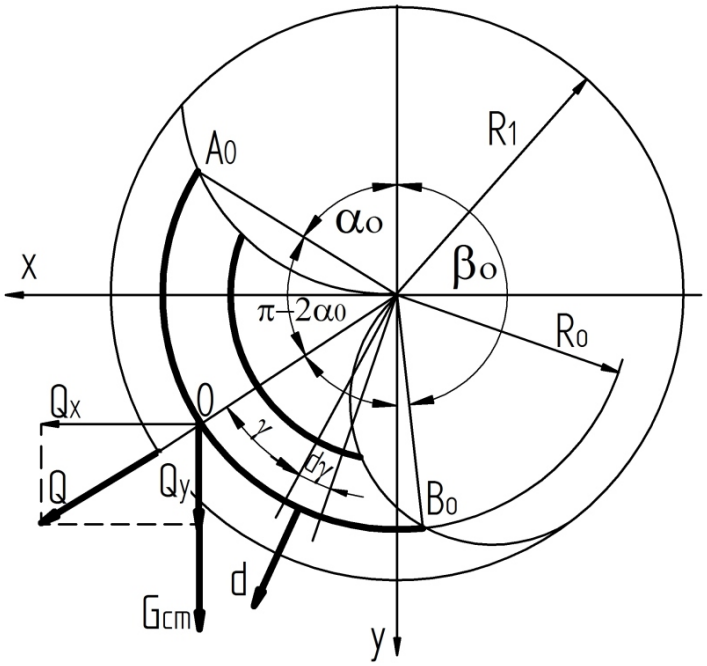
$$G_{СМ} = g.M_T^{'}, N; \quad (10.50)$$

Където $M_T^{'}, kg$ е масата на смилащата среда и се определя по формула (10.16).

Силата $G_{СМ}$ е приложена в центъра на тежестта O на смилащата среда (Фиг. 10.33). Приема се, че този център лежи

върху редуцирания слой от смилащата среда с радиус R (10.15) и е отклонен на ъгъл α_0 от вертикалната ос y.

Центробежната сила Q, при водопаден режим, има приложна точка в центъра на тежестта O на движещите се заедно с барабана смилащи тела. Посоката на тази сила е по радиуса, отклонен на ъгъл α_0 от вертикалната ос y (Фиг. 10.33) .



Фигура 10.34. Посока на центробежната сила действаща на смилащата среда при барабанните мелници

Големината на центробежната сила може да се определи по следния начин.

Ако се приеме, че в редуцирания слой е приложена цялата маса на смилащата среда, движеща се заедно с барабана, линейното разпределение на масата на смилащите тела по дължината на дъгата на този слой е:

$$q = \frac{M_T^{'}}{2(\pi - 2\alpha_o)R}, kg/m. \qquad (10.51)$$

Един елементарен участък $dl = R.d\gamma$, отклонен на ъгъл γ от направлението на резултантната центробежна сила Q, развива елементарна центробежна сила dQ, са която е в сила равенството:

$$dQ = \omega^2.R.dm = q.R^2.\omega^2.d\gamma.$$

След векторно сумиране на елементарните центробежни сили се получава:

$$Q = 2\int_0^{\pi-2\alpha_0} \cos\gamma.dQ = q.R^2.\omega^2 \sin 2\alpha_0 = M_T^{'}.R^2.\omega^2 \frac{\sin 2\alpha_0}{\pi - 2\alpha_0}, N; .....(10.52)$$

Където α_0 е ъгъл на излитане на топките от редуцирания слой.

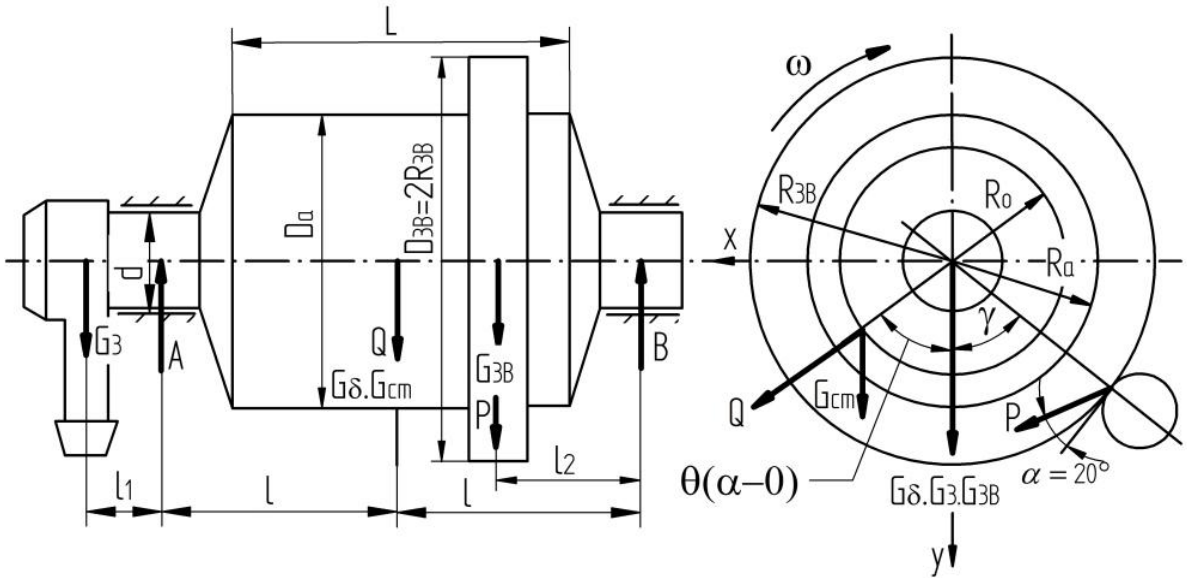
Силата в зъбната предавка P при периферно задвижване е наклонена под ъгъл α спрямо тангентата към делителната окръжност на зъбния венец и може да се определи по формулата:

$$P = \frac{1000N_{ДВ}}{\omega.R_{ЗВ}.\cos\alpha}, N, \qquad (10.53)$$

Където $R_{ЗВ}, m$ е делителният радиус на зъбния венец на мелницата.

Опорните реакции в двете лагерни опори на мелницата зависят от начина на лагеруване на барабана и от външното му натоварване. При лагеруване на барабана на централни плъзгащи лагери натоварването му ще изглежда така, както е показано на фигура 10.35.

Опорните реакции A и B могат да бъдат определени от изразите:



Фигура 10.35. Сили действащи на барабанна мелница с централно лагеруване

$$A_y = \frac{1}{2}\left[G_З \frac{2l + l_1}{l} + G'_б + G_{СМ} + Q\cos\theta + G_{ЗВ}\frac{l_2}{l} + P\frac{l_2}{l}\sin(\gamma - \alpha)\right], N. \quad (10.54)$$

$$A_x = \frac{1}{2}\left[Q\sin\theta + + P\frac{l_2}{l}\cos(\gamma - \alpha)\right], N. \quad (10.55)$$

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2}, N. \quad (10.56)$$

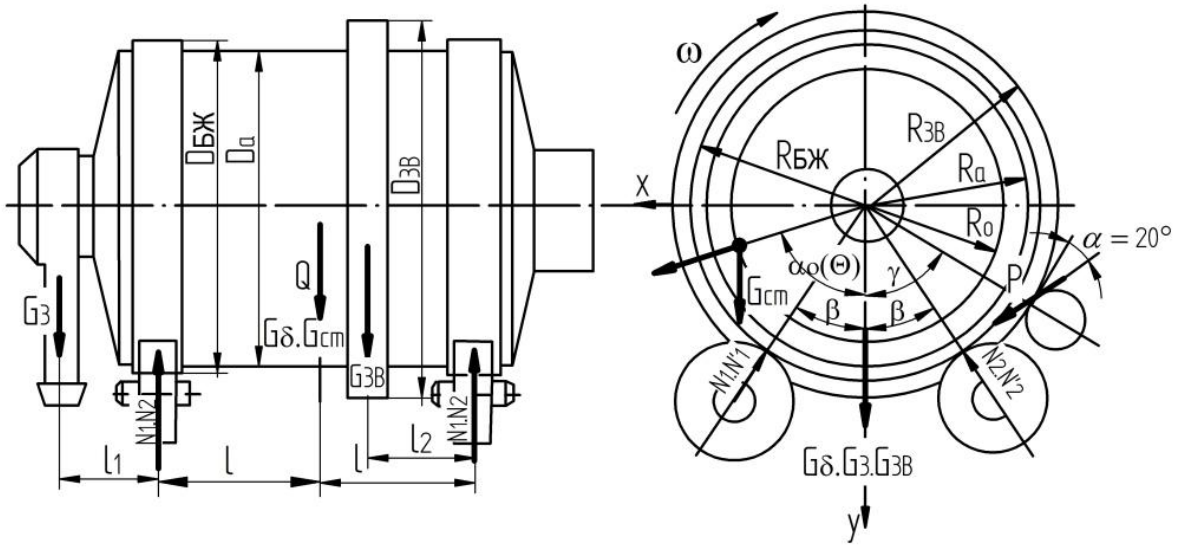
$$B_y = \frac{1}{2}\left[G_{ЗВ}\frac{2l - l_2}{l} + G'_б + G_{СМ} + Q\cos\theta - G_З\frac{l_1}{l} + P\frac{2l - l_2}{l}\sin(\gamma - \alpha)\right], N. \quad (10.57)$$

$$B_x = \frac{1}{2}\left[Q\sin\theta + + P\frac{2l - l_2}{l}\cos(\gamma - \alpha)\right], N. \quad (10.58)$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}, N. \quad (10.59)$$

Линейните размери l, l_1 и l_2, m са показани на фигура 10.35.

Когато мелницата е лагерувана на четири опорни ролки, натоварването и (Фиг. 10.36) е такова, че се поражда четири реакции, които могат да бъдат определени по формулите:



Фигура 10.36. Сили действащи на барабанна мелница с лагеруване на опорни ролки

$$N_1 = \left(\frac{G_Б^{'}}{2} + G_{ЗВ} \frac{l_2}{2l} + G_З \frac{2l + l_2}{2l} \right) \frac{\sin\beta}{\sin 2\beta} + \frac{G_{см}^{'}}{2} \left(\frac{R}{R_{БЖ}} . \frac{\sin\alpha_0}{\sin 2\beta} + \frac{\sin\beta}{\sin 2\beta} \right) +$$

$$+ \frac{Q}{2} . \frac{\sin(\alpha_0 + \beta)}{\sin 2\beta} + P \frac{l_2}{2l} \left[\frac{\cos(\gamma - \beta - \alpha)}{\sin 2\beta} - \frac{R_{ЗВ}}{R_{БЖ}} \frac{\cos\alpha}{\sin 2\beta} \right], N. \tag{10.60}$$

$$N_2 = \left(\frac{G_Б^{'}}{2} + G_{ЗВ} \frac{l_2}{2l} + G_З \frac{2l - l_1}{2l} \right) \frac{\sin\beta}{\sin 2\beta} - \frac{G_{см}^{'}}{2} \left(\frac{R}{R_{БЖ}} . \frac{\sin\alpha_0}{\sin 2\beta} + \frac{\sin\beta}{\sin 2\beta} \right) -$$

$$- \frac{Q}{2} . \frac{\sin(\alpha_0 - \beta)}{\sin 2\beta} + P \frac{l_2}{2l} \left[\frac{R_{ЗВ}}{R_{БЖ}} \frac{\cos\alpha}{\sin 2\beta} - \frac{\cos(\gamma + \beta - \alpha)}{\sin 2\beta} \right], N. \tag{10.61}$$

$$N_1^{'} = \left(\frac{G_Б^{'}}{2} + G_{ЗВ} \frac{2l - l_2}{2l} - G_З \frac{l_1}{2l} \right) \frac{\sin\beta}{\sin 2\beta} + \frac{G_{см}^{'}}{2} \left(\frac{R}{R_{БЖ}} . \frac{\sin\alpha_0}{\sin 2\beta} + \frac{\sin\beta}{\sin 2\beta} \right) +$$

$$+ \frac{Q}{2} . \frac{\sin(\alpha_0 + \beta)}{\sin 2\beta} + P \frac{2l - l_2}{2l} \left[\frac{\cos(\gamma - \beta - \alpha)}{\sin 2\beta} - \frac{R_{ЗВ}}{R_{БЖ}} \frac{\cos\alpha}{\sin 2\beta} \right], N. \tag{10.62}$$

$$N_2^{'} = \left(\frac{G_Б^{'}}{2} + G_{ЗВ} \frac{2l - l_2}{2l} + G_З \frac{l_1}{2l} \right) \frac{\sin\beta}{\sin 2\beta} - \frac{G_{см}^{'}}{2} \left(\frac{R}{R_{БЖ}} . \frac{\sin\alpha_0}{\sin 2\beta} + \frac{\sin\beta}{\sin 2\beta} \right) -$$

$$- \frac{Q}{2} . \frac{\sin(\alpha_0 - \beta)}{\sin 2\beta} + P \frac{2l - l_2}{2l} \left[\frac{R_{ЗВ}}{R_{БЖ}} \frac{\cos\alpha}{\sin 2\beta} - \frac{\cos(\gamma + \beta - \alpha)}{\sin 2\beta} \right], N. \tag{10.63}$$

Определянето на големината и разпределението на деформациите и напреженията в конструкционните елементи от механични системи с големи маси, размери и натоварване, каквито са барабанните мелници, представлява особено важна инженерна задача. В много случаи нейното правилно решение може да подобри експлоатационната сигурност и времето на безаварийна работа на системата.

В днешно време такова изследване може да бъде направено с помощта на компютърни програми и то може да покаже възможностите за извършване на линеен структурен анализ на обект от механична система с компютърно приложение по метода на крайните елементи (FEM). За програмната реализация може да се използва

тридименсионната параметрична CAD-CAE система ***SolidWorks-COSMOSWorks***.

Анализът на резултатите се извършва в следните две направления:

- Относно напреженията, резултатите са изведени чрез еквивалентното напрежение съгласно von Mises [6], което се изразяват чрез трите главни напрежения по формулата:

$$\sigma_{von} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \qquad (10.64)$$

Където:

σ_{von} е еквивалентното напрежение(stress) по von Mises, σ_1, σ_2, σ_3 – първо, второ и трето главни напрежения.

- Относно фактора на сигурност (***Factor of safety) (*FOS*)***, този критерий се базира на теорията на Mises – Henky, според, която **FOS** представлява отношение между големината на допустимото напрежение съответстващо на границата на еластичност - $\sigma_{\lim it}$ и тази на еквивалентното напрежение σ_{von} по von Mises ($\sigma_{\lim it} \geq \sigma_{von}$).

От това следва:

$$FOS = \frac{\sigma_{\lim it}}{\sigma_{von}} \geq 1 \qquad (10.65)$$

10.7.Схеми на смилане. Циркулационен товар

Схеми на смилане

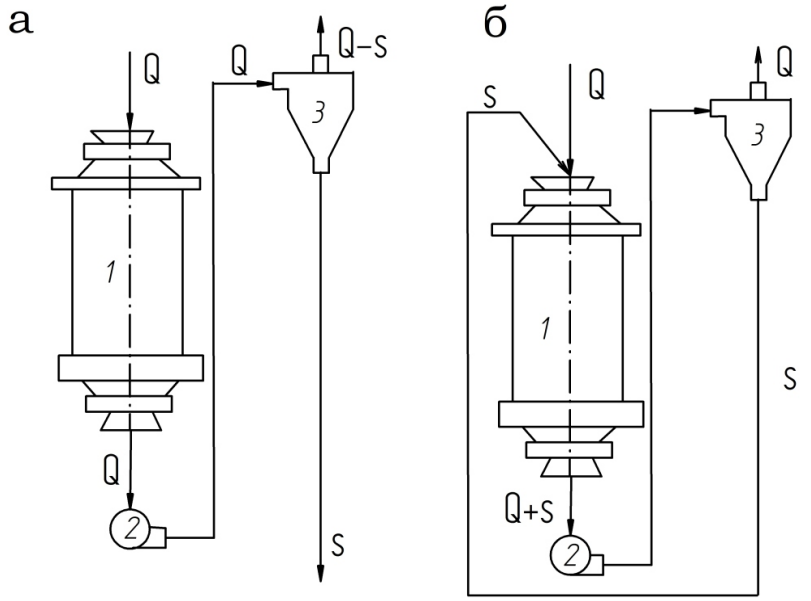
Схемите на смилане показват движението на материала по време на процеса смилане с барабанни мелници. Най-често се прилагат схеми с отворен, затворен и частично затворен цикъл.

Схемата на смилане с **отворен цикъл** (Фиг.10.37а) се използва при прътовите мелници, както за сухо, така и за мокро смилане, както и при топковите за сухо смилане. При тази схема материалът преминава през мелницата еднократно, като след нея се получава готовия продукт.

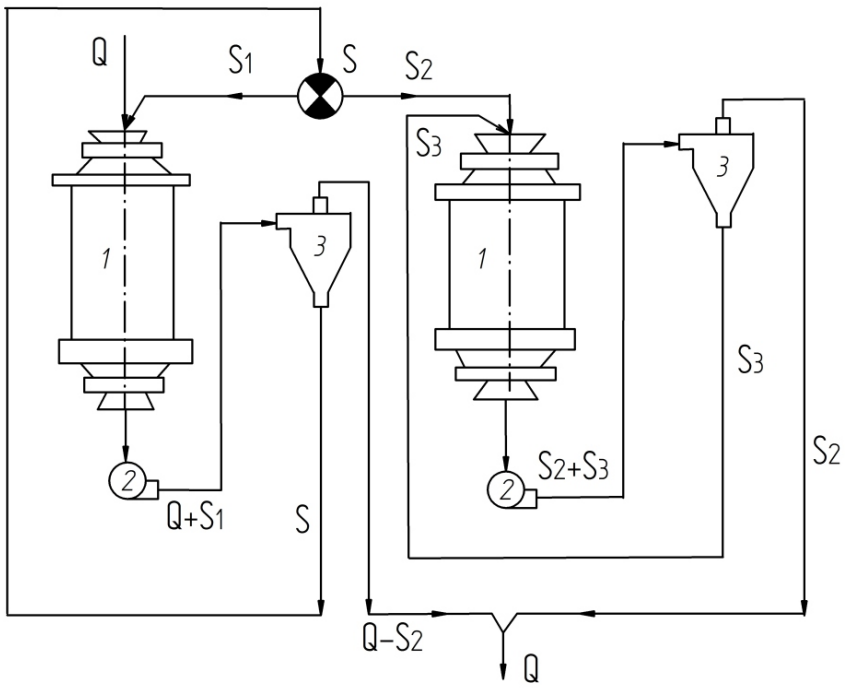
Схемата на смилане със **затворен цикъл** (Фиг.10.37 б) се използва при мелниците за мокро смилане. В този случай мелницата и класиращия хидроциклон представляват общ агрегат наречен мелничен агрегат. Подаването на материала

става направо в мелницата, като след нея материалът постъпва в класиращо устройство (механичен класификатор или хидроциклон), където се разделя на готов продукт (прилив) и едър клас пясъци. Пясъците се връщат обратно в мелницата за досмилане.

Потокът от пясъци обикаля непрекъснато от мелницата към класиращото устройство и обратно, като при установен режим на работа той е постоянен и се нарича **циркулационен товар**.



Фигура 10.37. Схеми на смилане с отворен и затворен цикъл
1 – мелница; 2 – помпа; 3 – хидроциклон



Фигута 10.38. Схеми на смилане с частично затворен цикъл
1 – мелница; 2 – помпа; 3 - хидроциклон

Схемата на смилане с **частично затворен цикъл** (Фиг.10.38) е характерна стова, че не всичките пясъци отделени от класиращото устройство, се връщат в мелницата. През нея минават само известна част от тях S_1, а останалите S_2 отиват в следващ стадии на смилане.

При тази схема на смилане, количеството на пясъците S_2, постъпващи във втората мелница, може да се регулира, като в граничен случай, когато $S_2 = S$, първата мелница преминава на схема с отворен цикъл на смилане, а втората със затворен.

Циркулационен товар

Циркулационния товар е един от най-важните параметри на мелничния агрегат. Правилното му определяне спомага да бъде увеличена производителността на мелницата и да бъде ограничено пресмилането на материала. Циркулационния товар C, който се пресмята в относителни единици или проценти, представлява отношение на количеството на пясъците S и готовия продукт в прилива на класификатора или хидроциклона Q .Следователно:

$$C = \frac{S}{Q}, \tag{10.66}$$

откъдето може да се определи дебита на пясъците $S = C.Q$.

При затворен цикъл на смилане, масата на готовия продукт в прилива е равна на масата на постъпващия в мелницата продукт. Ако максималната пропускателна способност на мелницата е Q_{MAX}, то масата $Q + S = Q(1 + C)$ на материала, постъпващ в мелницата не може да превишава Q_{MAX}:

$$Q(1 + C) \le Q_{MAX} \tag{10.67}$$

Това неравенство определя горната граница на изменение на циркулационния товар. Обикновено той варира в границите от 200 до 1000%.

Схемата на смилане с частично затворен цикъл се прилага при двустадийно смилане. Големината на циркулационния товар тогава, ще се определя от израза:

$$C = \frac{100S_1}{Q - S_2}, \% \tag{10.68}$$

Като се вземе предвид очевидното равенство

$$S = S_1 + S_2$$

И се положи $S_1 = k.S$, за уравнение (10.68) се получава:

$$C = \frac{100.k.S}{Q - S(1-k)}, \% \qquad (10.69)$$

Определянето на циркулационния товар става посредством взимане на проби от отделните потоци на схемата на смилане. Това се извършва от автоматизирани системи наречени гранулометри. Един гранулометър взима проби през определен период от време, от няколко мелници.

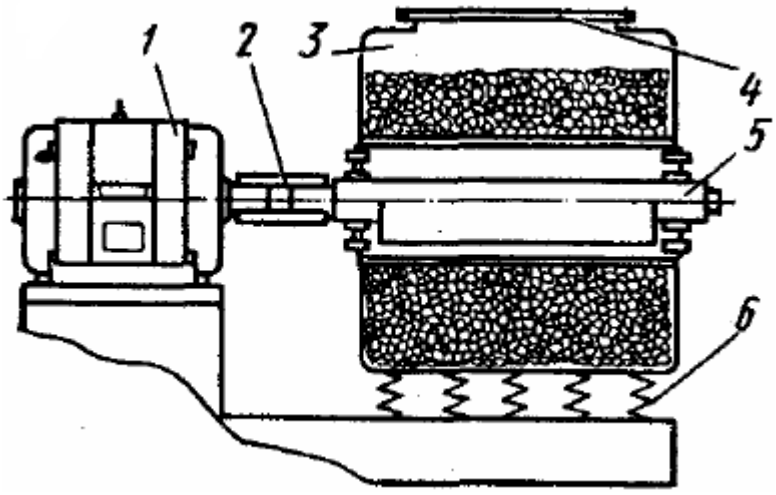
Изчисляването на циркулационния товар се извършва от компютърни системи, като се прилага уравнението на баланса на материала постъпващ и излизащ от за класирането.

Определянето на циркулационния товар може да бъде направено и чрез пресмятане на процентното съдържание на влага (вода) в продуктите на класиращото устройство. В този случай се прилага уравнението на баланса за количеството вода, влизаща или излизаща от класификатора или хидроциклона.

11. ВИБРАЦИОННИ МЕЛНИЦИ

Вибрационните мелници се използват са свръх финно смилане на различни материали [17,18]. В резултат на вибро смилането нараства значително специфичната повърхност на частиците, увеличава се повърхностната им активност и се проявяват нови свойства на материалите. В еднородни смеси, които са свръх фино смляни химически вещества, химическите реакции протичат няколко пъти по-бързо. Например с увеличаването на спицифичната повърхност на цимента от 3000 до $5000\,mm^2/g$, нараства граничното му напрежение на разрушаване от 30 до $70\,MPa$ и скоростта му на втвърдяване.

Принципът на действие на тези машини може да се обясни разглеждайки конструкцията (Фиг.11.1) на някоя от тях.



Фигура 11.1. Хоризонтална еднокорпусна вибрационна мелница

По оста на барабана 3, покрит от капака 4 и лежащ върху еластичните опори (пружини) 6 е монтирана тръба в която, е лагеруван дебалансния вал 5. При бързото въртене от вала на двигателя 1, чрез еластичния съединител 2, дебалансния вал привежда в колебателно движение барабана 3 и намиращите се в него смилащи тела (малки топки и цилиндри). Честотата на тези колебания съответстват с честотата на въртене на вала на двигателя (най-често 1500 или $3000\,\mathrm{min}^{-1}$), а амплотудата е от 2 до $4\,mm$. Колебанията на смилащите тела ги карат да се удрят едно в друго и да смилат попадналите между тях частици материал чрез стриване и смачкване.

В момента съществува голямо разнообразие в конструкциите на вибрационните мелници.

Те могат да бъдат класифицирани по няколко основни признака:

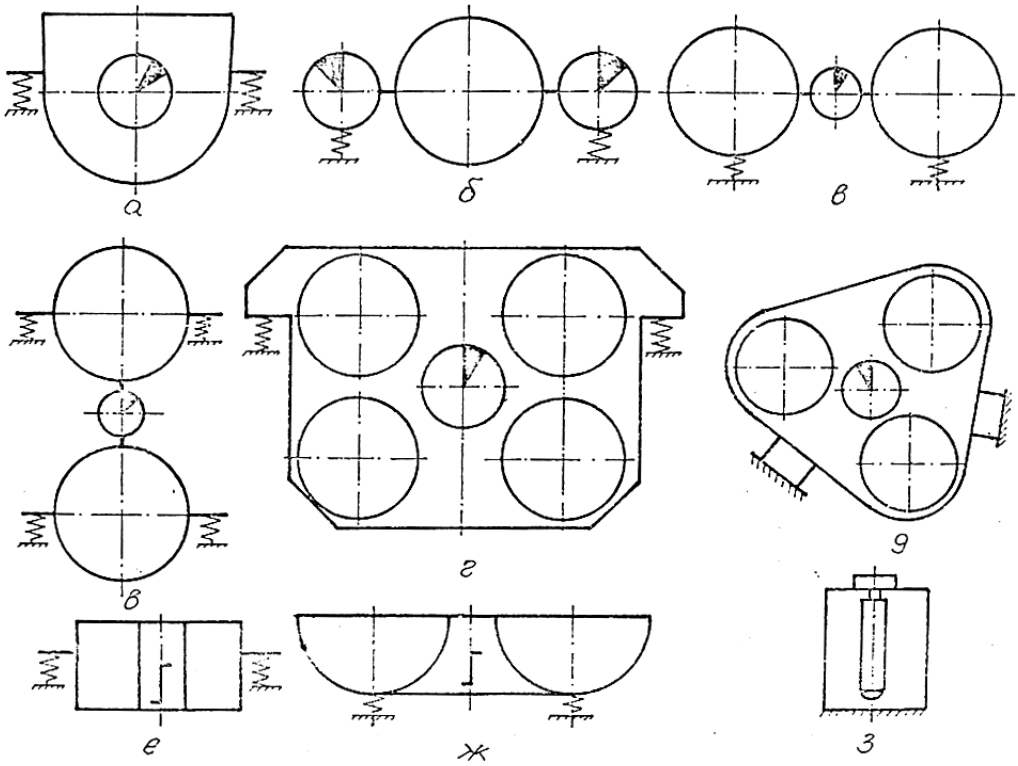
1. Технологичен:

-режим на работа - цикличен и непрекъснат;

-вид на процеса - сух и мокър;

-място на захранване и разтоварване и др.

-според разтоварването на смления материал - централно и периферно



Фигура 11.2. Принципни схеми на вибрационните мелници.

2. Конструктивен:

1. Според положението на работната камера - вертикална и хоризонтална;

1.1. За хоризонтални вибромелници:

- еднокорпусна (Фиг. 12.1. а);

- еднокорпусна с два синхронизирани вибратора (Фиг. 12.1-б);

- двукорпусна с един вибратор (Фиг. 12.1.- в);

- четирикорпусна с един вибратор (Фиг. 12.1.- г);

- трикорпусна с един вибратор (Фиг. 12.1.- д);

1.2. За вертикалните вибромелници:

- вертикална с два коаксиални цилиндрични корпуса (Фиг. 12.1.- е);

- вертикална с тороидален корпус (Фиг. 12.1.- ж);

2. Според броя. на работните камери – с една, две, три, четири и т.н.

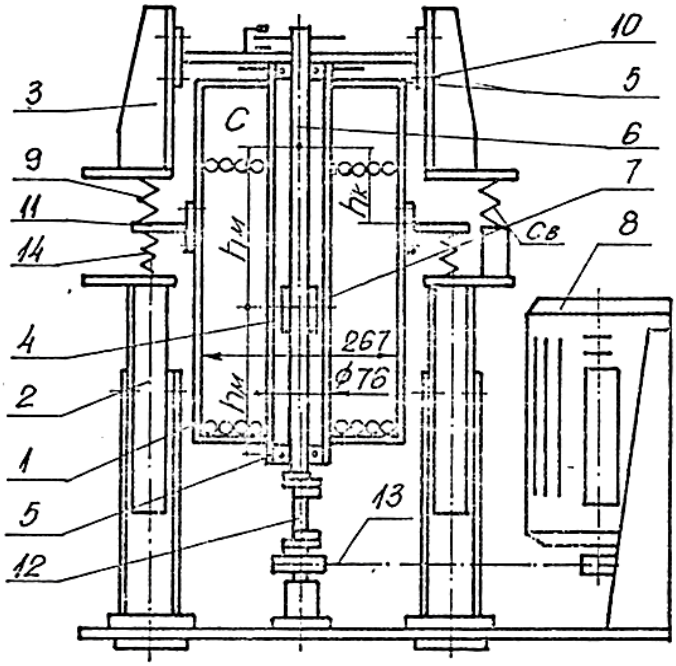
1. Според вида на работната камера- цилиндър, корито, полусфера, елипсоид и др.

2. Според вида на вибрациите: обемни, кръгови, елипсовидни, линейни.

3. Според типа на вибратора - инерционен, ексцентриков и др.

4. Според смилащата среда – топкови, прътови или др.

На фигура 11.3 е показана конструкцията на еднокамерна мелница с обемно вибриране.

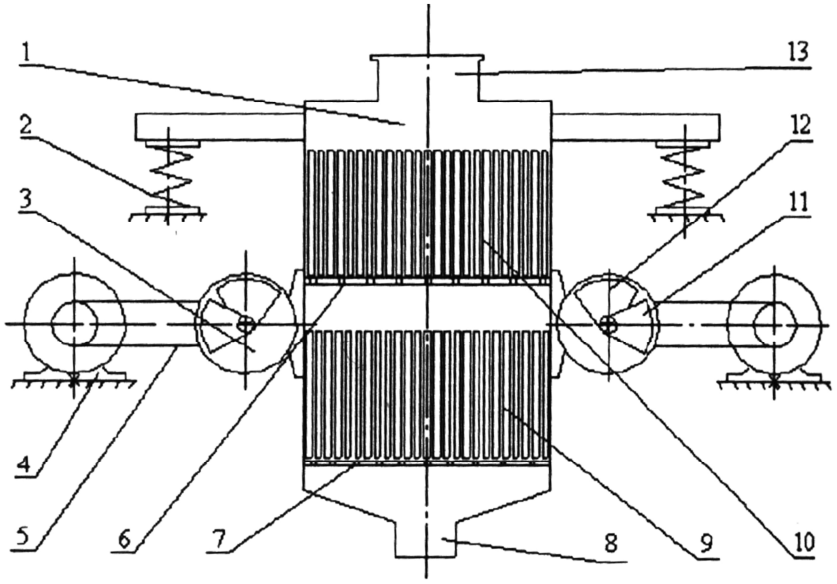


Фигура11.3. Еднокамерна мелница с обемно вибриране
1-корпус; 2 –фундаментни крака; 3 – лагерни кутии; 4- вибратор; 5 – лагери; 6 – вал; 7 – дебаланс; 8 – електродвигател; 9 - еластични опори; 12- задвижващ вал с еластичен телескопичен съединител; 13- ремъчна предавка; 14- еластични опори

Пространството между корпусите на вибратора и мелницата се запълва със смилащи тела, като се насипва и определено количество материал. Електродвигателя задвижва дебалансния вал посредством ремъчната предавка и задвижващия блок. Въртящият се вал с дебалансите създава смущаваща сила и момент, които благодарение на окачването на вибратора генерира пространствени трептения. Пространствените трептения на корпуса на вибратора се предават директно в целия обем на смилащи тела и материал. По този начин се генерира едно обемно вибрационно поле,

което въздейства директно върху материала, следствие на което последния се насипва. Параметрите на това вибрационно поле са променливи в обема на мелницата. Наситнения материал се спуска надолу, при което се подлага на въздействия от страна на смилащите тела и като достигне до дъното на мелницата той изтича през решетките на изходящата тръба. Смилащите тела получават въздействие основно от енергоподаващият корпус на вибратора 4 и допълнително от корпуса на мелницата поради окачването на вибратора, с което не е необходимо да се създава допълнителен втори вибровъзбудител за корпуса на мелницата.

На фигура 11.4 е показана вибрационна прътова мелница.



Фигура 11.4. Вибрационна прътова мелница

Вибрационната прътова мелница е предназначена за сухо смилане на естествени минерални суровини и продукти, както и при рециклиране на стъклени, керамични, порцеланови и др. технологични отпадъци. Големината на изходните късове в зависимост от вида на материала може да бъде до 20mm, а финността на смилане до 80-100 микрона.

Мелницата се състои от цилиндричен корпус 1 с вертикална надлъжна ос, който е поставен върху фундамент посредством еластични опори (винтови пружини) 2. Към корпуса 1 от двете страни са закрепени неподвижно вибраторите 3, снабдени с ремъчни предавки 5 и електродвигатели 4. В корпуса 1 от двете страни са закрепени неподвижно вибратори 3, снабдени с ремъчни шайби и

ремъчни предавки 5 , и електродвигатели 4. В корпуса 1 са поставени горна 6 и долна 7 решетки, с които се оформят две смилащи камери. В горната камера са поставени смилащи пръти 10, а в долната камера – смилащи пръти 9. Материалът, който ще се смила, постъпва през захранващият отвор 13, а готовият продукт изтича от изходящият отвор 8.

Вибраторите са механични от центробежен тип, изградени от лагерни тела, в които лагерува вал, снабден с дебаланси 11 и 12. Тази мелница може да работи в режим с отворен цикличен, при сухо смилане на различни строителни материали или в затворен непрекъснат режим на смилане на тези материали, за които е нужна класираща система, съставена от въздушни сепаратори (циклони), ръкавни филтри, приемни бункери, вибриращи тръбопроводи и вентилатори.

Принципът на действие на вибрационната прътова мелница при режим с отворен цикличен на работа е следният.

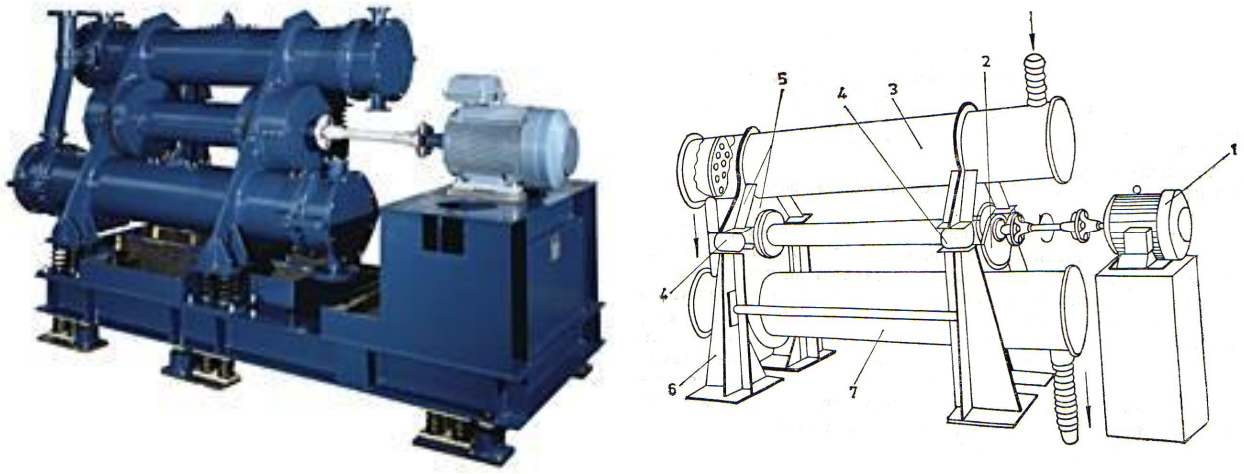
Пространството между корпуса на мелницата и смилащите тела се запълва с материал. Пускат се последователно първият и вторият електродвигател, които чрез ремъчните си предавки задвижват валовете с дебалансните маси на двата вибратора, при което те създават кръгови смущаващи сили с кръгови честоти, отговарящи на ъгловата скорост на въртене на валовете.

Поради особеното разположение на дебалансите в двата вибратора се създават: насочена сила, изменяща се по синусов закон във времето с направление по надлъжната ос на корпуса на машината; смущаващ момент спрямо надлъжната ос на корпуса на машината, изменящ се по синусов закон; смущаващ момент спрямо перпендикуляра на надлъжната ос на корпуса и перпендикулярен на оста, свързваща двата вибратора, изменящ се по косинусов закон във времето.

Поради еластичното окачване на корпуса на мелницата тези смущаващи сили и моменти водят до едно сложно пространствено движение на последният, което се предава на смилащите пръти. При вертикалното трептене на корпуса, смилащите тела се движат заедно с корпуса до края на хода му, след което те се връщат заедно с него при по-малка инерционна сила. Ако инерционната им сила е по-голяма от собственото им тегло, последните се отделят от решетките и продължават да се движат нагоре до изразходване на получената от корпуса кинетична енергия в съпротивление между смилащите пръти и смилания материал между тях.

След това смилащите тела започват да падат върху движещите се вече нагоре решетки (корпус), при което се удрят в тях, и този цикъл се повтаря отново. Материалът попаднал между смилащите пръти и решетките, се наситнява от ударното въздействие и триене между смилащите пръти и решетките. Стриване на материала се извършва от въртенето на смилащите пръти около собствената им ос, а така също и от въртенето им спрямо надлъжната вертикална ос на корпуса на мелницата.

На фигура 11.5 е показан общ изглет на двукорпусна хоризонтална вибрационна мелница, използвана за финно смилане на материали със средна и голяма здравина. Двата корпуса (барабана) 3 и 7 са обединени в общ агрегат, чрез гредите 5, стъпващи на еластичните опори (тампони) 4,поставени върху фундаментните опори 6.



Фигура 11.5. Двукорпусна хоризонтална вибрационна мелница

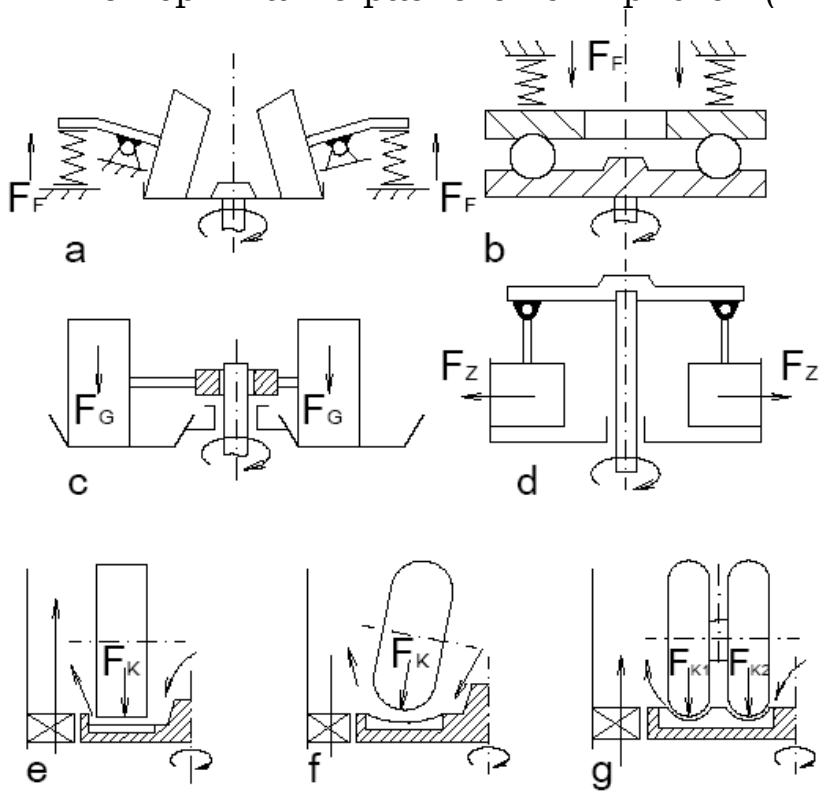
Дебалансният вибрационен вал 2, задвижван от двигателя 1, развива центробежна сила, която привежда подвижната част на мелницата в кръгови трептения. Материалът постъпва в десния край на тръбния корпус 3, преминава през цялата дължина на двата корпусни барабана, напълнени със смилащи тела (топки) и се разтоварва през десния край на корпусния барабан 7.

Освен вибрационни в практиката са познати и полу вибрационните хоризонтални мелници. Те не се различават съществено от вибрационните, но имат една конструктивна разлика от тях, предопределила ограниченото им разпространение. Разликата от вибрационните се състои в това, че дебалансният вал е лагеруван върху фундамента в двата края на барабана. За разлика от вибрационните

мелници, при полу вибрационните е не възможно да се получи пълно балансиране, поради изменящите се условия на работа, произтичащи от изменението на режима на захранване и разстоварване на мелницата. В резултат на това се получават грешки в уравновесяването на инерционната сила, които даже при големина от 5% се отразяват не благоприятно върху работата на мелницата и особенно върху натоварването на основните им лагери. Променливите по посока и големина с честота от $25 \div 50 Hz$ реакции в лагерите се отразяват неблагоприятно на натоварването на фундамента и на цялата сграда.

12. ПРЪСТЕНОВИДНИ МЕЛНИЦИ

Работният орган на пръстеновидните мелници се състои от пръстен, ролки или сфери [8]. Ролките (или сферите) се търкалят по пръстена и смилат материала предимно чрез смачкване. Смилането може да се осъществява с търкаляне по плосък хоризонтален пръстен (Фиг. 12.1 a,c,e), по хоризонтален тороиден пръстен (Фиг.12.1 b,f,g), по конусна повърхнина на пръстена или по вертикално разположен пръстен (Фиг.12.1 d).



Фигура 12.1. Схеми на пръстеновидни мелници

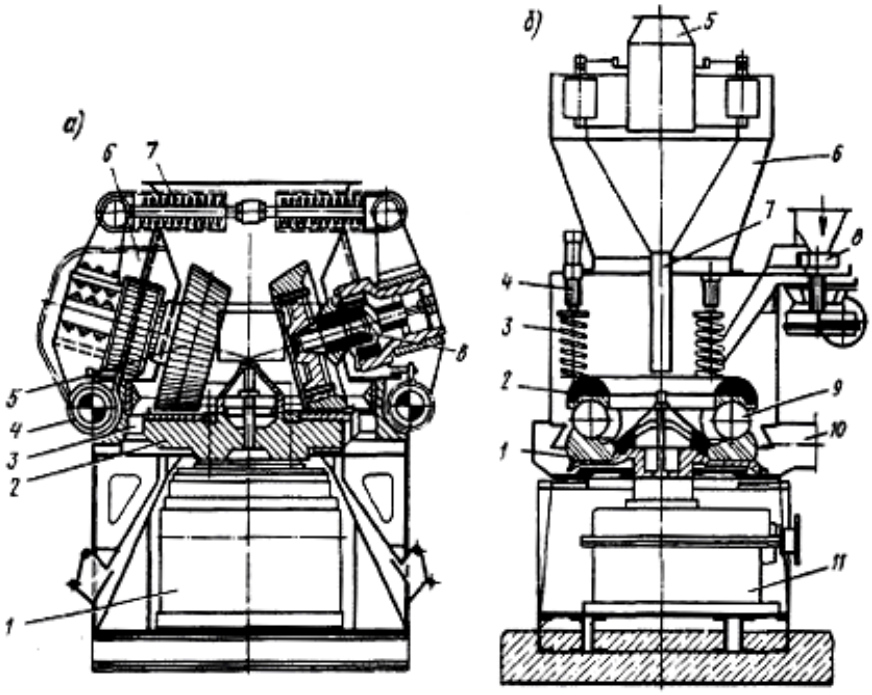
По принцип на действие пръстеновидните мелници приличат на ролковите трошачки, като смилането става чрез смачкване и стриване. Пръстенът или оста на ролките се привеждат в движение от задвижващия възел на мелницата.

Поради това, че масата на ролките и сферите не е неограничена, всички типове пръстеновидни мелници, имат допълнително притискане на ролките или сферите, което се осигурява от налягането на пружини или от центробежни сили породени от въртенето.

Пръстеновидните мелници се използват за смилане на не абразивни материали със малка или средна здравина.

Въртенето на работният орган на тези мелници е с честота от 100 до 300 min^{-1}. Финното смилане при пръстеновидните мелници се осъществява благодарение на

затворения цикъл на смилане и отделянето на смлените частици и транспортирането им от въздушен поток до класиращ сепаратор.



Фигура 12.2. Пръстеновидни ролкови и сферични мелници

Пръстеновидната мелница с плосък пръстен и конични ролки (Фиг. 12.2 а) се състои от бронирания пръстен 2, привеждан във въртене от двигателя чрез редуктор 1, и ролки 5, с оси 8, свободно лагерувани в корпуса и подържани от лостовете 6. Лостовете в долния си край са закрепени към тялото на мелницата с шарнирите 4, а в горния са опънати от пружините 7, които в зависимост от размера на мелницата създават налягане от 44 до 440 Nm на всяка ролка. Хлабината между ролките и пръстена може да се регулира от винтово устройство. Мелницата е покрита със херметичен кожух.

Материалът постъпва в центъра на пръстена върху направляващия конус, но под действие на центробежните сили се премества към периферията и попада под ролките.

Подгрятият предварително до 300^0 въздох постъпва в мелницата през отворите 3, подхваща материала и го транспортира до сепаратор, монтиран над мелницата.

В сепаратора едрите частици се отделят и падат свободно по централната тръбата за повторно смилане, а ситните се транспортират от въздуха извън сепаратора за утаяване.

Диаметърът на пръстените на мелниците варира от 640 до 1630 mm, а диаметърът на ролките е от 480 до 1200 mm.

Пръстеновидните сферични мелници (Фиг. 12.2 б) се

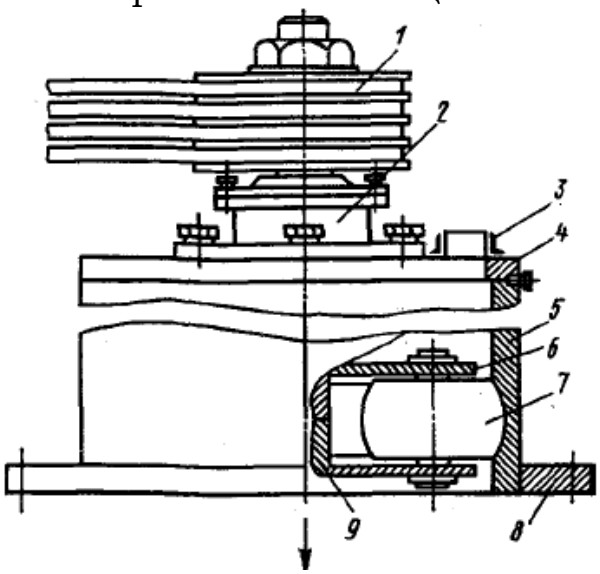
състоят от пръстена 1, задвижван от електродвигателя посредством редуктора 11 и сфери 9, свободно поставени в тороидния канал на пръстена 1. Разстоянието между сферите е 15 -20mm и се подържа от сепаратор. Сферите са притиснати към въртяшия се пръстен от пружините 3 и неподвижния горен пръстен 2. Натягането на пружините става чрез винтовото устройство 4. И тази мелница е покрита със херметичен кожух.

Материалът от питателя 8 попада чрез направляващия конус върху пръстена под сферите за смилане. Налягането върху материала се създава от натягането на пружините, теглото на сферите и горния пръстен и от центробежните сили породени от въртенето.

Смляният материал се подхваща от въздуха постъпващ през тръбата 10 и се транспортира в сепаратора 6, където едрите частици се връщат по тръбата 7, а ситните през тръбата 5 се пренасят към устройството за утаяване.

Диаметърът на канала на пръстените на тези мелници достига до $1450\,mm$, честотата на въртене на пръстена е от 300 до $330\,\mathrm{min}^{-1}$, производителността на тези машини е от 0,5 до $9\,t/h$, а инсталираната мощност от 7,4 до $110\,kW$.

На фигура 12.3 е показана конструкцията на центробежна ролкова мелница, която се състои от цилиндричен корпус 5 с капак 4, захранвач 3 и фундаментна плоча 8, ротор 9 с накрайници 6 и ролки 7. Роторът с верикален вал се опира и лагерува на лагера 2 и се привежда в движение от клиноремъчна шайба 1. Материалът се смила чрез смачкване между външната повърхност на ролката и пръстеновидната повърхност на облицовката на корпуса.



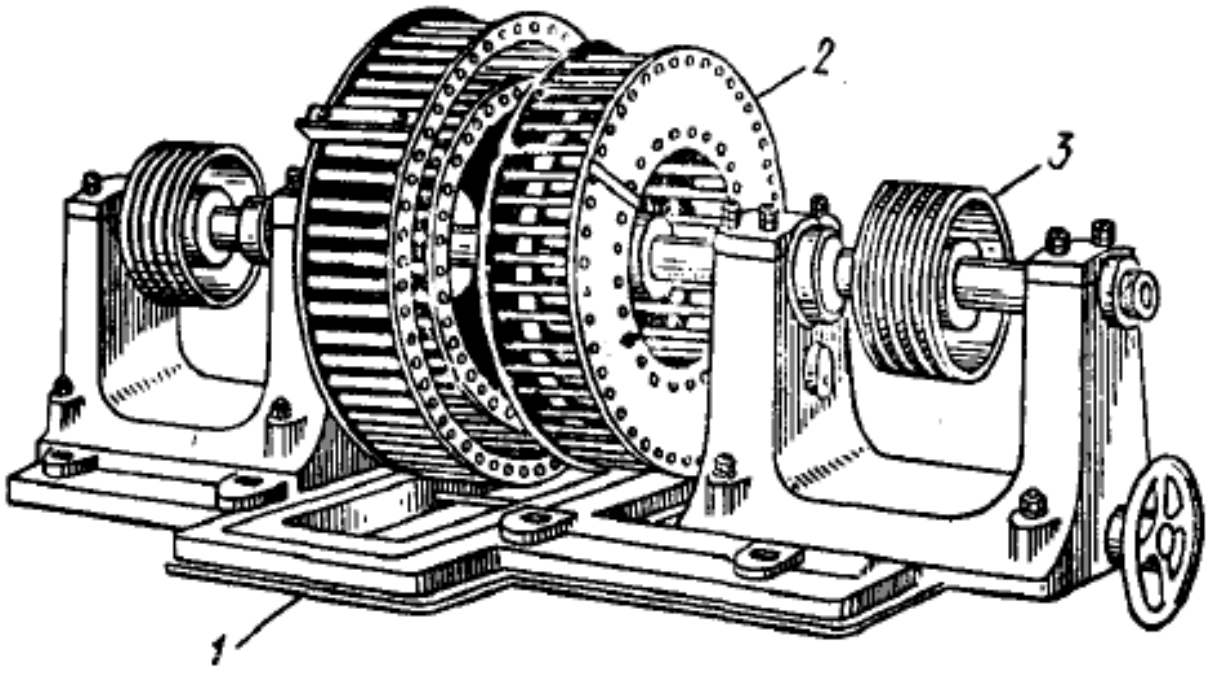
Фигура 12.3. Центробежна ролкова мелница

13. УДАРНИ МЕЛНИЦИ

Ударните мелници смилат материалите посредством удар от чукове твърдо монтирани върху бързо въртящ се един или два ротора [5,9]. Конструктивно те се класифицират, като дезинтегратори и аеробилни мелници. Дезинтеграторите позволяват да се получи продукт с размер по малък от 0,5mm, а аеробилните мелници може да бъде осъществено едновременно смилане и изсушаване на продукти от въздушен или газов поток.

Дезинтеграторите се използват за смилане на глини изсушени до 8-9%, за смилане на варови късове, варовик, сух азбест, въглища, а също така за смесване на варово-пясъчни маси и смилане и активизация на пясъка при производството на силикатни изделия.

Дезинтеграторът (Фиг.13.1) се състои от основа 1, ротори 2 и задвижвания 3. Основата сама по себе си представлява фундаментна плоча сдве стойки с лагерни опори на два вала задвижващи роторите.



Фигура 13.1. Дезинтегратор

Конзолно на валовете са монтирани дискове на, които по концентрични окръжности са поставени палци (чукове)с форма на цилиндрични пръчки. За осигуряване на достатъчна коравина в края на палците, те са обединени от тесни пръстени. Редовете от палци на съответните ротори са концентрично разположени и се намират в кожух. Роторите се

въртят с висока скорост и противоположно, благодарение на което, материалът постъпил от захранващия улей в най - вътрешният ротор, от центробежните сили се движи към външните получавайки удари от срещуположно въртящите се пръстени от палци. Това става от пръстен на пръстен или от ротор на ротор, докато не се разтовари смлян през разтоварния отвор на основата. Всеки ротор се задвижва с отделен двигател с клиноремъчна предавка.

Дезинтеграторите обезпечават висока степен на смилане, която може да се регулира чрез оборотите на роторите и едрината на захранващия продукт. Производителността им зависи от степента на смилане, размерите на дезинтегратора и от физикомеханичните свойства на материала. Голямо влияние върху производителността оказва равномерността на подаване на материала в машината. Дезинтеграторите имат диаметър на роторите от 450 до $2200\,mm$, при сравнително къси палци от 100 до $700\,mm$.

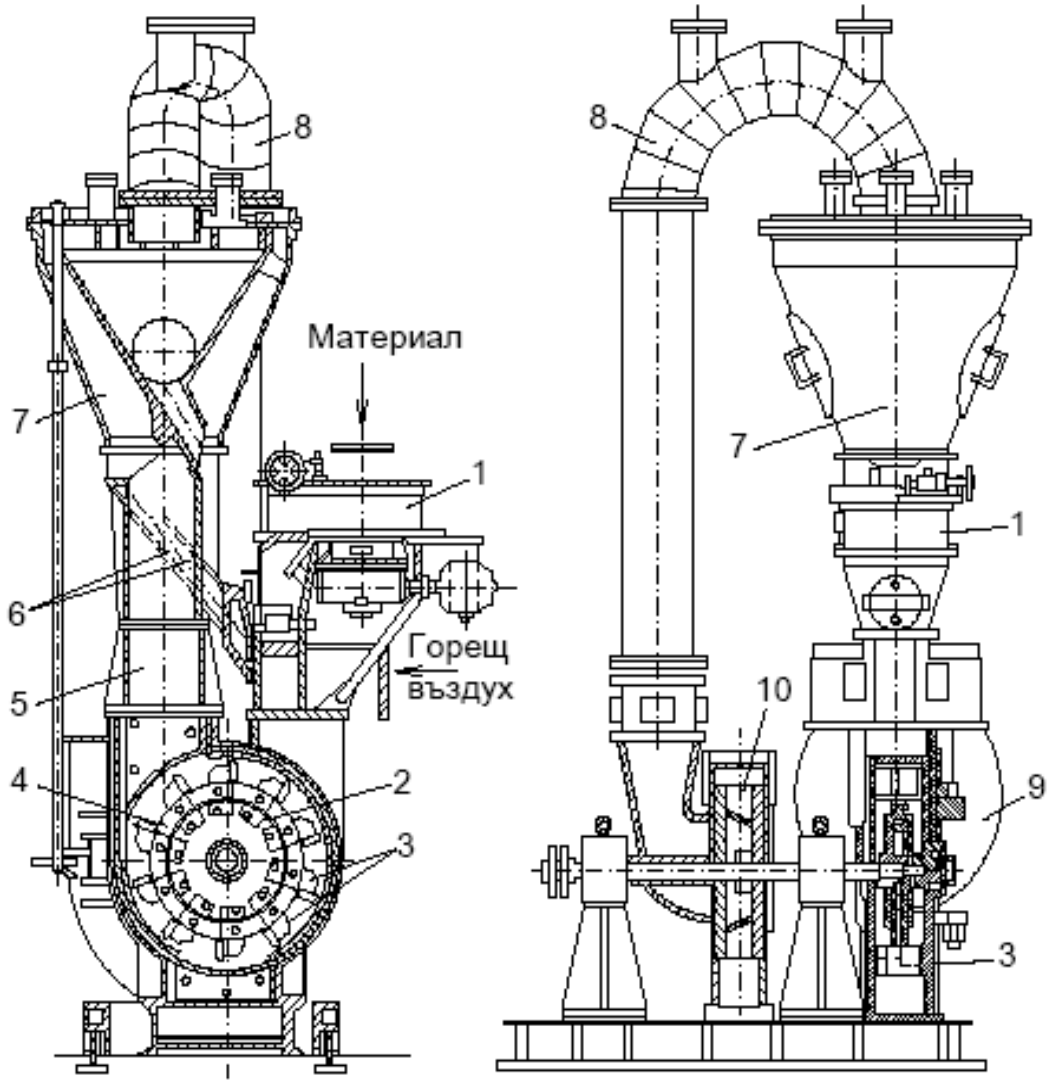
Дезинтегратор с диаметър на ротора от $1350\,mm$ и мощност на двигателя $18{,}4\,kW$ има производителност при смилането на въглища до $0{,}2\,mm$ - $10\,t/h$.

Аеробилните мелници се използват за едновременно смилане и изсушаване на въглища, гипс, глини, вар, азбест и други материали в поток от горещ газ. Аеробните мелници са съставени от ротор подобен на тези на ударно отражателните трошачки с десет чука, вентилатор създаващ въздушен поток, сепаратор отделящ ситната фракция от едрата и захранвач,.равномерно подаващ материал в обсега на ротора на мелницата.

Смленият материал от ротора се транспортира от въздушен поток до сепаратора, където ситният се отвежда за утаяване, а едрият се връща за повторно смилане. Едрината на смляния продукт на аеробилните мелници може да се регулира чрез изменението на скоростта на въздушния поток, чрез промяна на съпротивленията при движението му в специални жалюзи, или чрез промяна на скоростта на ротора на вентилатора. При намаляване на скоростта на въздушния поток по ситни частици се отвеждат и степента на смилане се увеличава но производителността на мелницата намалява. При увеличаване на скоростта на въздушния поток степента на смилане се намалява, а производителността на мелницата нараства.

На фигура 13.2 е показана аеробилна мелница, съставена от ротор 4, с форма на диск 2, по периферията на

който са закрепени смилащи елементи (чукове) 3. Материалът посредством захранвача 1 и ръкава 9 се подава в мелницата през отвори, изрязани в страничните стени на корпуса. Смилането става чрез удар на късовете в смилащите елементи и при втори удар в бронята на мелницата след отскачането им от ротора. Част от материала се смила и чрез стриване. Роторът изхвърля смляния продукт в тръбата 5, под въздушния сепаратор 7. Потокът от въздух се ускорява допълнително от вентилатора 10, свързан с тръбата 8. В сепаратора става разделяне на смляния продукт по едрина на две класи: едър, който се връща по тръбата 6 обратно за досмилане и ситен, който се засмуква от вентилатора 10 през тръбата 8 и се насочва за утаяване.



Фигура 13.2.Аеробилна мелница

14. СТРУЙНИ МЕЛНИЦИ

Струйните мелници са намерили приложение [7] за получаването на особено ситни продукти с едрина на зърната под 0,01mm. Използването за тази цел на барабанни и други мелници се е оказало неефективно, поради спадането на тяхната производителност и замърсяването на готовия продукт с желязо.

Например, най-използваните барабанни топкови мелници имат коефициент на полезно действие под 1% и топките им понякога, са с твърдост по-ниска от тази на смилания продукт, в резултат на което се изразходва огромно количество метал.

В струйните мелници се използва принципът на високоскоростното смилане (до $400 m / s$ скорост на струята на енергоносителя), което води до подобряване на показателите им спрямо останалите мелници. Поради заложения в тези мелници процес на самосмилане, се постига намаляване на размерите на работната им камера, което позволява тя да бъде облицована от материали по-твърди от смилания продукт. В резултат на това се постига намаляване на абразивното износване на облицовката и замърсяването на готовия продукт. Освен това, високоскоростното въздействие върху материала, повишава к.п.д на процеса смилане в тези мелници и намалява неговата енергопоглъщаемост.

Струйните мелници могат да бъдат класифицирани в зависимост от различни признаци, както следва:

- технологични - с изнесен и с поместен в камерата разделител на готовия продукт;

-. енергоносител – въздухоструйни, пароструйни и газоструйни (инертен газ);

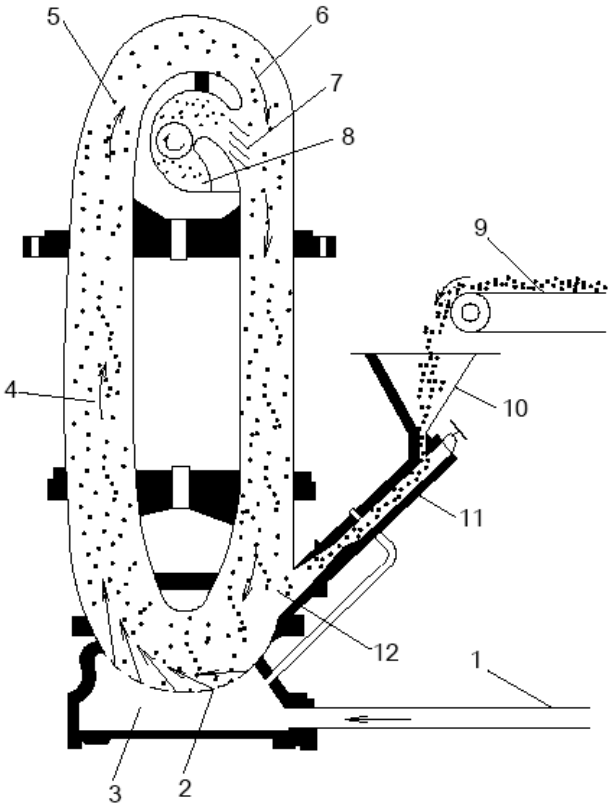
- конструктивни – с вертикална тръбна смилаща камера (готов продукт под 0,001mm), с плоска смилаща камера (готов продукт под 0,01mm) и с ежекторна камера (готов продукт под 0,06mm).

На фигура 14.1 е показана схема на струйна мелница с вертикална тръбна камера. Постъпващият материал от лентовия транспортьор 9 попада в бункера 10 и от там в захранващия ежектор 11, който го транспортира предавайки му определена скорост, в зоната на смилане 12.

Енергоносителят (пара, въздух или инертен газ) постъпва по тръбата 1 в колектора 3 и от там през дюзите 2 в долната част на камерата. Дюзите са разположени в два реда по

двойки така, че двете струи на съответната двойка дюзи да се пресичат на определено разстояние от срещуположната стена на тръбата.

Работния флуид се подава тангенциално за да се получи циркулация на струята, което се дължи на наклона на дюзите.



Фигура 14.1. Струйна мелница с вертикална камера

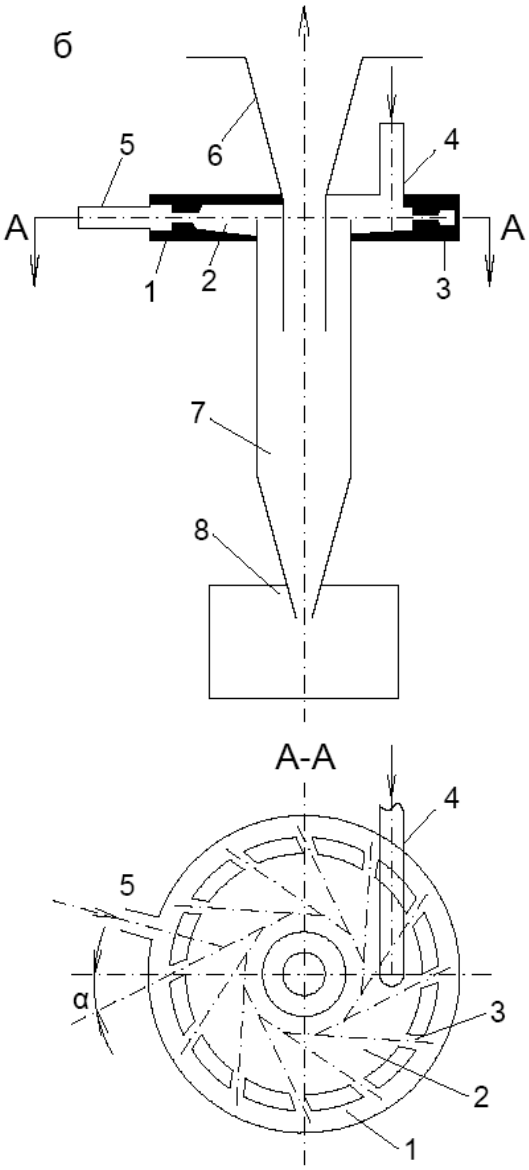
Разделянето на частиците по едрина става под действие на центробежните сили, възникващи в колената 5 и 6. Там по-едрите частици се движат плътно до стената и след това се спускат по вертикалния клон на тръбата в зоната на смилане. Ситните частици, изместени от едрите, се движат по вътрешната стена на тръбата и попадат в потока флуид, който през инерционния разделител 7 се отправят в изпускателя 8.

На фигура 14.2 е показана схема на струйна мелница с плоска смилаща камера. Материалът постъпва за смилане чрез ежектор по тръбата 4. Енергоносителят постъпва по тръбата 5 в колектора 1, откъдето със скоростта на звука изтича през дюзите 3 в смилащата камера 2. И тук дюзите са наклонени под ъгъл α, което пресича струите и те образуват многоъгълник с център оста на камерата. В централната част на камерата се намира центробежен прахоуловител, съставен от две една в друга тръби. Тръбата с голям диаметър 7 свързва камерата с приемното устройство за готовия продукт, а тази с

малък диаметър 6 отвежда загубилия енергията си енергоносител.

Частиците попаднали в камерата на мелницата, се движат по кръгови траектории, увлечени от енергоносителя след което, са подхванати от струите, изтичащи от дюзите и се сблъскват в точките на пресичане им. По този начин те се смилат чрез удар една в друга.

В камерата на мелницата действат центробежни и центростремителни сили, като центробежните намаляват по бързо от центростремителните.



Фигура 14.1. Схеми на струйни мелници

В резултат на това, след като частиците достигнат определен размер, флуидния газов поток ги увлича и отправя в междината на тръбите 6 и 7. Голямата скорост на потока и наличието на значителна тангенциална компонента създават

условия за мощен изходящ вихър, благодарение на който, около 80% от частиците се утаяват в приемника 8. Останалите 20% се отнасят от енергоносителя през тръбата 6, като около 15% се утаяват във вторични пневматични циклонни устройства, а останалите около 5% се хващат при окончателното очистване на транспортиращия флуид.

15. ПРЕСЯВАНЕ И ПРЕСЕВНИ УРЕДБИ - СПОМАГАТЕЛЕН ПРОЦЕС И МАШИНИ УЧАСТВАЩИ В РАЗКРИВАНЕТО НА МИНЕРАЛНИТЕ ЗЪРНА

15.1. Характеристика на процеса пресяване

Същност, цели и задачи на процеса пресяване

Пресяването е процес, при който насипните материали се разделят на класове по едрина чрез пресевни повърхнини [16].

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 в процеса на разкриване на минералните зърна, за класиране на разтрошения или смлян 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 или смилане. По такъв начин се повишава производителността на трошачните цехове. При смилането на рудите, пресяването може да бъде използвано за класиране на готовия продукт по едрина при дву стадийно смилане, като едрата класа се връща за досмилане в първия стадий, а ситната отива в следващия.

В този случай пресяването изпълнява междинна операция при трошенето или смилането 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 въглища, железни руди и строителни материали.

Когато при пресяването се получат класове със строго определена едрина на зърната, с цел подготовка на материала са следващи обогатителни процеси, тогава то се нарича **подготвително пресяване**.

Пресяване се прилага също при отделяне на вода и шлам от продукти, получени след промиване или гравитационно обогатяване, както и за отделяне на суспензия при обогатяване в тежки среди. Това пресяване 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:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{\frac{Q.\alpha}{100}}.100 = \frac{Q_2.10^4}{Q.\alpha},\%. \qquad (15.1)$$

Където:

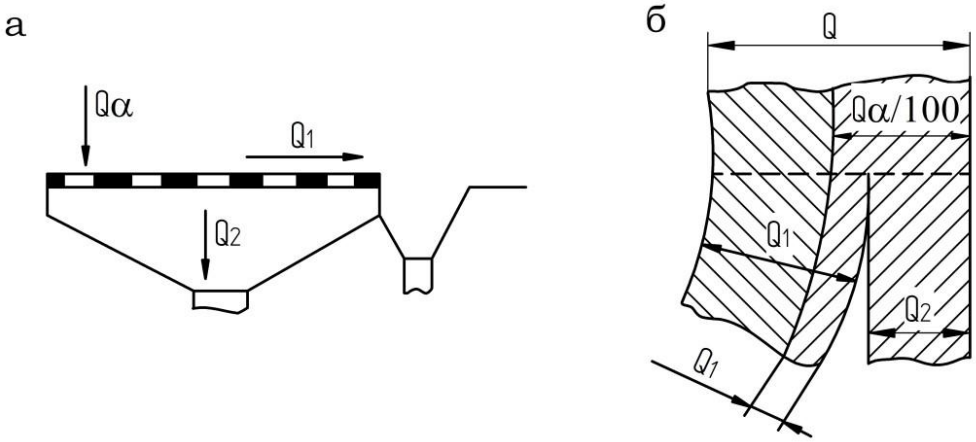
Q, kg е масата на постъпващия за пресяване продукт (Фиг. 15.1);

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.



Фигура. 15.1. Схема на класовете при пресяване

При използването на тази формула, е необходимо да се знаят масите на материала постъпващ върху ситото Q и на подситовия продукт Q_2. Определянето на тези маси става посредством, процентното съдържание на подситовия клас в материала за пресяване α и в надситовия продукт β. Очевидно е равенството:

$$Q = Q_1 + Q_2. \qquad (15.2)$$

За дебита на подситовия клас преди и след пресяването е в сила равенството:

$$\frac{Q.\alpha}{100} = Q_2 + \frac{Q_1.\beta}{100}. \qquad (15.3)$$

При съвместното решаване на (15.1), (15.2) и (15.3), за ефективността на пресяването се получава:

$$\varepsilon = \frac{(\alpha - \beta).10^4}{\alpha(100 - \beta)}, \%. \qquad (15.4)$$

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.

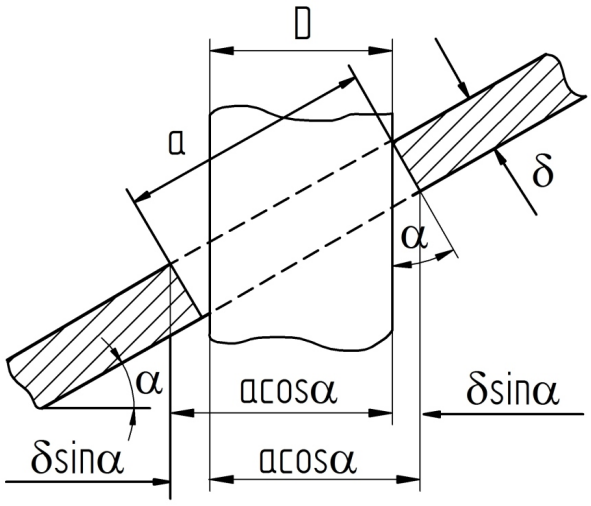
Един от тези фактори е **формата на отворите на пресевната повърхност** на ситата. Формата на тези отвори е кръгла, квадратна или правоъгълна. Пресевните повърхности с кръгли отвори дават по-дребен подситов продукт, като максималния размер на зърната, преминали през пресевната повърхност с такива отвори 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.15.2), намалява активната широчина на отворите на ситото, което затруднява преминаването на така наречените трудни зърна през тях.



Фигура 15.2. Влияние на ъгълът на наклона на пресевната повърхност върху активната широчина на отворите на ситото

Активната широчина може да бъде определена от израза:

$$D = a.\cos\alpha - \delta.\sin\alpha. \qquad (15.5)$$

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.

15.2. Описание на конструкциите на пресевните уредби

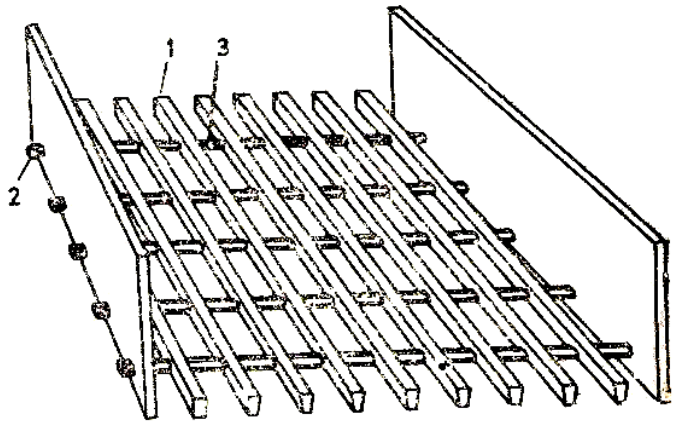
За пресяването на полезните изкопаеми се използват различни видове машини, които се наричат пресевни уредби или сита. Те могат да бъдат класифицирани според конструктивните си различия като: скарни, дъгови, валцови, барабанни и плоски. Плоските сита биват люлкови, вибрационни и полувибрационни.

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 фигура 15.3 е показана скарна решетка, с пръти 1 хванати с болтове 2, които са поставени в дистанционни втулки 3, определящи широчината на процепите.

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.

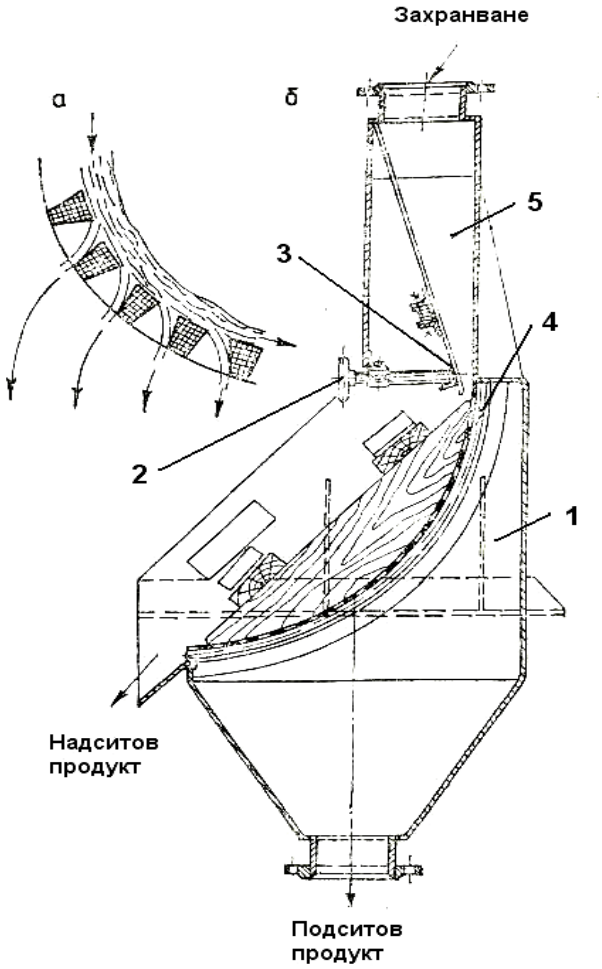
За облекчаване на движението на материала върху пресевната повърхност и избягване заклинването на зърна с критични размери, се увеличава разстоянието между прътите по посока на разтоварването на материала.



Фигура 15.3. Неподвижна скара

Дъгови пресевни уредби

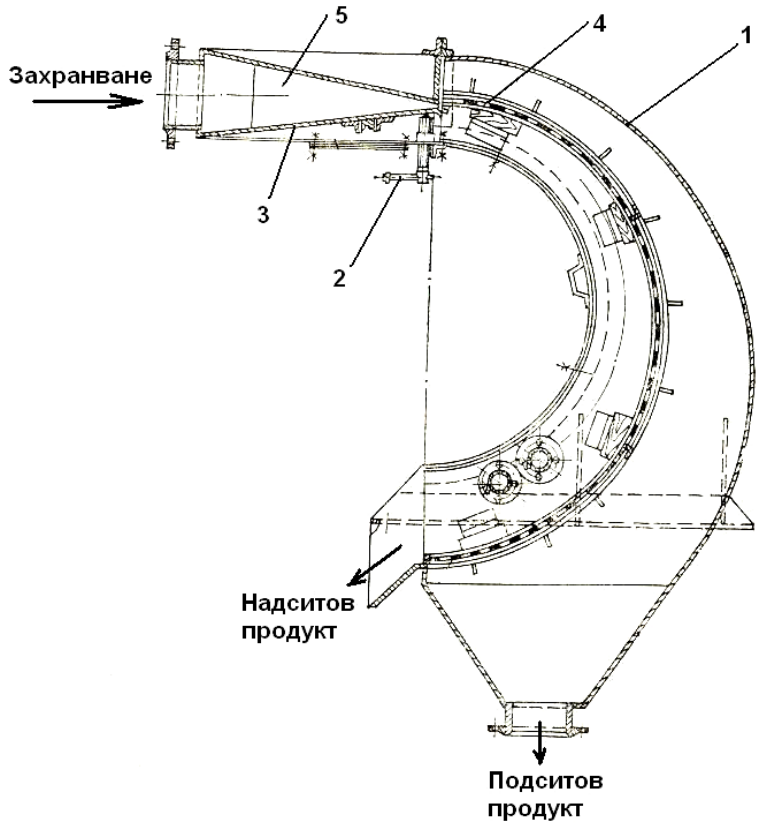
Дъговите пресевни уредби се използват за мокро пресяване, обезводнявана и обезшламяване на въглища, железни концентрати, руди и други насипни материали с едрина на зърната от 0,15 ди 3mm. Пресевните им повърхности са от неръждаема стомана и представляват криволинейни части от цилиндър, изработени от профилни пръти с трапецовидно сечение (Фиг.15.4а).



Фигура 15.4. Дъгова пресевна уредба
1 – корпус; 2 – винтово регулиращо устройство; 3 – подвижна преграда на захранващото устройство; 4 – ситова повърхност; 5 – захранващо устройство

Пулпът постъпва върху скарната решетка тангенциално през захранващото устройство 5 (Фиг. 15.4 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.

В зависимост от начина на захранване дъговите пресевни уредби са безнапорни и напорни (Фиг. 15.5). Напорните пресевни уредби имат централен ъгъл на дъгата ($180^o \le \alpha \le 270^o$) значително по-голям от този на безнапорните и при тях пулпът постъпва под налягане.



Фигура 15.5. Напорна дъгова пресевна уредба
1 – корпус; 2 - регулиращо устройство; 3 – подвижна преграда на захранващото устройство; 4 – ситова повърхност; 5 – захранващо устройство.

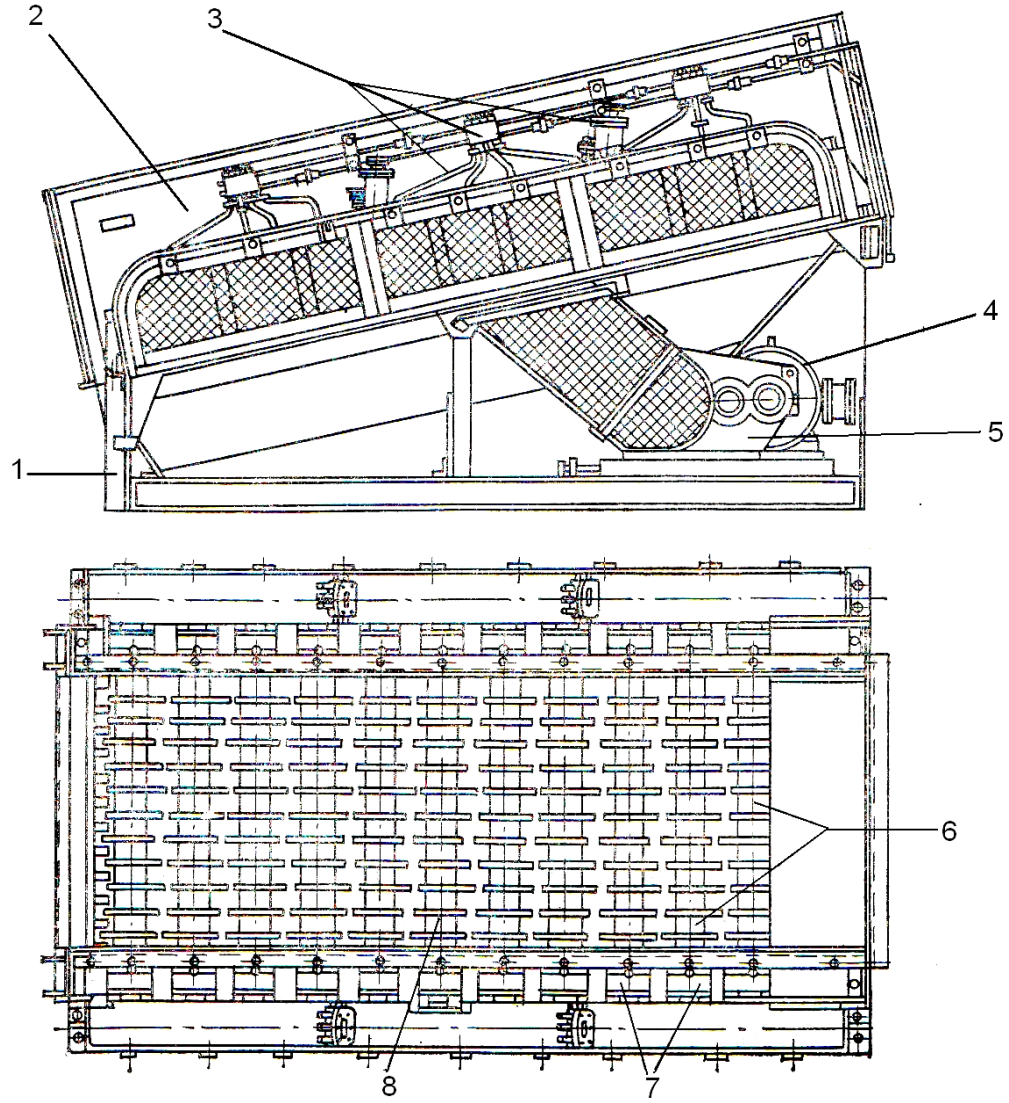
Валцови пресевни уредби

Използват се за предварително класиране на въглища, антрацит и други 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.15.6). 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.



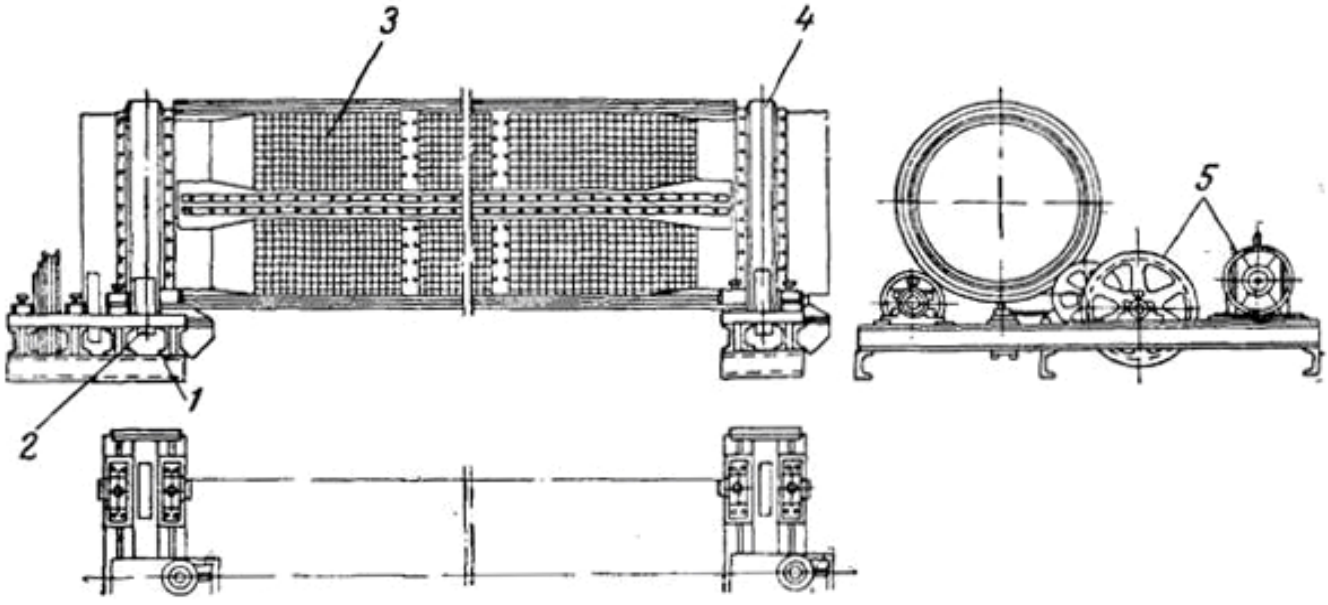
Фигура 15.6.Валцова пресевна уредба
1 – основа; 2 – рама; 3 – система за смазване на лагерите; 4 – двигател; 5 – редуктор; 6 – валци; 7 – лагери; 9 – шайби.

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° спрямо хоризонталната равнина. Наклонът на цилиндричните сита се осъществява за сметка на наклоненото монтиране на оста им, а при конусните – от наклона на образувателната 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.

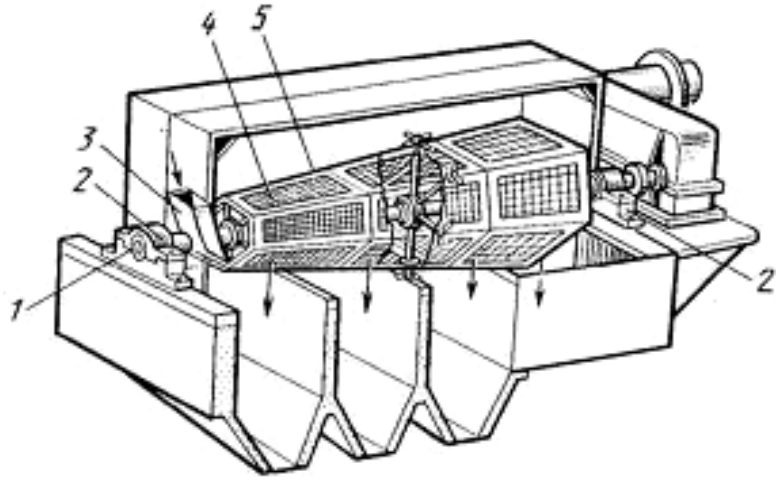
Големите и тежки барабани лагеруват върху ролкови опори (Фиг.15.7), като наклонът на барабана става чрез наклонено монтиране на оста му, а при тези с форма на пресечена пирамида (Фиг. 15.8) за сметка на наклона на конуса или стените на пирамидата спрямо хоризонталната ос.



Фигура 15.7. Барабанно сито на ролкови опори
1– рама; 2 – ролки; 3 – барабан; 4 – бандаж; 5 - задвижване

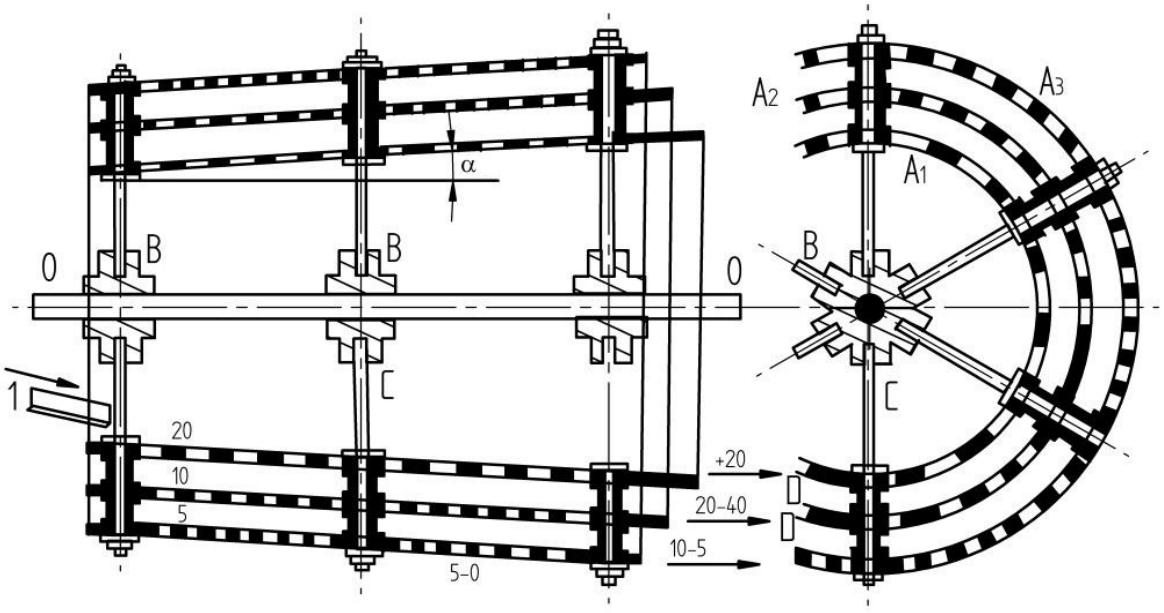
Барабанните сита са с една или няколко пресевни повърхности. Когато те са повече от една, те се подреждат една след друга надлъжно или една над друга концентрично. При надлъжно подреждане се започва с повърхността с най-

малки отвори и те се увеличават по посока на движение на материала.



Фигура 15.8. Барабанно сито с форма на пресечена пирамида
1 – вал; 2 – лагер; 3 – захранвач; 4 – решетка; 5 – барабан

При концентрично разположение на пресевните повърхнини (Фиг. 15.9), материалът постъпва първо на тази с най- големи отвори. В практиката са намерили приложение и сита с комбинирано разположение на пресевните повърхнини.

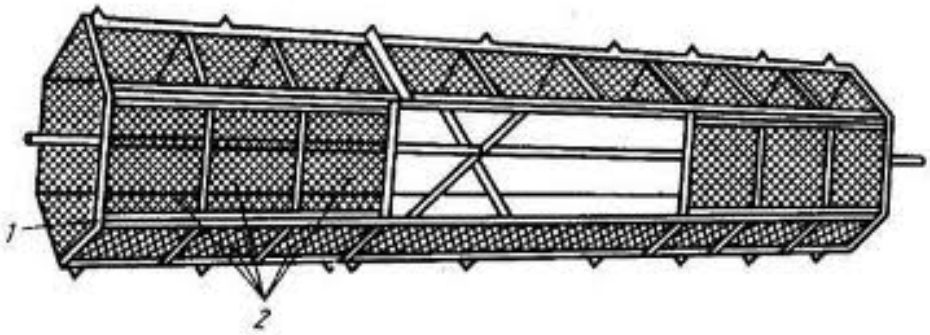


Фигура 15.9. Барабанно сито с концентрично разположени пресевни повърхнини

За класирането на азбестови влакна и графитни концентрати се използват барабанни пресевни уредби с призматична форма (Фиг. 15.10).

За задържането на малки топки и трески и не смлени

едри частици руда, разтоварващи се заедно с пулпа от топковите и прътови мелници, се използват малки барабанни сита с цилиндрична форма монтирани в разтоварната гърловина на мелниците. Тези сита наречени **бутари** имат отвори с диаметър от 2 до 10mm.



Фигура 15.10. Барабанна пресевни уредби с призматична форма

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.

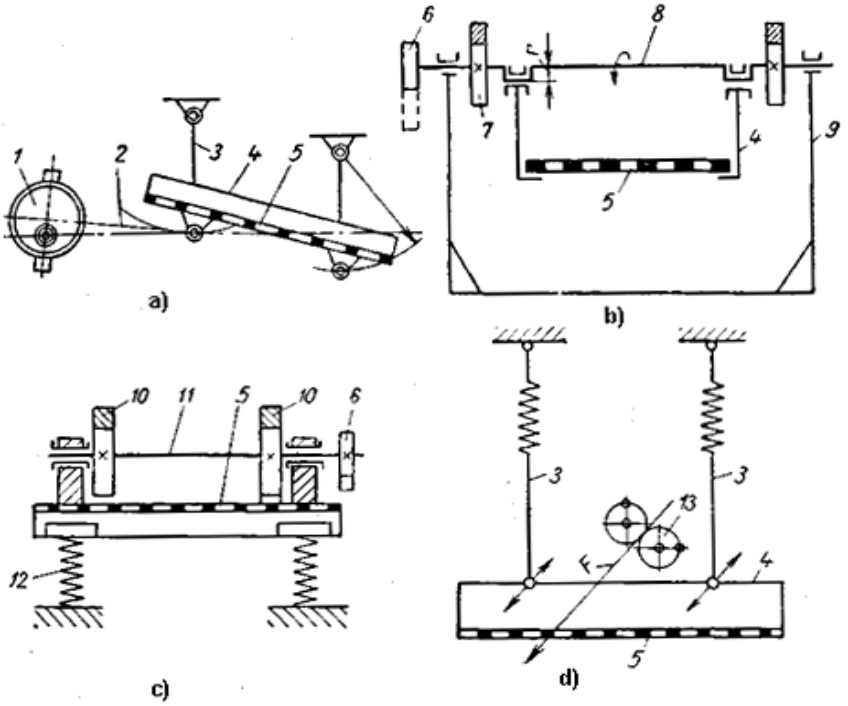
Люлкови пресевни уредби

Люлковите пресевни уредби са към групата на плоските (Фиг. 15.11) 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-постъпателно, 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

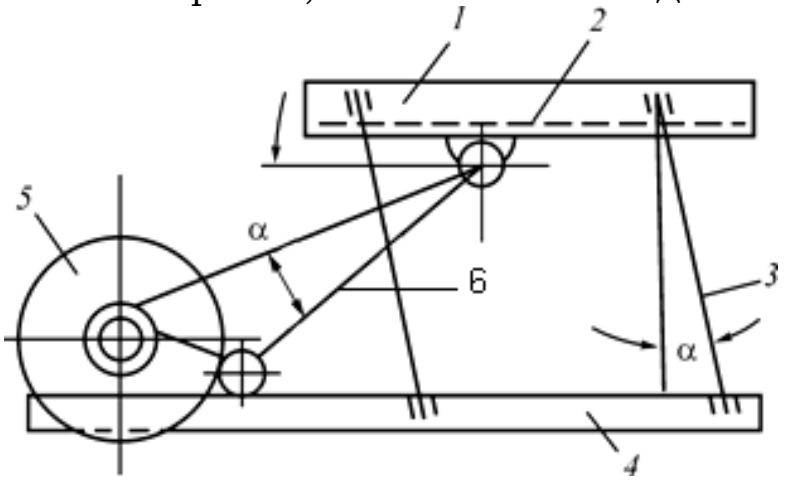
повърхност, преминават през нея и се отделят като подситов продукт, а тези с по-голям диаметър се разтоварват в края на ситото като надситов продукт.



Фигура 15.11. Схеми на плоски сита
a) – 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.

В зависимост от характерът на движение на корпуса, люлковите пресевни уредби се делят на сита с праволинейни, кръгови и сложни трептения.

На фигура 15.12 е показана схема на еднокорпусна люлкова пресевна уредба, предназначена за пресяване на ситни и влажни материали, както и за обезводняване.



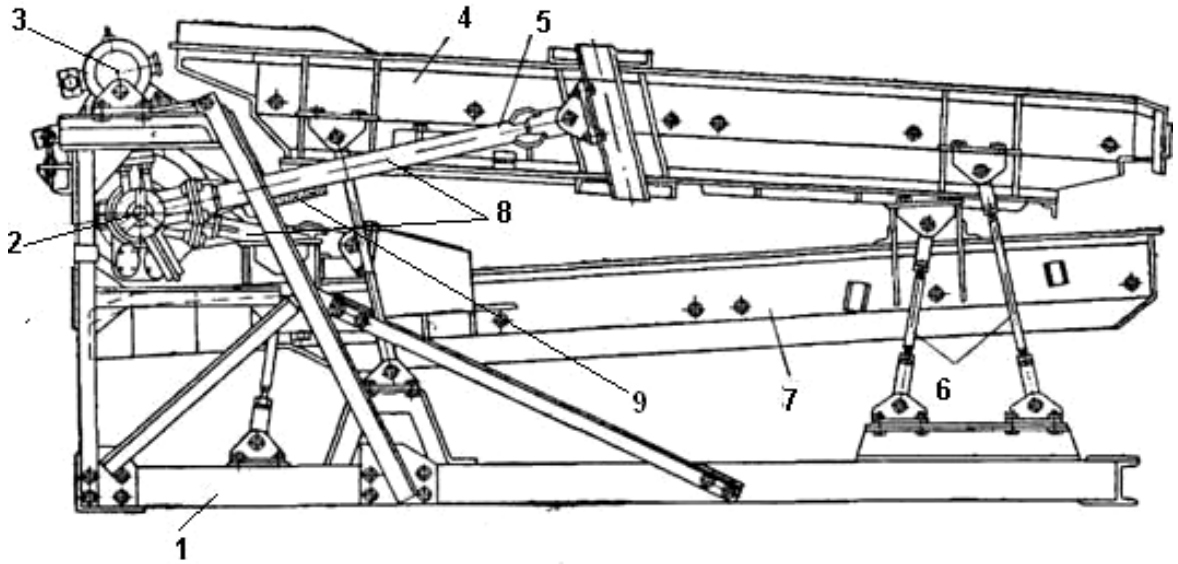
Фигура 15.12. Схема на еднокорпусна люлкова пресевна уредба

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.15.13) 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.



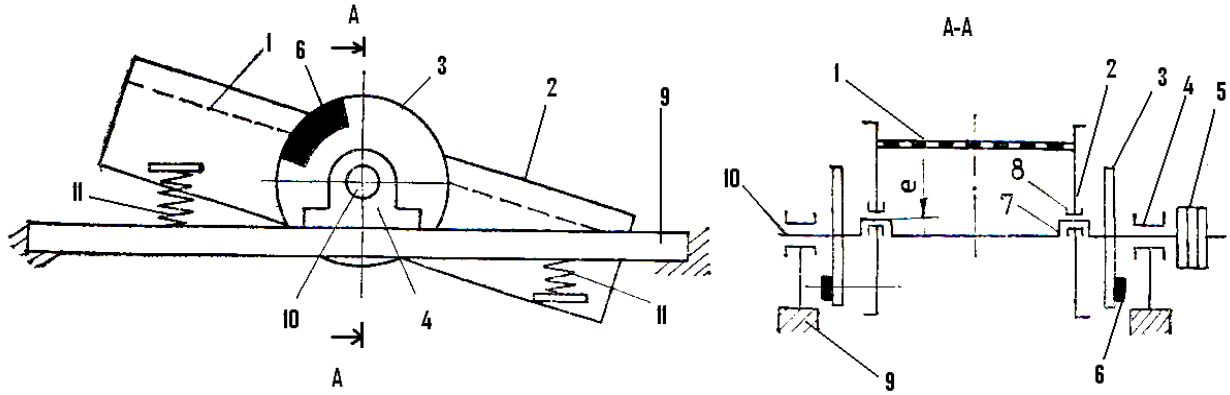
Фигура 15.13. Сдвоена люлкова пресевна уредба

Частичната динамична неуравновесеност, появила се поради неравномерното разпределение на материала върху двата корпуса се компенсира от трептенията на ексцентриковия вал в люлковите опори 6, като тези трептения се ограничават от пружините 9.

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 час на корпуса на ситото. Това води до кинематична определеност на средната част на корпуса и относителна свобода на преместване на крайните части, опрани или висящи на еластични опори спрямо рама твърдо монтирана на фундамента.

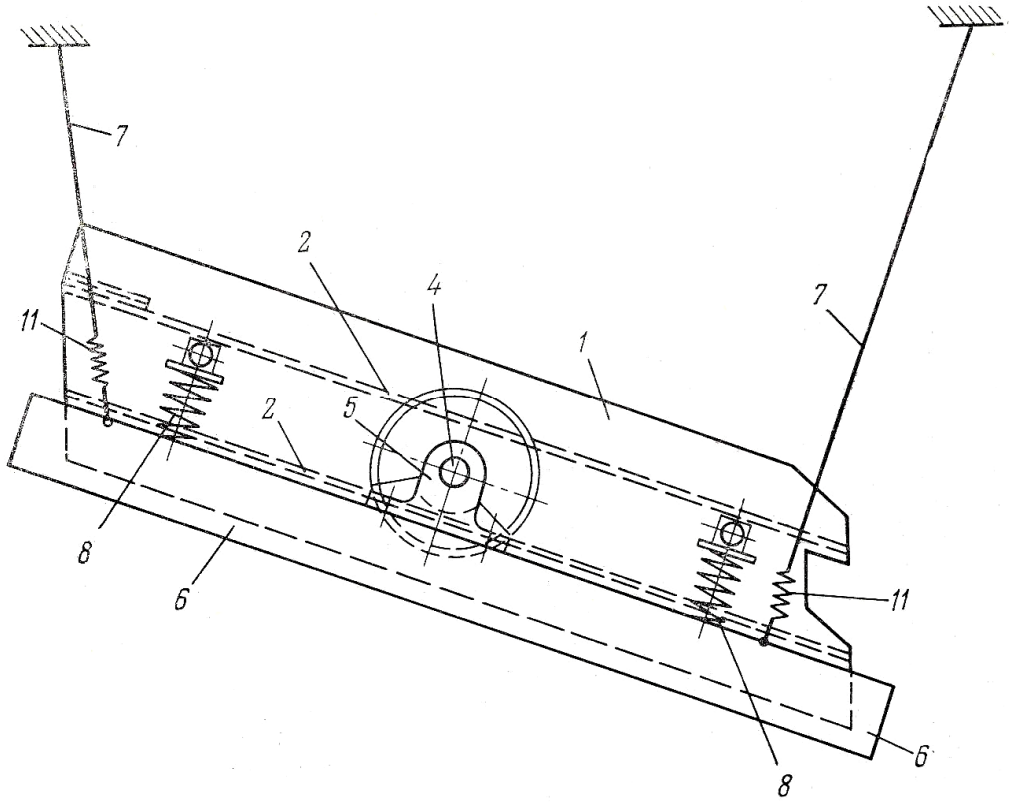
Схема на полувибрационна пресевна уредба е показана на фигура 15.14.



Фигура 15.14. Схема на полувибрационно сито

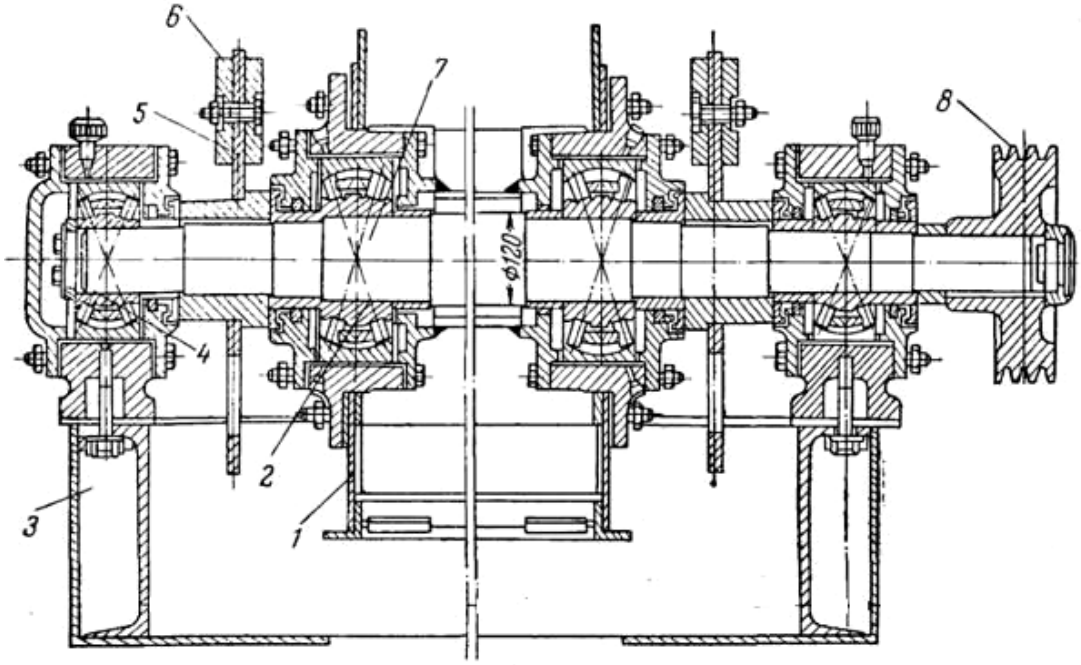
Върху неподвижната рама 9 са монтирани лагерните тела на лагерите 4, в които е лагеруван ексцентриковия вал 10 с ексцентрикови шийки 7. На тези шийки са поставени търкалящите лагери 8, външните тела на които са неподвижно свързани с корпуса 2, в който е поставена пресевната повърхност 1. Корпусът се 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. 15.15) 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 фундаментът посредством лостовете 7 иластичните елементи 11.



Фигура 15.15. Полувибрационна пресевна уредба

На фигура 5.16 е показан разрез на задвижващия ексцентриков вал на полувибрационна пресевна уредба.



Фигура 15.16. Ексцентриков вал на полувибрационна пресевна уредба

Ексцентриковият 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.

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 обогатителните 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 еластичните 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;

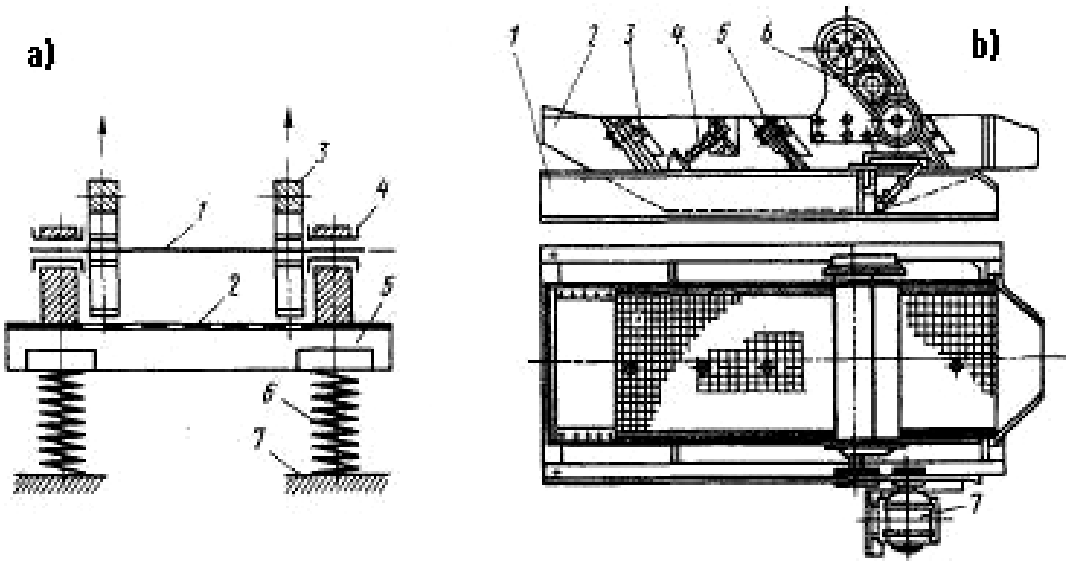
-с праволинейни насочени трептения.

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° спрямо хоризонталната равнина.

Трептенията на корпуса на вибрационните пресевни уредби с прост дебалансен вибратор (Фиг.15.17а), се предизвикват от инерционната центробежна сила, възникваща при въртенето на дебалансните маси.

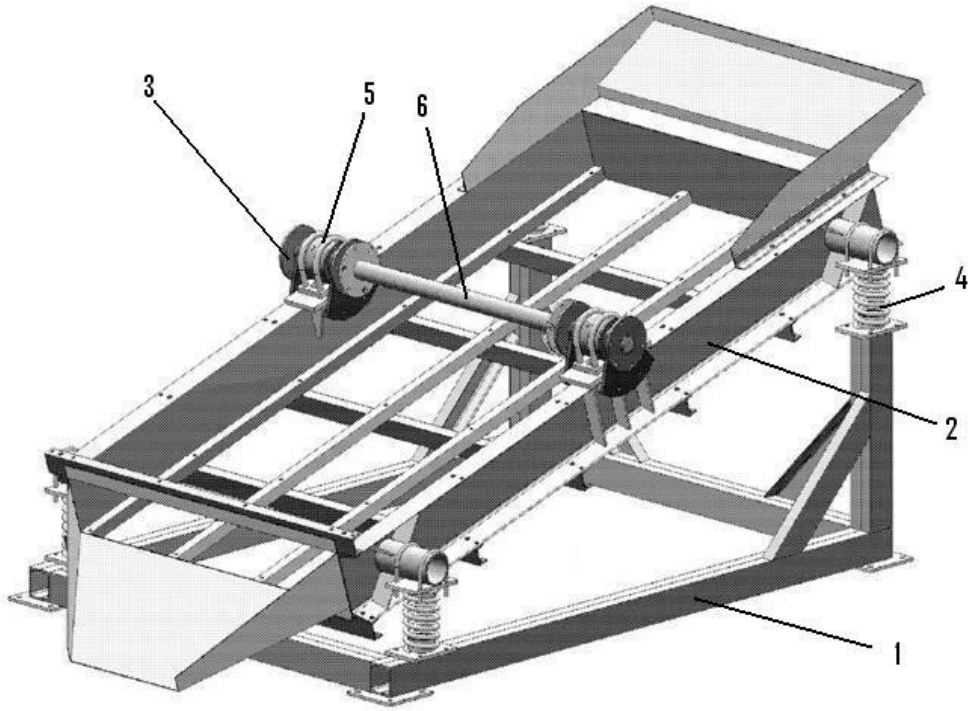


Фигура 15.17. Вибрационни пресевни уредби
а) – с кръгови трептения; b) – с праволинейни трептения

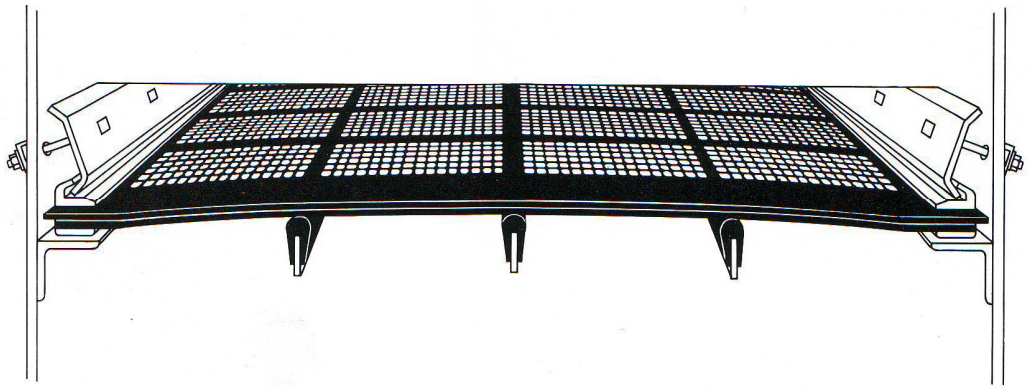
Корпусът 5 с пресевната повърхност 2 са монтирани на рамата 7 чрез пружините опори 6. Върху него са монтирани двата лагера 4, в които лагерува валът 1, със шайбите с дебалансните маси 3. При въртенето на вала с неуравновесените шайби 3 се развива центробежна сила меняща посоката си и принуждаваща еластично закрепеният корпус да я следва. Това довежда до описването на елипсовидни 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. 15.18) 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.15.19). 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.



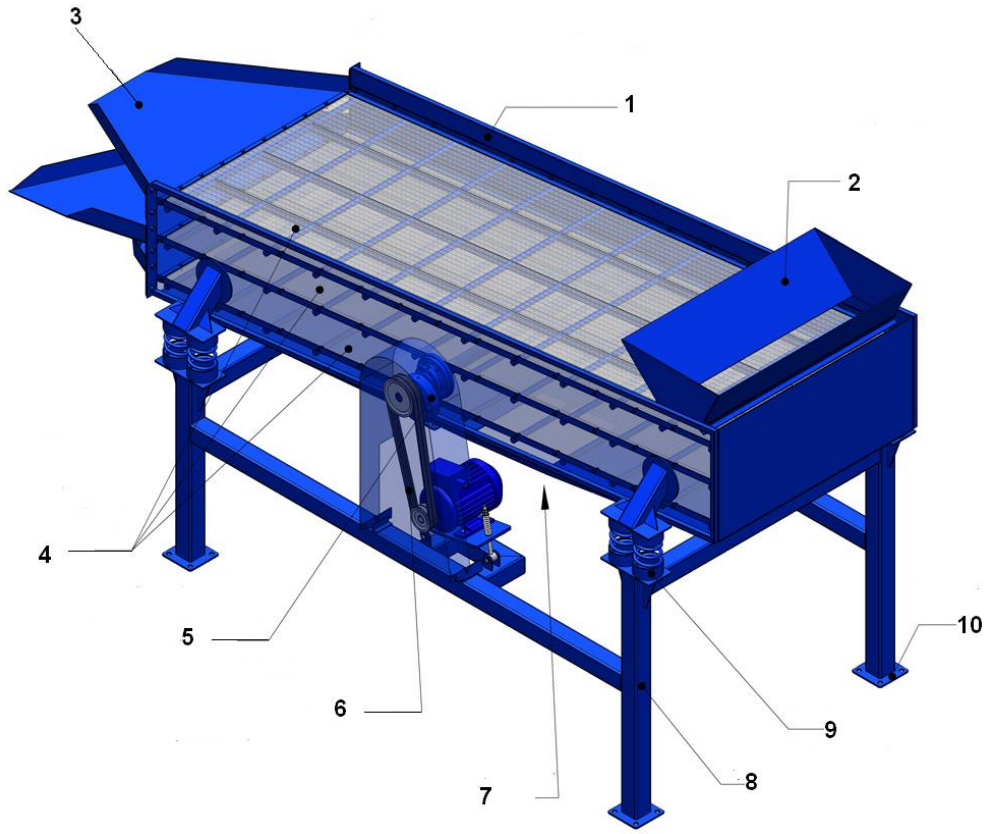
Фигура 15.18. Компютърен 3D модел на вибрационна пресевна уредба с кръгови трептения без пресевна повърхност



Фигура 15.19. Гумена пресевна повърхност

На фигура 15.20 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.

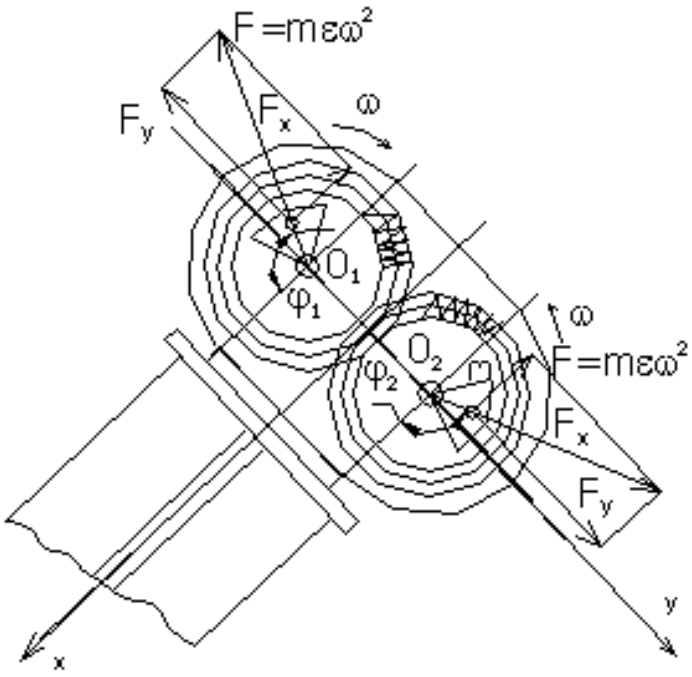


Фигура 15.20. Вибрационно сито с кръгови траектории с три пресевни повърхности

Самобалансните пресевни уредби със сдвоен вибратор са вибрационни хоризонтални или слабо наклонени сита с праволинейни насочени трептения, задвижвани от двувалцов фазово уравновесен вибратор (Фиг.15.21).

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.



Фигура 15.21. Схема на самобалансен сдвоен вибратор

Големината на смущаващата сила създавана от този вибратор ще бъде:

$$P = 2F\cos\varphi = 2m.\omega^2.\varepsilon.\cos\varphi, N. \qquad (15.6)$$

Където:

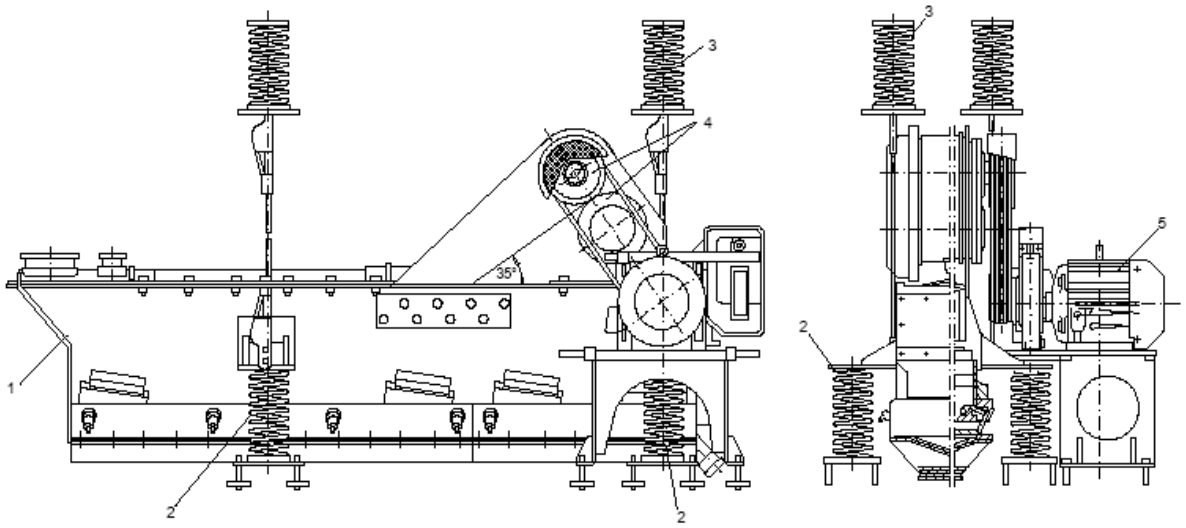
m, kg е масата на единия дебаланс;

$\omega, rad/s$ - 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.

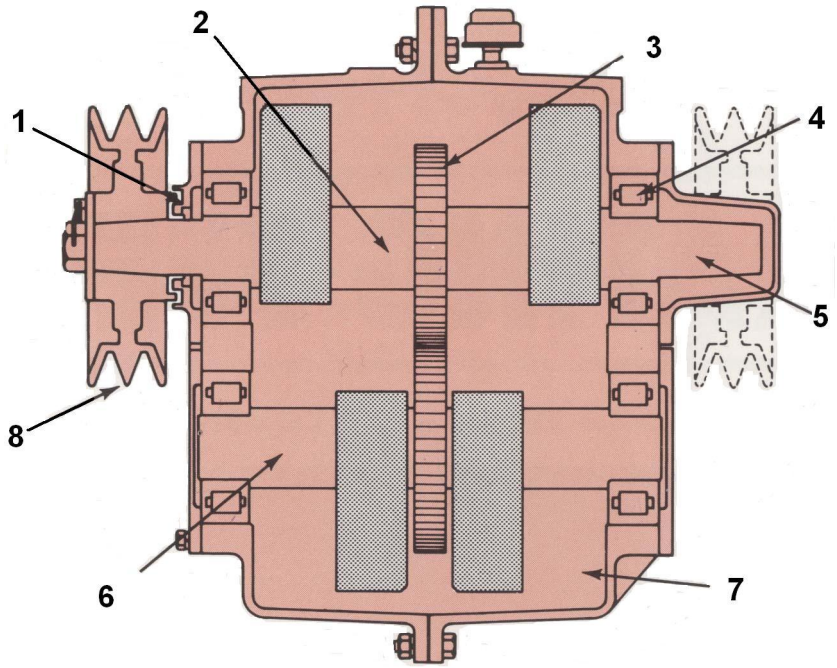
Корпусът 1 на вибрационната пресевна уредба със сдвоен вибратор (Фиг.15.22) се опира на неподвижен фундамент чрез четири опорни пружини 2.



Фигура 15.22. 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.15.23) се състои от корпусът 1, с монтирани в ролковите лагери 4 валове с дебаланси 2 и 6.

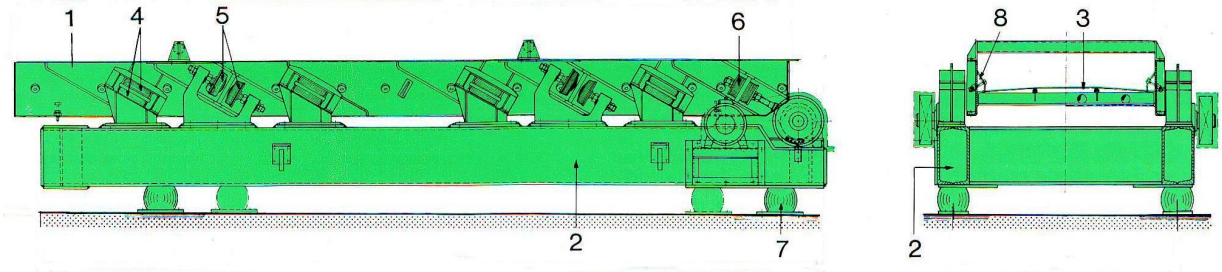


Фигура 15.23. Самобалансен сдвоен вибратор

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.15.24) представлява трептяща система от две маси: едната е корпусът 1 с пресевната повърхност, а другата уравновесяващата рама 2.

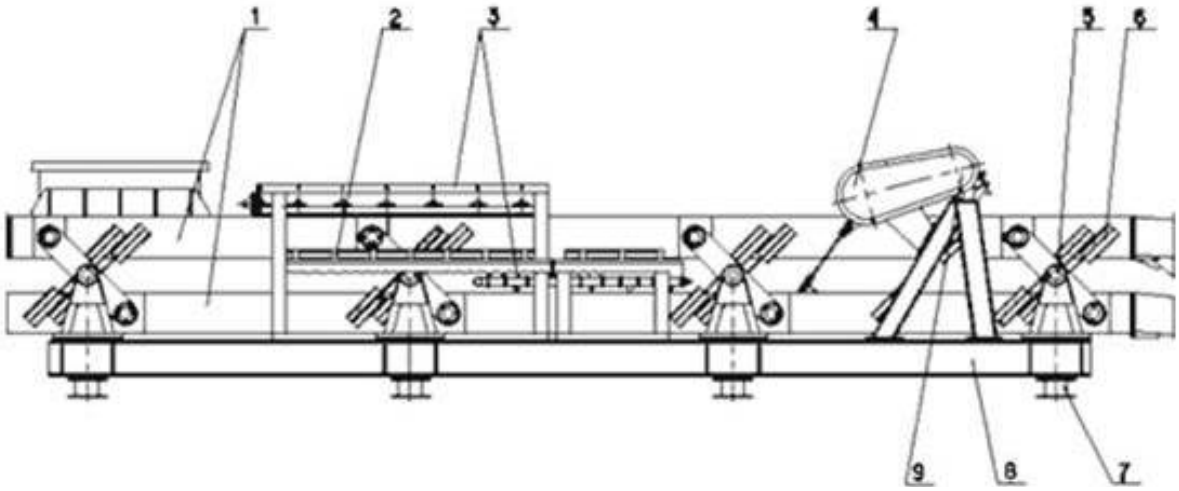


Фигура 15.24. Резонансната пресевна уредба с уравновесяваща маса

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 амортесорите 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. 15.25) уравновесяващата рама е заменена от долен подвижен корпус 1 [18]. 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.

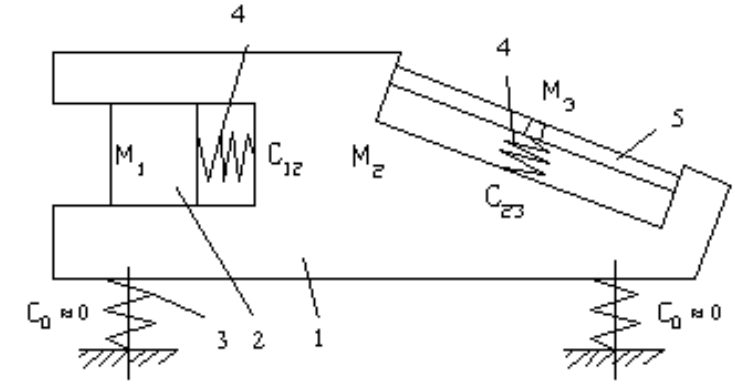
Двойките еластични буфери са свързани с корпусите 1. Ексцентриковият вал е монтиран върху горния корпус и се задвижва от клиноремъчна предавка 4 и двигател монтиран върху рамата 8.



Фигура 15.25. Двукорпосната резонансна пресевна уредба

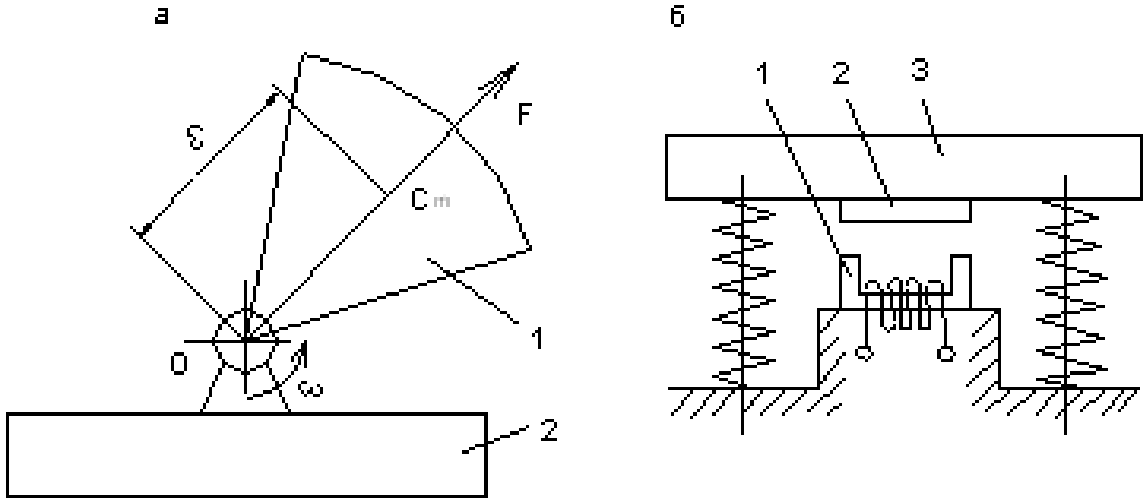
Валът действа върху долния корпус 1 чрез еластични мотовилки, а реакциите в лагерите на вала породени от силата в мотовилките се предават на горния корпус. Така две кинематично свързани еднакви маси се намират под действие на вътрешни взаимно уравновесяващи сили и системата не се нуждае от поддържащи пружини както на фиг. 15.24.

В практиката са намерили приложение и **резонансни пресевни уредби с електромагнитен вибратор** (Фиг.15.26). 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.



Фигура 15.26. Схема на вибрационна пресевна уредба с електромагнитен вибровъзбудител
1 – корпус; 2 – електромагнитен вибровъзбудител: 3 – еластична опора; 4 – пружини; 5 – решетка.

В електромагнитните вибровъзбудителни (Фиг. 15.27) тези сили, или колебанията в налягането, се създават в резултат на въздействия между временни и постоянни магнитни полета на феромагнитни тела.



Фигура 15.27. Вибровъзбудителни колебания
а) – центробежно; б) - електромагнитно

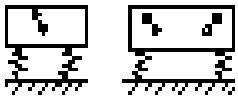
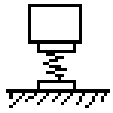
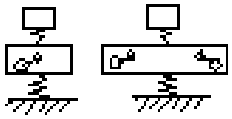
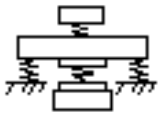
15.3. Основни динамични схеми на вибрационните пресеватели

Динамични схеми на вибрационните пресеватели [4] е прието да се наричат схеми, показващи съвкупност на твърди и еластични елементи (тела), с определена маса (инерционен момент), свързващи действащите сили на елементите на кинематичните вериги по същия начин, както в реалните машини. При това под действие на заместващите силови елементи в динамичните схеми се създават вибрации, достатъчно точно описващи вибрациите на реалните машини.

В таблица 15.1. са показани основните динамични схеми на вибрационните сита използвани в практиката и е направена оценка на някои техни експлоатационни показатели, а именно стабилност и уравновесеност.

Добрите показатели по всички признаци в таблица 15.1 условно се означава със знака "++" ,задоволителен показател - "+", незадоволителен показател, " - ", и крайно незадоволителен "- - ".

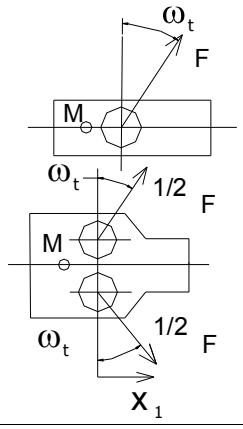
Таблица 15.1.Сравняване на основните динамични схеми

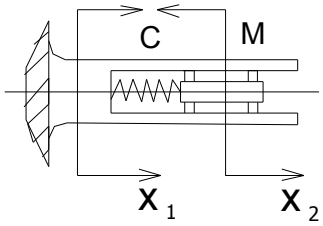
Брой на масите	Вибро възбудител	Режим	Схема	Оценка
С една маса	Дебалансен	Пред резонансен		Уравновесеност + Стабилност +
	Електро магнитен	Резонансен		Уравновесеност + Стабилност - -
С две маси	Дебалансен	Пред резонансен		Уравновесеност + Стабилност - -
	Електро магнитен	Резонансен		Уравновесеност ++ Стабилност - -
С три маси	Дебалансен	Между резонансен		Уравновесеност + Стабилност -
	Електро магнитен			Уравновесеност ++ Стабилност +

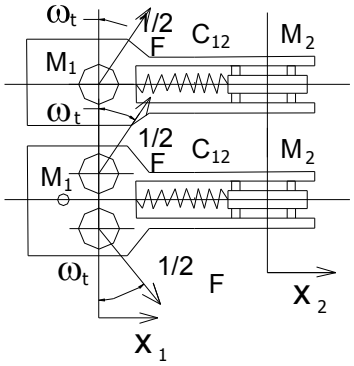
В таблица 15.2 са показани характеристиките на движенията на масите в основните динамични схеми на едномасовите и двумасови вибрационни сита.

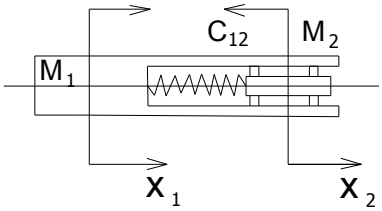
Във формулите (Табл. 15.2) за изчисляване на амплитудите, трептенията на масите съставящи вибрационните сита при хармонични възбуждания в ненатоварен режим, са използвани следните обозначения: M, M_1, M_2 - основни маси участващи в трепетливия процес, C_1, C_{12} - коефициент на еластичната връзка; λ_1, λ_2 - честота на свободните трептения на елементите, ω - честота на въртене на дебалансните вибратори.

Таблица 15.2.Амплитуда на движението на масите на едномасови и двумасови сита.

<table>
<tr><th colspan="2">Дебалансен вибровъзбудител</th><th>Електромагнитен вибровъзбудител</th></tr>
<tr><td>Едномасовия</td><td> 

$$x_1 = \frac{F}{M.\omega^2}.$$</td><td>$F\sin\omega_t - F\sin\omega_t$
 

$$x_1 \to 0;$$
$$x_2 = \frac{F}{M\left(\lambda_2^2 - \omega^2\right)};$$
$$\lambda_2^2 = \frac{C}{M}.$$</td></tr>
<tr><td>Двумасовия</td><td> 

$$x_1 = \frac{F}{M_1.\omega^2}.\frac{\lambda_2^2 - \omega^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2};$$
$$x_2 = \frac{F}{M_1.\omega^2}.\frac{\lambda_2^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2};$$
$$\lambda_1^2 = \frac{C_{12}}{M_1}; \lambda_2^2 = \frac{C_{12}}{M_2}.$$</td><td>$F\sin\omega_t - F\sin\omega_t$
 

$$x_1 = \frac{F}{M_1.\left(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2\right)};$$
$$x_2 = \frac{F}{M_2.\left(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2\right)};$$
$$\lambda_1^2 = \frac{C_{12}}{M_1}; \lambda_2^2 = \frac{C_{12}}{M_2}.$$</td></tr>
</table>

16. БУНКЕРНО И СКЛАДОВО ОБОРУДВАНЕ ИЗПОЛЗВАНО ПРИ РАЗКРИВАНЕТО НА МИНЕРАЛНИТЕ ЗЪРНА

16.1. Бункери – принцип на действие и конструктивен преглед

Бункерите се използват за компенсиране на неравномерността при подаване на материала, от един процес при разкриването на минералните зърна, към друг [10]. Според предназначението си те могат да се класифицират като:

Приемни бункери – приемат изходната суровина, като компенсират неравномерното и доставяне от рудника или кариерата.

Междинни бункери – натрупват запас от частично обработен материал за онези периоди от денонощието, когато предшестващото отделение на обогатителната фабрика прекратява работа по една или друга причина. Такъв е случаят когато, междинния бункер е между трошачния и мелничния цех. Производителността на трошачния цех е по-голяма от тази на мелничния, което позволява при достатъчно запълване на междинните бункери, да се гарантира непрекъснатата работа на мелниците при спиране на трошачния цех за ремонт или поради други причини. Възможно е и обратното положение – междинния бункер позволява да не бъде спиран процеса на трошене при спиране на мелничния цех.

Товарачни бункери – служат за кратковременно складиране на готови продукти, отправящи се кум консуматора посредством външен транспорт.

В зависимост от материала, от който са направени, бункерите се разделят на метални, стоманобетонни, дървени и комбинирани.

Металните бункери имат някои предимства пред останалите, като: малко тегло, лесен монтаж и демонтаж на самото местопредназначение, заемат малко място и се изработват се от отделни стандартни елементи. Тези бункери имат сравнително дълъг експлоатационен срок, който намалява ако в тях се приемат влажни материали.

Стоманобетонните бункери приемат както сухи така и влажни материали, имат дълъг експлоатационен срок, но са

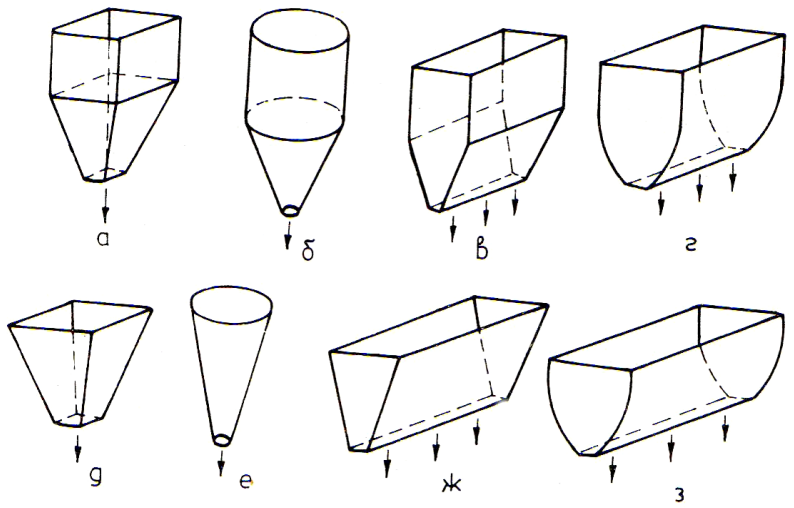
по-скъпи и тежки от металните и не са удачни за приемане на горещи материали поради, напукването на бетона от температурните деформации.

Дървените бункери имат малък експлоатационен срок и големи експлоатационни разходи, което е ограничило използването им.

Комбинираните конструкции на бункери са съчетание от отделни конструктивни елементи, изработени от различни материали.

В зависимост от начина на работа бункерите са с непрекъснато или периодично изтичане на насипните материали. При първите, материалът е в непрекъснато движение по посока на разтоварващия отвор, а при бункерите с периодично изтичане, насипния материал се движи само при включване на разтоварващия механизъм.

Бункерите имат различна геометрична форма (Фиг.16.1), като най-често са съставени от две геометрични тела. Горното е или призматично или цилиндрично, а долното има формата на пирамида, конус или полусфера (Фиг.16.1.а,б,в,г).



Фигура 16.1. Геометрична форма на бункерите

Бункерите с големи обеми се правят с правоъгълна форма (Фиг.16.1 в,г,ж,з), като дължината им може да достигне 100м.

Геометричната форма на бункерите и техните отвори трябва да бъде съобразена с материалите насипвани в тях. В противен случай, материалът е склонен към засводяване над отворите на бункера, което пречи на нормалното му изтичане и влошава експлоатационната сигурност на бункерите. Това явление наречено слягане се наблюдава, както при едрите, така и при прахообразните материали. Борбата срещу това

явление в съвременните бункери става, посредством прилагането на най-различни механични средства за разрохване на материала като: вибратори, въртящи се валове с палци монтирани върху тях, пропускане на сгъстен въздух през материала и др.

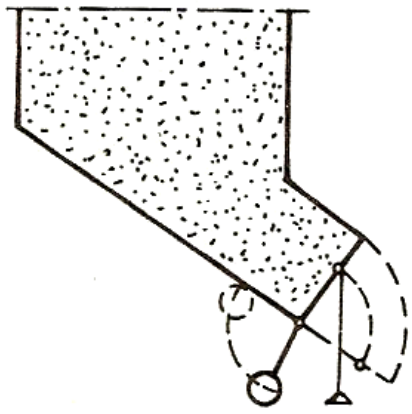
Когато насипните материали трябва да се разтоварват периодично от бункера, отворите му са снабдени с затворни устройства наречени **бункерни затвори**.

Според принципа на действие те се разделят на: клапанни, улейни, секторни, челюстни, верижни, палцови, кръгли и шибърни.

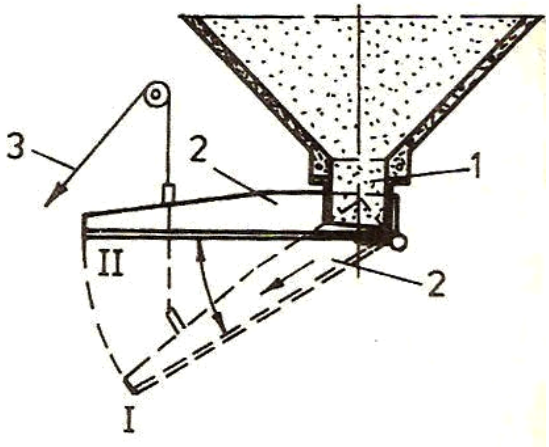
Клапанните затвори (Фиг.16.2) се използват главно при бункерите с малък обем, които изпускат всичкия си материал.

Недостатък на тези затвори е фактът, че те могат да затворят отвора на бункера само когато той е празен.

Улейните затвори (Фиг.16.3) са разновидност на клапанните. В отвора на бункера е монтирана фуния 1, едната стена на която е скъсена с 200-300mm. Към фунията е закрепен шарнирно улеят 2, който се вдига и спуска чрез лебедка и въже 3. При положение I на улеят, материалът се изсипва върху него и се транспортира под действие на собственото му тегло.



Фиг. 16.2. Бункер с клапанен затвор

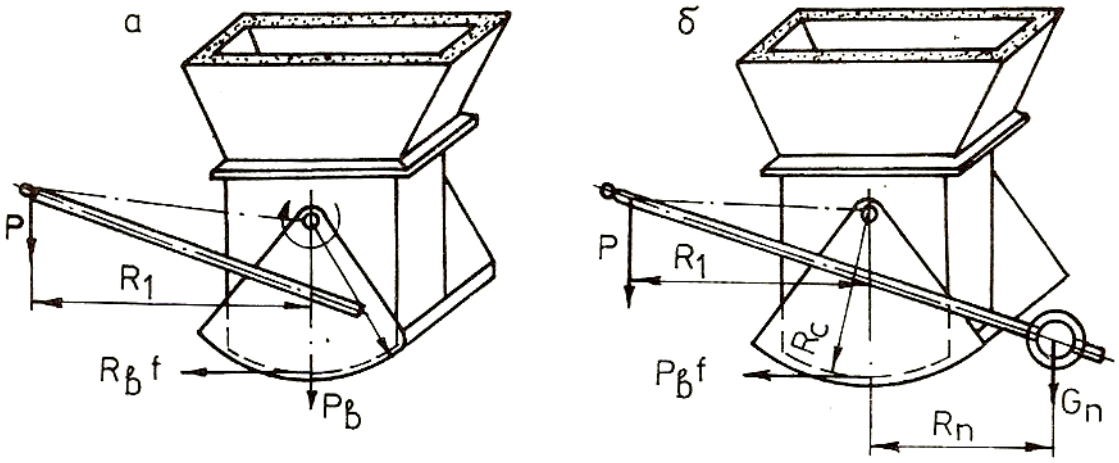


Фиг. 16.3. Бункер с улейен затвор

За затваряне на отвора е необходимо улеят да бъде поставен в положение II.

Секторните затвори се състоят от къса метална тръба с правоъгълно сечение, горния край на която е закрепена към бункерния отвор. Долната част на тръбата, изрязана праволинейно или по окръжност, се затваря от сектор,

шарнирно закрепен на стените им. Според начина на затваряне секторните затвори са без противотежест (Фиг.16.4 а) и с противотежест (Фиг.16.4.б).



Фигура 16.4. Секторни затвори

Силата необходима за отварянето на вертикалния секторен затвор без противотежест се определя от израза:

$$P \approx \frac{\mu.P_B.R_C}{R_1}, N, \qquad (16.1)$$

а при секторен затвор с противотежест –

$$P \approx \frac{\mu.P_B.R_C + G_П.R_П}{R_1}, N. \qquad (16.2)$$

Където:

P_B, N е вертикална сила действаща върху сектора;

$G_П, N$ - теглото на противотежестта;

R_C, m - радиусът на сектора;

$R_П, m$ - рамото на противотежестта;

R_1, m - рамото на приложената сила P;

μ - коефициент на триене между материала и сектора.

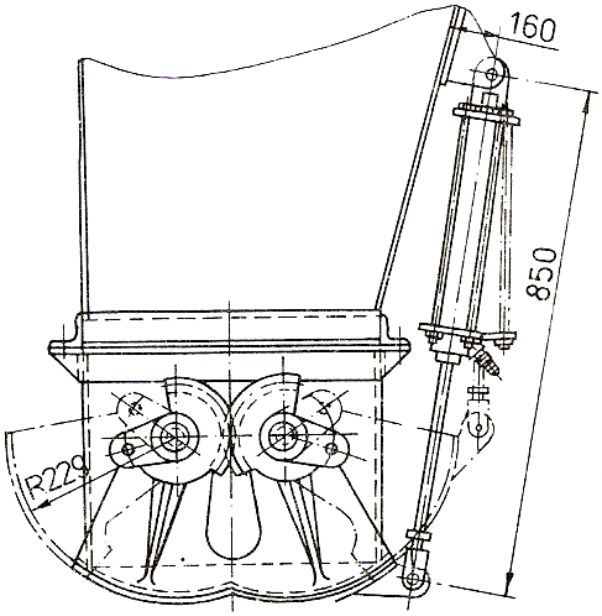
Секторните затвори биват вертикални или наклонени, като наклонените са с долно или горно отваряне на бункерния отвор.

Челюстните затвори (Фиг.16.5) са разновидност на секторните но имат две цилиндрични челюсти, които са свързани по между си чрез зъбни сектори така, че при

завъртане на лоста закрепен към едната челюст, двете челюсти се завъртат в противоположни посоки.

Челюстните затвори се използват при работа със ситни и средно ситни материали.

При голямо сечение на бункерния затвор, секторните и челюстни затвори се задвижват от електродвигател или от пневматични или хидравлични цилиндри.



Фигура 16.5. Челюстен затвор

16.2. Конструктивен преглед на бункерните захранвачи

Захранвачите са механични устройства, които се монтират под бункерния отвор и служат за равномерно подаване на насипните материали към различните машини за разкриване на минералните зърна или към транспортни средства. Регулирането на тяхната производителност е много по-прецизно, отколкото при бункерните затвори.

Според характера на движение на работният орган на захранвачите те могат да бъдат разделени на следните групи:

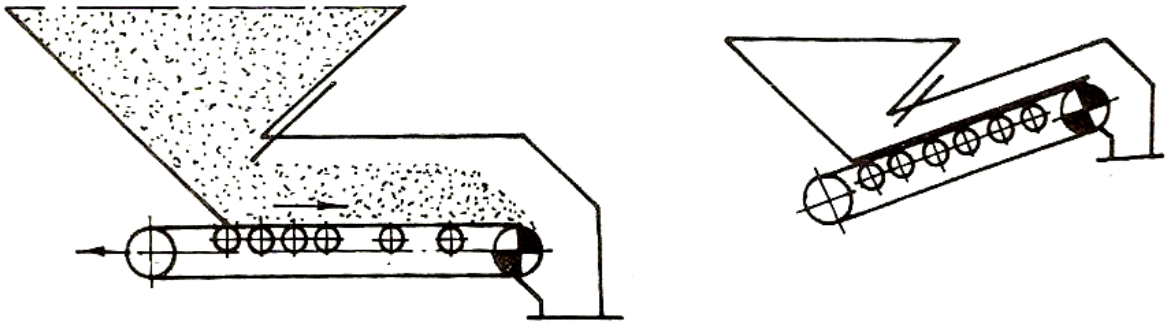
1. С непрекъснато постъпателно движение на работния орган – лентови, пластинкови, верижни и греблови захранвачи.

Лентовите захранвачи (Фиг.16.6) се различават от гумено транспортните ленти с по-малката си дължина и скорост на движение на лентата. За работен орган на захранвача служи гумена лента, обхващаща задвижващия и опъвателен барабани. Работния клон на лентата се движи върху ролкови опори, които непосредствено под бункерния отвор са

разположени близо една до друга, докато долният не работен клон е оставен да виси свободно между двата барабана.

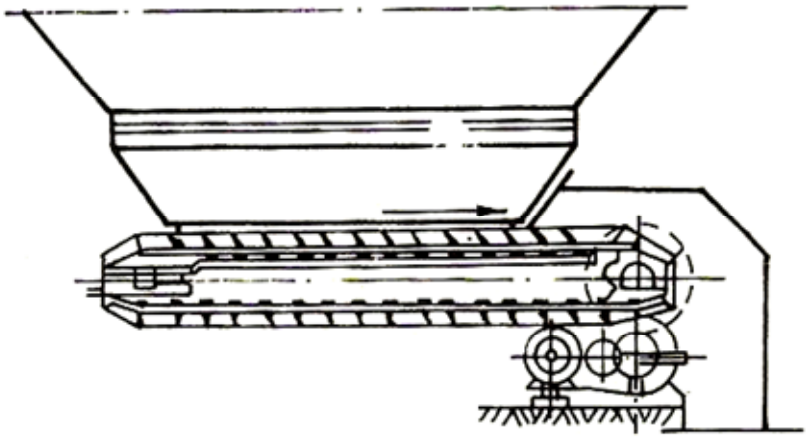
Регулирането на материала, подаван от захранвача, става чрез шибърно устройство, монтирано пред бункерния отвор или чрез промяна на оборотите на задвижващия барабан.

Лентовите захранвачи се използват за транспортиране на ситни и средно ситни материали. Когато материалът е влажен и лепкав, са необходими почистващи устройства, от типа на тези използвани при лентовите транспортьори.



Фигура 16.6. Лентови захранвачи

При транспортирането на много едри късове руда с размери до 800-1000mm се използват пластинкови захранвачи, които представляват обикновени пластинкови транспортори с намалени размери (Фиг.16.7).



Фигура 16.7. Пластинков захранвач

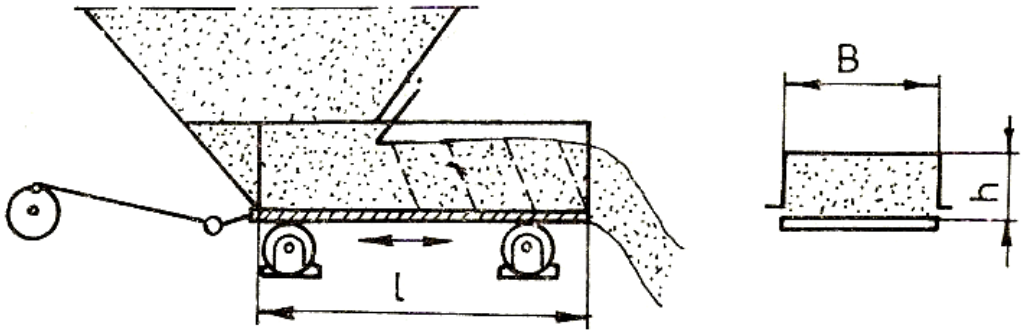
Верижните захранвачи имат работен орган, който представлява комплект от свободно висящи безкрайни вериги от корабен тип, свързани по между си и образуващи завеса пред бункерния отвор. Скоростта на изтичане на материала се определя от скоростта на движение на веригите, които се задвижват от квадратни верижни колела, монтирани на общ вал. На практика верижните захранвачи се използват тогава,

когато не е необходимо равномерно подаване на материала, тъй като едрите късове руда често повдигат веригите и преминават под тях.

2. С възвратно-постъпателно движение на работния орган – тръскащи се, вибрационни и бутални.

Тръскащите се захранвачи се използват при материали със средна едрина, в която има големи примеси от ситна фракция.

Подвижната маса (улеят) на захранвача се е монтирана върху ролки непосредствено под отвора на бункера (Фиг.16.8).



Фигура 16.8. Схема на тръскащ се захранвач

Производителността на този захранвач може да се определи по формулата:

$$Q = 60B.h.l.n.\rho.\varphi, t/h. \qquad (16.3)$$

Където:

B, m е широчината на улея на захранвача;

h, m - височината определена от долния ред на регулиращата преграда до плоскостта на улея;

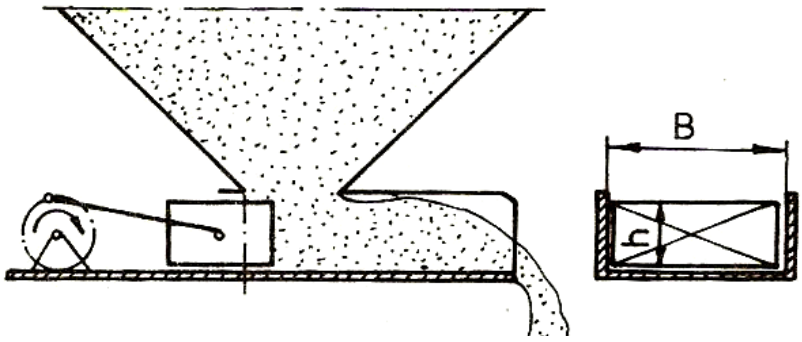
l, m - дължината на хода на улея;

$n, \min^{-1}$ - честота на въртене ексцентриковия вал задвижваш улея чрез мотовилка;

$\varphi = 0,65 - 0,7$ - коефициент на напълване на улея с материал;

$\rho, t/m^3$ - плътност на материала.

Буталните захранвачи (Фиг.16.9) служат за периодично подаване на определен обем материал, като изпълняват ролята на дозатори.



Фигура 16.9. Схема на бутален захранвач

Буталото, което в повечето случаи е кухо е с призматична форма и се задвижва от коляно мотовилков механизъм. При движение напред то избутва материала пред него, а при връщане назад освобождава място за нова порция материал. Буталните захранвачи се използват при работа с лесно изтичащи материали с малка абразивност.

Производителността на буталните захранвачи може да се определи по формулата:

$$Q = 60B.h.s.n.\rho.\varphi, t/h. \qquad (16.4)$$

Където:

B, m е широчината на улея на захранвача;

h, m - височината определена от долния ред на регулиращата преграда до плоскостта на улея;

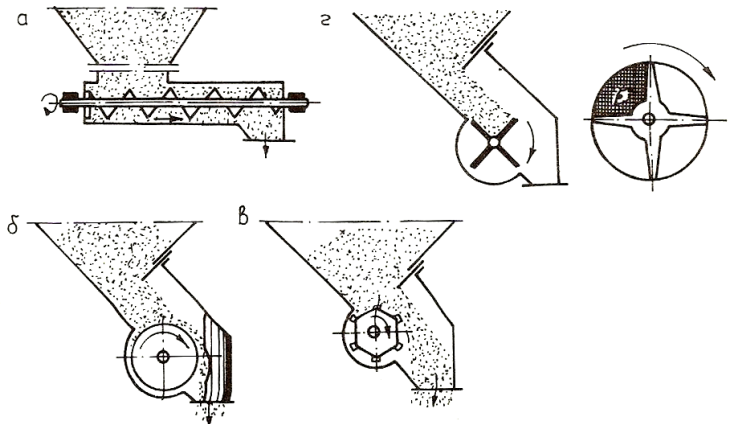
s, m - хода на буталото;

$n, \min^{-1}$ - честота на въртене ексцентриковия вал задвижваш улея чрез мотовилка;

φ - коефициент на напълване на улея с материал;

$\rho, t/m^3$ - плътност на материала.

3. Захранвачи с въртеливо движение на работния орган (Фиг.16.10) – винтови, барабанни и лопаткови.



Фигура 16.10. Захранвачи с въртеливо движение на работния орган

Винтовите захранвачи (Фиг. 16.10 а) служат за подаване на сухи и прахообразни материали, имат малка производителност, която се регулира с изменение честотата на въртене на винта.

Барабанните захранвачи са с цилиндричен барабан (Фиг.16.10 б) или с шестоъгълен барабан (Фиг.16.10 в).

Лопатковите захранвачи (Фиг.16.10 г) са предназначени за подаване предимно на прахообразни дребнозърнести материали, при пълна херметичност, подобряваща условията на труд в обогатителните фабрики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акерман Ю, Г Букаты, В Олевский и др., “Справочник по обогащению руд”, Москва, Недра, 1982г.
2. Ботева А., „Технологично проектиране на обогатителни фабрики”, МГУ, София, 2004г.
3. Вайсберг Л. А., Л. П. Зорагатский, В. Я. Туркин, „Вибрационные дробилки”, ВСЕГЕИ, Санкт-Петербург, 2004г.
4. Вайсберг Л. А, ”Проектирование и расчет вибрационных грохотов”, Недра, Москва, 1986г.
5. Дамдинов Д.Р., В.Г. Дондуков, „Машины и оборудвание для измельчения и сортировки строительных материалов”, ВСГТУ , Улан, 2004г.
6. Дамянов Ц. „Компютърно моделиране на механични системи”, МГУ, 2009г.
7. Денев С,Р. Стоицова, А. Ботева, „Разкриване и флотация на минералите”, Техника, София, 1985г.
8. Иванов В.Ф., „Дробильно - сортировочное оборудование”, Красноярск, 1966г.
9. Кантарович З.Б. „Машины химической промышленности”, Машгиз , 1957г.
10. Кузманов А., „Транспорт в обогатителните фабрики“, Техника, София, 1986г.
11. Минин И., „Технико експлотационни параметри на барабанни топкови мелници“, Дисертация,МГУ, София, 2011г.
12. Олевский В.А. „Конструкции, расчеты и эксплуатация дробилок”, Металлургиздат, 1958г.
13. Пономарев В.Б, А.Б. Лошкарев. „Шековые и конусные дробилки” , Екатиринбург, Высшая школа, 2008г.
14. Сергеев В.П. „Строительные машины и оборудование”, Москва, Высшая школа, 1987г.
15. Цветков Х. ,А. Кинов. „Ръководство за упражнение по обогатителни машини”,София, Техника, 1979г.
16. Цветков Х., ”Обогатителни машини”, Техника, София, 1976г.
17. Broek D. “The practical use of fracture mechanics”. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands 1988.
18. Pryor E. J, “Mineral processing”, Amsterdam, 1965.
19. INTERNET.