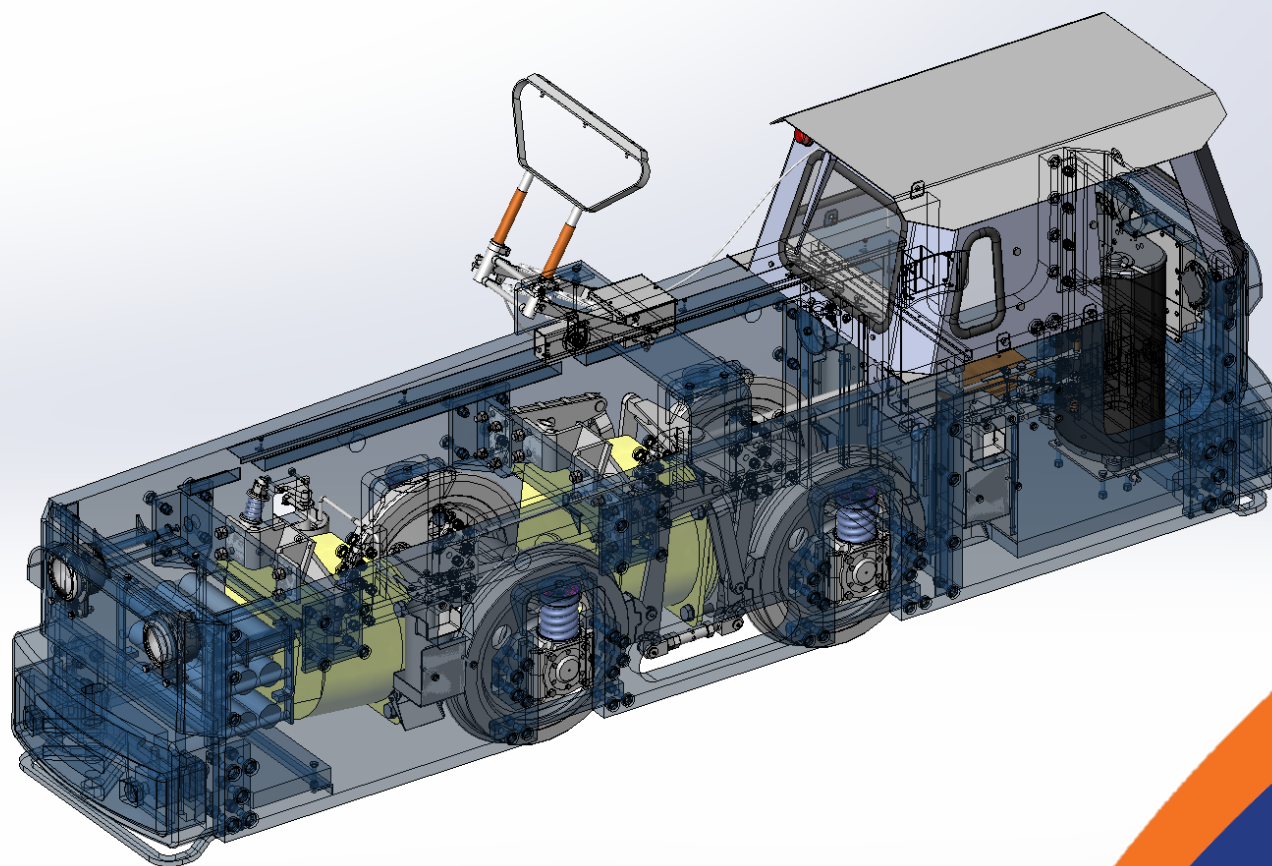




МИННО-ГЕОЛОЖКИ
УНИВЕРСИТЕТ
„СВ. ИВАН РИЛСКИ“

ЛЮБЕН ТАСЕВ

УСЪВЪРШЕНСТВАНЕ КОНСТРУКЦИЯТА НА РУДНИЧНИТЕ ЛОКОМОТИВИ ЗА ПОДЗЕМЕН ИЗВОЗ В БЪЛГАРИЯ



СОФИЯ, 2026

Любен Тасев

**Усъвършенстване конструкцията
на рудничните локомотиви
за подземен извоз в България**

МОНОГРАФИЯ

**Издателска къща „Св. Иван Рилски“
на МГУ „Св. Иван Рилски“**

София, 2026

Настоящата разработка е монографичен труд върху усъвършенстването на рудничните локомотиви за подземен извоз. В него са отразени многогодишните изследвания на автора, усъвършенстване на съществуващ възли, цели компоновки и резултати от промишлени внедрявания. Последователно са разгледани основните възли на локомотивите и компоновката на последните. Направен е анализ на най-честите повреди и износвания в локомотивите. Това е направено на базата на над 20 годишен опит в ремонта и изследвания на локомотивите в рудниците на България. Разгледани са направени подобрения на отделни възли от локомотивите внедрени в съществуващи и нови конструкции. Направен е подробен обзор на един от критичните възли на локомотивите – бандажните колела. Разгледана е теорията за тяхното износване, както и дългогодишните експерименти с различни стомани и термообработки. В последствие е направен обзор на разработените от автора нови конструкции локомотиви, подобренията в тях и промишленото им приложение. Представени са насоки за по нататъшно развитие на конструкцията на локомотивите и тяхното усъвършенстване. Предложена е методика за динамично-тяговото изчисляване на задвижването на локомотивите.

© 2026 Любен Венелинов Тасев, автор

2026 Рецензенти:

проф. д-р Кирил Джустров

проф. д-р Иван Минин

2026 Научен редактор:

доц. д-р Антоанета Янева

© 2026 Издателска къща „Св. Иван Рилски“
на МГУ „Св. Иван Рилски“

ISBN 978-954-353-512-5 (мека подвързия)

ISBN 978-954-353-513-2 (pdf)

1. Въведение

Локомотивният транспорт представлява основен, а в много случаи и незаменим елемент, от цялостната транспортна система на съвременните рудници. Макар че останалите видове рудничен транспорт непрекъснато се развиват и усъвършенстват, локомотивният транспорт ще продължи да бъде актуален и в бъдеще благодарение на следните свои предимства:

- Възможност за обслужване на големи товаропотоци, без значение от зърнометричния състав и агресивността на превозвания материал.
- Гъвкавост, т.е. способност за превозване на разнообразни товари по едни и същи трасета и минни изработки, понякога дори с помощта на еднакви транспортни съдове.

В редица ситуации железопътният транспорт играе поддържаща роля за пренос на суровини, оборудване и персонал. Основният му минус е относително сложното организиране на влаковото движение. Към днешна дата подземните локомотиви остават водещо техническо решение за механизация на превода на рудна маса, работници, техника, инсталации и материали по хоризонтални и леко наклонени главни, районни и подготвителни галерии в подземните мини.

Повишаването на сигурността и увеличаването на дълготрайността на машините е една от основните цели. Икономическото значение на този въпрос е неоспоримо. Според статистическите данни основната причина, поради която една машина става неработоспособна, не е повредата на някой от нейните възли или части, а износването на подвижните компоненти и работните органи в резултат на триенето. Когато проектира нова машина, инженерът задължително извършва изчисления за здравина на най-натоварените и критичните детайли, но почти никога не се прави проверка за износоустойчивост на нито едно съединение. По време на проектирането и експлоатацията на машините не се прилагат най-ефективните методи за намаляване на износването, които отчитат специфичните работни условия. В резултат на това в нашата страна възникват огромни материални загуби, свързани с ремонта на машините. Това важи с особена сила за машините в минната промишленост, включително за рудничните локомотиви, използвани за подземен транспорт. Загубите, причинени от износването на отделните машинни елементи, са свързани с тяхното възстановяване, което в

подземната минна практика обикновено изисква допълнителни мерки, усложняващи и оскъпяващи ремонта. Те включват: извеждане на съответна машина на място, където би могъл да се осъществи ремонтът. В много случаи това се явява тежка и трудоемка работа.

- Преустановяване на технологичния поток
- Допълнителни ресурси за възстановяване на износените компоненти и работната сила, изразходвана в тези процеси.
- Повторно включване на машината в производствената верига.
- Изграждане на система за ремонт на техниката с обучен технически екип, съответни ремонтни бази, тестови станции и подобни.

Всичко това предполага поддържането на определен фонд от машини и специалисти, което увеличава себестойността на добитата продукция. Като се отчетат и загубите, които се натрупват от гореизброените проблеми, свързани с прекъсване на технологичния поток, то веднага се вижда голямото значение на увеличаването на ресурса на машината.

2. Конструкция на рудничните локомотиви

2.1. Класификация

Локомотивният транспорт се отнася към транспортните уредби с периодично действие и осъществява пренасянето на товарите чрез движещи се по релси и теглени от локомотиви вагонни композиции (Матеев, 1971). Основните елементи на локомотивния транспорт са – подвижен състав, вагони, релсов път, съоръжения за енергозахранване на подвижния състав, съоръжения за СЦБ (средства за сигнализация, централизация и блокировка), локомотивни и вагонни депа.

Рудничните локомотиви са едно от основните средства за механизирани на транспортирането на минна маса, хора, машини, съоръжения и материали по хоризонтални и слабо наклонени капитални, участъкови и подготвителни изработки на подземните рудници и по повърхността, капиталните траншеи и стъпалата на откритите рудници.

Локомотивите, използвани в минната промишленост, могат да се класифицират по следните показатели:

Според вида на енергията, която използват:

А) Електрически локомотиви:

Според вида на тока – постояннотокови и променливотокови (с промишлена или с висока честота) локомотиви;

Според начина на хранване с електроенергия:

- контактни електролокомотиви;
- кабелни електролокомотиви;
- акумулаторни;
- контактно – акумулаторни електролокомотиви;

контактно – кабелни.

Б) Локомотиви, използващи химичната енергия на горивото:

Локомотиви, задвижвани от двигател с вътрешно горене:

бензинови локомотиви;

дизелови локомотиви.

В) Локомотиви, използващи енергията на сгъстен въздух (въздуховози, пневматични локомотиви);

Г) Локомотиви, използващи кинетичната енергия на въртящ се маховик (инерционни локомотиви).

В момента в рудниците на България се използват изключително електрически локомотиви.

Според вида на рудниците, за които са предназначени:

А) Руднични минни локомотиви – за подземните рудници;

Б) Промислени локомотиви – за откритите рудници, както и за промишлени обекти (обогатителни и брикетни фабрики, ТЕЦ, химични заводи), с които съответните рудници са свързани в единен технологичен комплекс.

Според функционалното си предназначение:

А) Локомотиви с основно предназначение – обслужват основния товаропоток на рудника, т.е. транспортират полезното изкопаемо и скална маса. Подразделят се на:

Локомотиви, обслужващи главния извоз, осъществяван по капиталните изработки на рудника (магистрални руднични локомотиви);

Локомотиви, обслужващи участъковия извоз, осъществяван по изработките на даден подготвителен или добивен участък.

Б) Локомотиви със спомагателно предназначение – обслужват маневрите с вагоните в района на гарите, разминавките, рудничните дворове, товарнища и др., както и доставката на материали, машини и съоръжения в зоната на подготвителните и добивните заводи.

Според големината на сцепното тегло ($P_{сч}$) :

А) Леки - към тази група се отнасят минните локомотиви с $P_{сч} \leq 50 \text{ kN}$ и промишлените локомотиви с $P_{сч} \leq 500 \text{ kN}$;

Б) Средни - към тази категория спадат минните локомотиви, чието сцепно тегло е в границите $50 \text{ kN} \leq P_{сч} \leq 100 \text{ kN}$, и промишлените, чието тегло е в границите $50 \text{ kN} \leq P_{сч} \leq 1000 \text{ kN}$;

В) Тежки - към тази категория се отнасят минните локомотиви със сцепно тегло $>100 \text{ kN}$ и промишлените локомотиви със сцепно тегло $>1000 \text{ kN}$.

Според броя на колоосите:

А) Двуосни локомотиви;

Б) Многоосни локомотиви (локомотиви притежаващи повече от две колооси).

б) Според степента на зависимост от стационарни енергозахранващи устройства:

А) Локомотиви с голяма автономност – дизелови, пневматични и акумулаторни локомотиви;

Б) Локомотиви с ограничена автономност – контактни и кабелни електролокомотиви.

Според степента на зависимост от стационарни енергозахранващи устройства, рудничните контактни локомотиви спадат към групата с голяма автономност (независимост), получавайки електрозахранване от намиращата се на борда акумулаторна батерия, която периодично се захранва с електроенергия. Акумулаторните батерии се комплектуват от киселинни (оловни) или алкални (желязо-никелови или кадмиево-никелови) акумулатори. Рудничните акумулаторни локомотиви се строят серийно със сцепно тегло от 15 kN до 185 kN и с часова мощност от $2,45 \text{ kW}$ до 77 kW . Големината на захранващото напрежение варира от 45 V до 220 V .

Рудничните акумулаторни локомотиви се строят както във взривобезопасно изпълнение, така и в нормално. Локомотивите във взривобезопасно изпълнение намират рационално приложение като забойни и доставъчни локомотиви в подземните рудници и в частност в тези техни изработки, в които устройването на контактна мрежа се препятства от провежданите взривни и товаро-разтоварни работи, от ограниченото сечение или от криволинейността на изработката.

Локомотивите в нормално изпълнение се прилагат в опасните по газ или прах рудници, където изпълняват функциите на забойни, доставъчни и магистрални локомотиви. Взривобезопасните акумулаторни локомотиви са с по-сложна конструкция и с по-сложно и скъпо поддържане от нормалните.

Задвижването на водещите колооси бива групово (при някои от забойните локомотиви) и индивидуално (при повечето от леките локомотиви и при всички средни и тежки) и се осъществява чрез серийни постояннотокови двигатели и нерегулируеми механични силови предавки. Пускането и регулирането на скоростта на въртене на тяговите двигатели се осъществявало единствено чрез реостати, но все по-широко приложение намират безреостатните методи на управление. Те се основават на изменението на подаваното към тяговите двигатели напрежение или на изменение предавателното число на силовата предавка. Механичната част на рудничните акумулаторни локомотиви се отличава малко от тази на контактните. Поради чувствителността на батерията към удар и сътресения буферите на акумулаторните локомотиви биват еластични, а ресорното им окачване е с подобрени федериращи свойства. Локомотивната рама е по-ниска от тази на контактните локомотиви и не съдържа заложен в конструкцията ѝ баласт, тъй като масата на акумулаторната батерия е достатъчно голяма. Към рамата се монтира устройство, което позволява удобната замяна на батерията чрез напречно изтегляне, както и сигурното ѝ фиксиране в работно положение. Рудничните акумулаторни локомотиви са оборудвани с колесна механична спирачка, която при средните и тежките локомотиви е с комбинирано (ръчно и пневматично), а при леките – ръчно задвижване.

В сравнение с контактните електролокомотиви, акумулаторните притежават редица преимущества:

- ❖ Автономност (независимост);

- ❖ Безопасна експлоатация – с премахването на захранващия контактен проводник се отстранява и основният източник на опасности за електротравматизъм, експлозии и пожари;
- ❖ Наличие на бордово енергозахранващо устройство (акумулаторна батерия).
- ❖ Като основни недостатъци могат да се отбележат:
- ❖ Ограничение по отношение на скоростта на движение и големината на наклона по пътя ($i = 20\%$), наложени от ограничения капацитет на акумулаторната батерия и ниската ѝ претоварваща способност;
- ❖ Необходимостта от съоръжаването и обслужването от зарядни станции;
- ❖ По-големи експлоатационни разходи.

2.2. Компановка на локомотивите

2.2.1. Компановка на контактните локомотиви

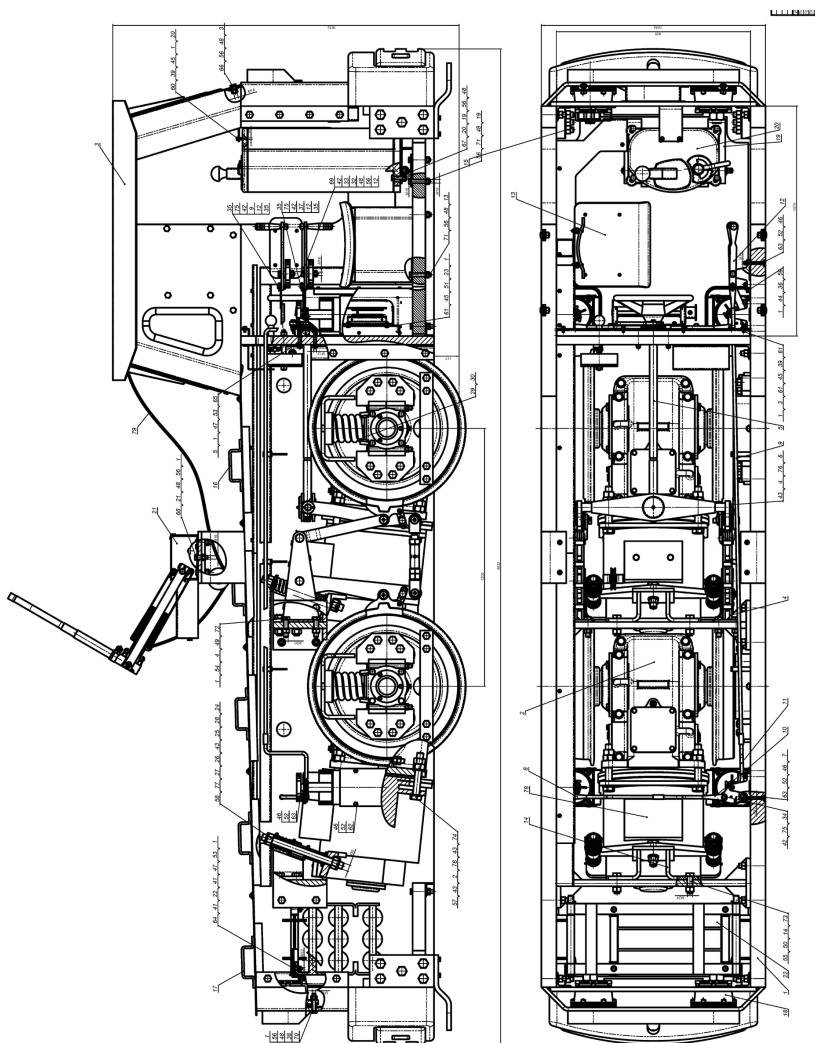
Под компановка се разбира разположението на различните агрегати и разположението на управляващите органи, тоест позицията на машиниста. Поради ограниченията, които се налагат от размерите на минните разработки, рудничните локомотиви се изпълняват с външна рама. Задвижването е двуколоосно, като и двете оси са задвижващи. Поради сравнително малкия радиус на кривите, задвижването се изпълнява разделено, тоест всяка колоос е самостоятелна, за да се позволи завъртането ѝ спрямо надлъжната ос на локомотива и вписването в кривите.

Различават се две основни компановки - на контактните локомотиви и на акумулаторните. Компановката на акумулаторните машини не зависи от вида на изпълнението им нормално руднично или взривобезопасно.

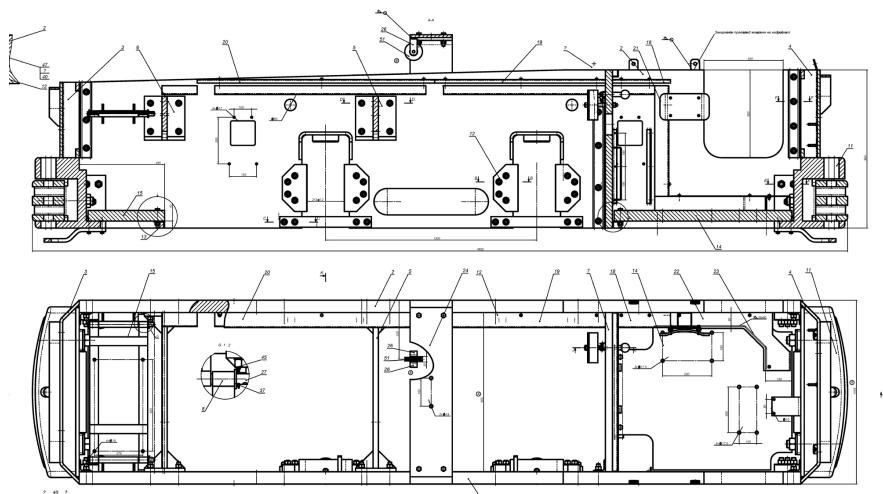
На Фигура 2-1 е показан общ вид на контактен локомотив РКЛ-10 . Той се състои от корпус, задвижване, пружинно окачване, електрическа уредба, система за посипване с пясък и спирачна система .

Рамата (Фигура 2-2) е основна част от локомотива и е външен тип. Всички части са разположени вътре в нея. Тя се състои от редица елементи, които са здраво свързани помежду си с разглобяеми съединения. Главите на болтовете са скрити в цилиндрични отвори, така че външните стени да бъдат гладки. Рамата е масивна с дебелина до 80 mm и гарантира стабилност на локомотива и устойчивост при работа в подземни условия.

Кабината предпазва машиниста от падащи кал, камъни, вода и от контактният проводник. Тя е с два входа и е съоръжена с прозорци от триплексово стъкло, като предното и задното се почистват от електрически четки.



Фигура 2-1. Общ вид РКЛ 10

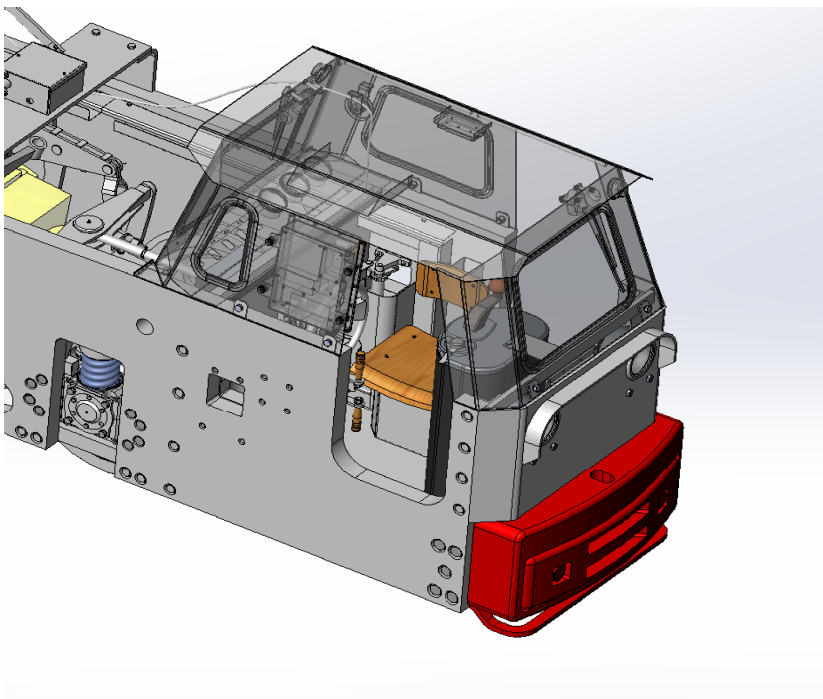


Фигура 2-2. Рама РКЛ 10

В кабината (Фигура 2-3) са разположени контролерът, маховикът на спирателната система, лостове за управление подаването на пясък, главният прекъсвач, преобразувателят на напрежение, седалката и сандъкът за инструменти. Вдясно от машиниста е разположен пултът за контрол и управление на различните електросистеми:

- сирена;
- къси и дълги светлини на фаровете;
- предна и задна чистачка;
- волтметър за входното напрежение;
- амперметър, следящ тока на тяговите двигатели;
- скоростомер;

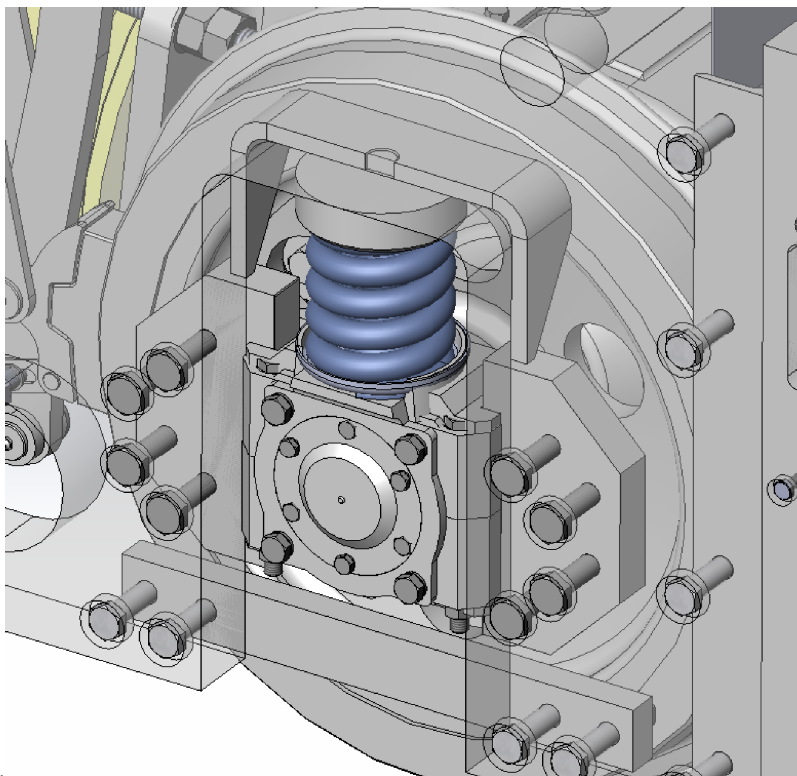
В кабината е вкарано и въжето за сваляне на токоприемника.



Фигура 2-3. Кабина на машиниста

Пружинното окачване (Фигура 2-4) е предназначено за предаване на сцепното тегло върху колоосите и омекотяване на неравностите на пътя. Окачването е индивидуално и се осъществява от поставени една в друга цилиндрични винтови пружини в специални легла на рамата и буксите.

Спирачната система намалява скоростта на движение на локомотива и подвижния състав и осигурява задържането му в неподвижно състояние. Локомотивът е снабден с две независими работни спирачни системи – електрическа и механична.

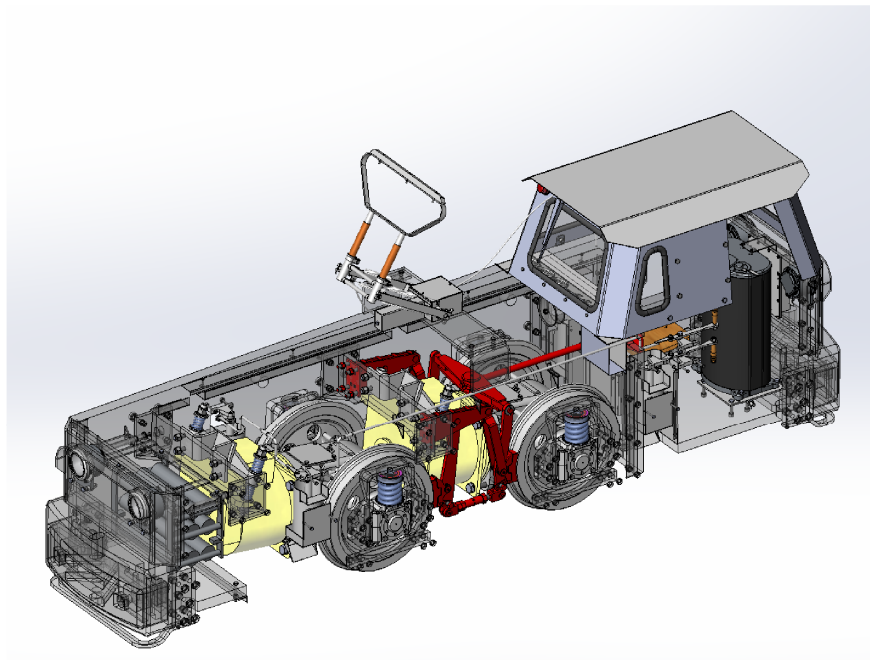


Фигура 2-4. Пружинно окачване

Електрическата спирачна система се задейства с помощта на контролера, който по подходящ начин прекъсва захранването към двигателите и ги свързва към пусково-спирачни съпротивления. Двигателите преминават в генераторен режим, като токът и съответно спирачният момент се определят от стойността на съпротивленията. С помощта на контролера стойността на съпротивленията може да се променя и по този начин да се регулира спирачната сила.

Механичната спирана система (Фигура 2-5) на локомотива се изпълнява с ръчно или с пневматично задвижване (за тежките локомотиви) и е челюстно-колесен тип с последователно действие. Задвижването ѝ се осъществява от маховика, който се намира в кабината на машиниста. Спирачният

момент се създава от челюсти (калодки), които се притискат към бандажните гривни. Усилието се предава с помощта на винтова двойка, кобилица и лостова система, която разпределя усилията равномерно върху всички челюсти.

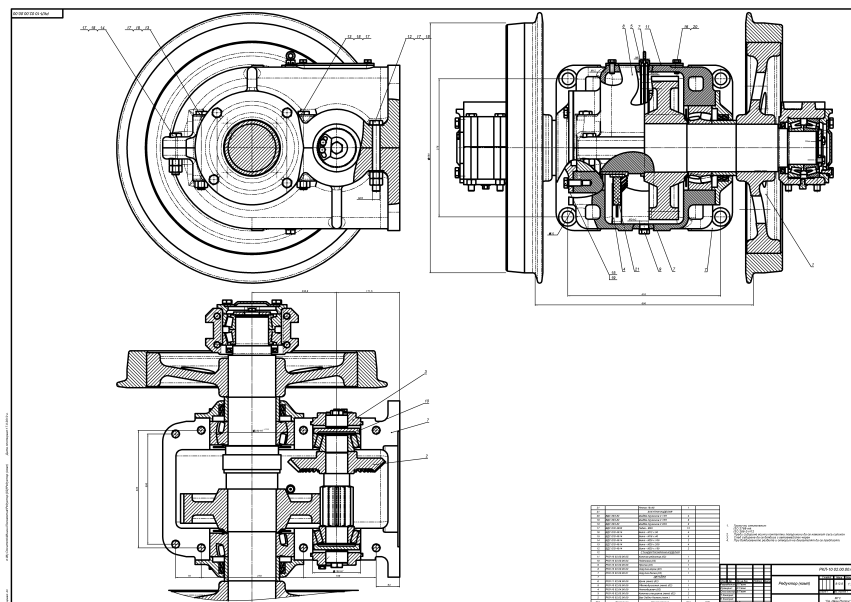


Фигура 2-5. Механична спирачна система

Системата за подсипване с пясък е предназначена за сипване на пясък върху главата на релсата за увеличение коефициента на сцепление. Изградена е от четири пяскарника, командвани чрез лостова система. Управлението на пяскарниците се извършва от кабината на машиниста.

Задвижването на локомотива е двусосно, индивидуално на всяка колоос, като се осъществява от две единични задвижвания. Тяговите единици е съставена от постоянноотков тягов електродвигател тип ДРТ 33 и редуктор (Фигура 4) с двустепенна конично-цилиндрична предавка. Изходящият вал на редуктора представлява колооста, в краищата на която са лагерувани буксите.

Моторното окачване (Фигура 2-7) се изпълнява опорно осово, чрез редуктора. Осъществява се с люлка, шарнирно свързана с ос към разпорната гредка, шанги, преминаващи през ушите на двигателя и демпфериращи винтови пружини.



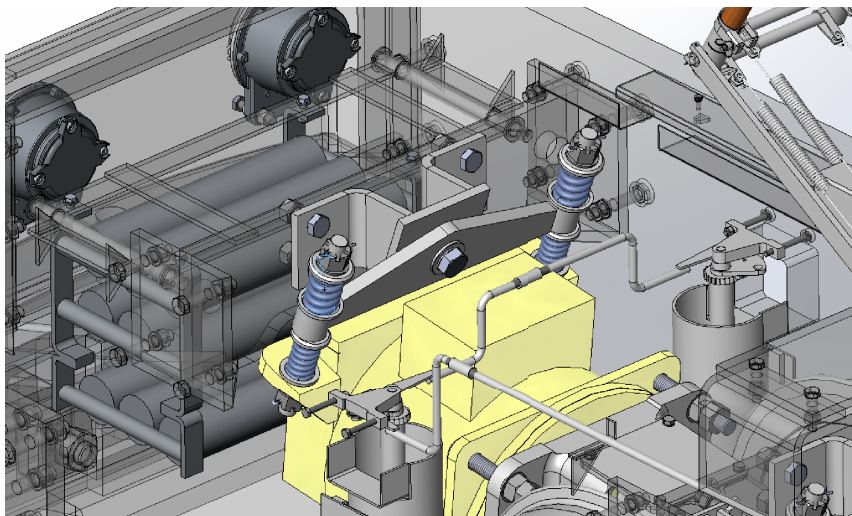
Фигура 2-6. Редуктор-колоосна група РКЛ 10

Електрическата система на локомотива се състои от две системи – основна на 250V и спомагателна на 12V. Основната електрическа система осигурява управление на локомотива, като осъществява:

- Тръгване и регулиране скоростта на движение;
- Електродинамично спиране;
- Изменение посоката на движение;
- Защита на оборудването от претоварване;
- Контрол на електрическите параметри.

Спомагателната електрическа система осигурява захранван с безопасно напрежение на всички спомагателни прибори – фарове, габарити,

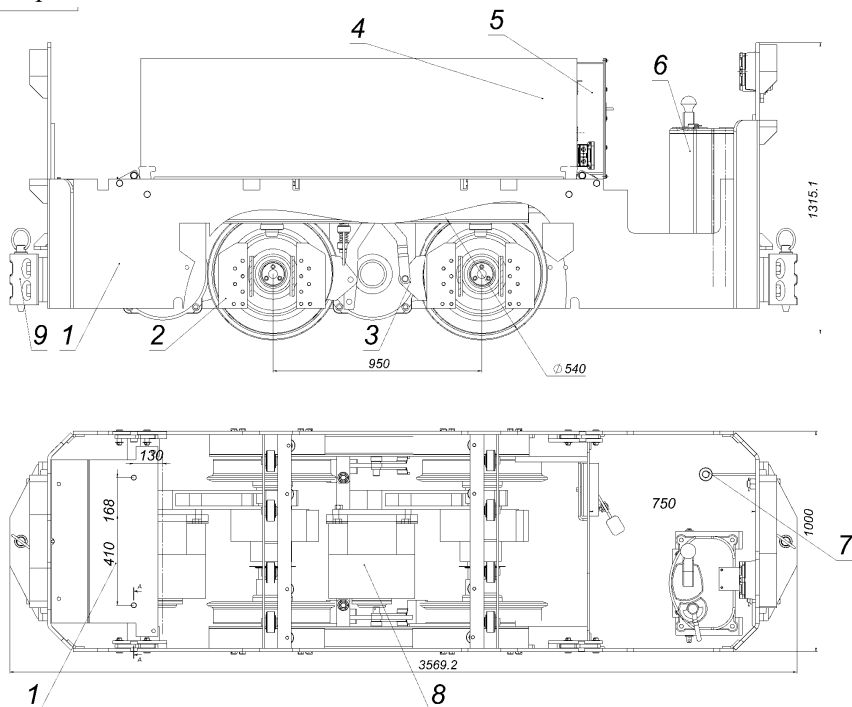
чистачки и сирена. Тя е разделена на две – за фаровете, чието превключване на предни или задни се осъществява от контролера в зависимост от посоката на движение. Втората спомагателна линия е осигурена от малък акумулатор, който може да осигури 24 часово светене на габаритните светлини в случай на отпадане на напрежението. Захранването на спомагателна електрическа система се извършва от високочестотен инвертор, сигурно защитен от входни пренапрежения.



Фигура 2-7. Окачване на двигателите

2.2.2. Компановка на акумулаторни локомотиви

Разлика в компановката (Фигура 2-8) на акумулаторните локомотиви спрямо тази на контактните се състои в наличието на кош с акумулаторни батерии.



Фигура 2-8. Компановка акумулаторен локомотив EAP4.5

Това предполага създаването на една по-ниска и по-лека рама. Целта е да се свали центърът на тежестта, който бива изместен нагоре от акумулаторния кош. Теглото на коша обикновено съставлява 45-55% от сцепното тегло. Рамата трябва да е конструирана така, че да предоставя лесен начин за бърза подмяна на батериите, без нуждата на подемна техника. За целта има разработени специални зарядни маси, които позволяват приплъзване на батерията от локомотива на масата и обратно.

1-Рама

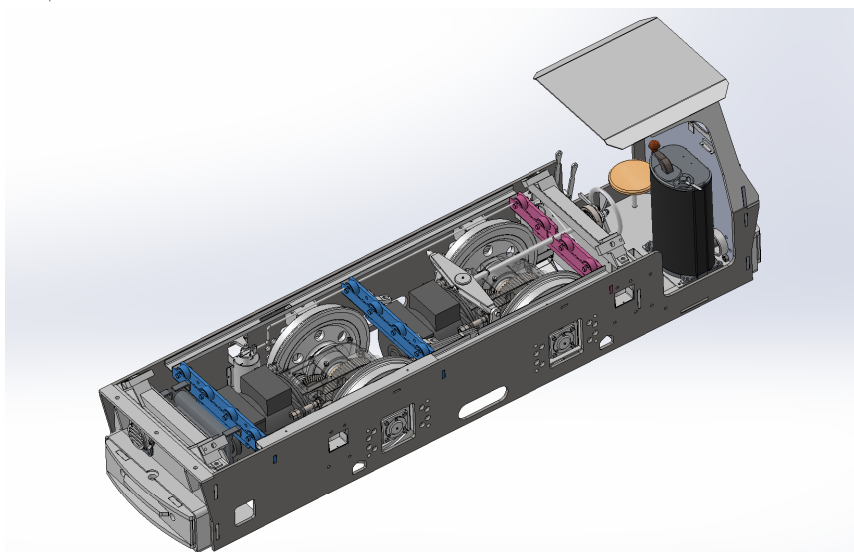
2-Единично задвижване

- 3-Спирачна система
- 4-Кош на акумулаторната батерия
- 5-Пусково предпазна апаратура
- 6-Контролер
- 7-Кабина на машиниста
- 8-Електродвигател
- 9-Буфер

Кошът ляга на рамата на 12 броя ролки, които позволяват лесното търкаляне. Самата рама се изпълнява в олекотен вариант на контактните локомотиви. Изработва се от 16 до 24 mm дебела ламарина като заваръчна конструкция.

Останалите агрегати не се различават от тези на контактните локомотиви. Спирачна система, пясъкоподаваща система, буфери и букси се изпълняват в много случай напълно идентични с другите локомотиви.

Единичните задвижвания и двигателите се изчисляват в зависимост от сцепената маса съответно теглителната сила.



Фигура 2-9. Рама рудничен акумулаторен локомотив РАЛ-8А

Изводи

Направен е обстоен преглед на основните механични възли както на контактните, така и на акумулаторните подземни руднични локомотиви, а именно рама, единично задвижване, окачване букси и буфери. Разгледани са основните компановки на контактните и акумулаторните локомотиви.

3. Износвания и повреди при експлоатация на рудничните локомотиви

3.1. Изследване на износването и повредите на рудничните локомотиви



Базирайки се на натрупания опит в ремонта и модернизирането на локомотиви от рудниците на Бобов дол и ГОРУБСО от над 25 години и реконструкцията на над 50 локомотива, се вижда, че основната причина за отказ е износване или разрушаване на бандажната гривна. Това е разгледано под-

робно в други трудове на автора (Тасев, 2018). Следващата най-често срещана причина за отказ са повредите в единичното задвижване на локомотивите.

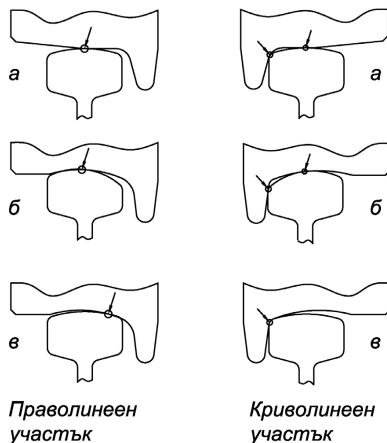
Най-интензивно износване имат бандажните гривни. Причините за това могат да се обобщят в следните точки :

- значителни контактни напрежения, както по окръжността на търкаляне, така и по ребордите;
- силно променливи условия на контактуване, зависещи от състоянието на релсовите пътища, които в повечето случаи са замърсени и покрити с абразивни частици;
- често посипване с пясък, за повишаване на коефициента на сцепление;
- боксуване в нестационарните режими, което е по-голямата част от работата на локомотива;

По тези причини и поради технологичната и финансова страна, свързана с подмяната на бандажните гривна, бяха положени значителни усилия в опит да бъде увеличен ресурсът им. Започна се с разглеждане на теоретичната страна износването.

3.2. Видове износвания на бандажната гривна

Начинът на контактуване с главата на релсата определя и износването, както е разгледано в предишни разработки на автора (Тасев, Цветков, & Тасев, 2014)). На Фигура 3-1 са дадени начините на контактуване на бандажното колело, а именно



Фигура 3-1. Начин на контактуване на бандажното колело с релсата при различни варианти на износване

а – нова релса и ново бандажно колело;

б – износена глава на релсата и износено бандажно колело;

в – нова релса и износено бандажно колело.

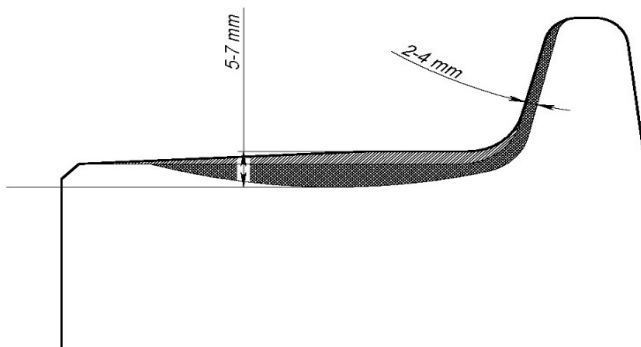
Фигурата е показателна за точките на контакта съответно в зоните на износване на бандажна гривна. За прав участък - диаметърът на търкаляне, за криволинеен - ребордът.

Следователно износването е строго индивидуално за всеки рудник в зависимост от профила на пътя. Като цяло в рудници с много криви участъци дебелината на ребордите (Фигура 3-2) е определяща за ресурса на гривната.

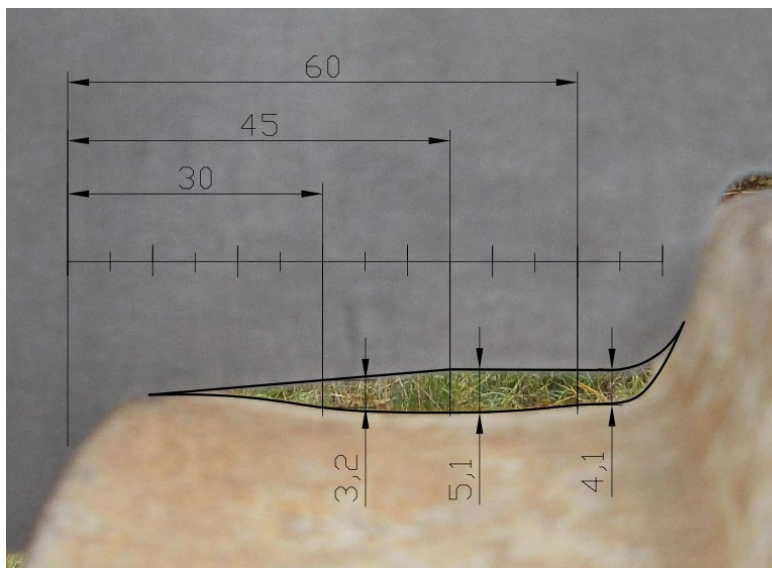


Фигура 3-2. Износване на реборда, рудник „Петровица“

В рудниците с по-малко криви участъци износването е преобладаващо по диаметъра на търкаляне (Фигура 3-4). Процесът на износване протича последователно с намаляване на центраиращата конусна част на бандажа, като той постепенно спада от 1:10 до нула тоест изчезва напълно. Тези наблюдения са направени в рудници на ГОРУБСО и мини Бобов Дол.



Фигура 3-3. Канално износване на бандажна гървна



Фигура 3-4. Износване по кръга на търкаляне мина „Бобов Дол“

Опитът ни показва, че това износване се задълбочава. Наклонът, освен че се заличава, преминава в канално износване (Фигура 3-36). Това износване има формата на релсата. По този начин се променя контактът между релсата и колелото, водещо до неправилно водене на цялата машина. Освен това значително се увеличава триенето, оттам и износването и енергозагубите. Теглителната характеристика на локомотива също се променя. Съществува и реална опасност от спукване на гривната поради изтъняването и преразпределяне на напреженията.

Износване по диаметъра на търкаляне

Износването като термин може да се формулира като постепенно изменение на геометричните размери на детайлите и е разгледано и в други трудове на автора (Тасев, 2018). Тази промяна се дължи на триенето между детайлите. Конкретно за бандажните гривни за износване се счита промяната на техния профил. Тази промяна се дължи на силите, възникващи между колелото и релсата. Измерването на тези параметри се извършва с помощта на специализирани контролно-измервателни прибори и е показано в следващите глави.

В научната литература, посветена на изследването на процесите на триене и износване, е публикувано значително количество трудове. В тях автори като Кислик (1948) и Гушин Н.В., Болотин В.В. (1984) предлагат разнообразни теоретични модели за същността на това явление. Най-популярната и често използвана сред тях е теорията на Крагелски (Крагельский, 1968), която се основава на умората на материала. В настоящата работа именно тази теория служи като основа за определяне на интензитета и степента на износване. Основните ѝ теоретични принципи могат да се обобщят по следния начин:

1. Износването настъпва в резултат на контакта между триещите се повърхности и последващото им разрушаване, причинено от това взаимодействие.

2. Износването се дължи на промени в механичните свойства на метала при наклепване, а именно увеличаване на крехкостта вследствие на пластични деформации, породени от напреженията между деформираните участъци и недеформираната метална маса.

3. Този процес се развива поради появата на умора в зоните, където се осъществява триенето.

4. Процесът е свързан със заваряването на метала в зоните на контакт вследствие от високи температури, достигащи температурата на стопяване.

5. При износването се получават локални задирияния в отделни точки на повърхността, които под действие на плъзгането се разрушават;

6. Износването възниква поради реакцията на триещите се повърхности с околната газова среда, което води до образуване на ленти, които лесно се отделят при триене.

Геометричните размери са основните параметри за оценка състоянието на бандажите, подложени на износване. Най-характерни форми на това явление включват триене, термични, електроерозионни и корозионни процеси.

Научните изследвания доказват, че интензивността на износване на бандажите и останалите елементи се определя от множество случайни фактори: химичния състав на металите и здравината на взаимодействащите части, качеството на производството, климатичните и метеорологичните условия по време на експлоатация, начините на натоварване, тръгване и

спиране, времето за движение при максимално натоварване, теглото на композицията, профила на трасето, наличието на абразивни частици по повърхността на триене, състоянието на пътя и произтичащите от това динамични натоварвания.

Размерите и съчетанието на тези показатели се променят в широки граници, което води до това, че еднакви по тип локомотиви могат да износват своите елементи с различно темпо при една и съща измината дистанция по различни трасета. Изхбяването се обуславя от два ключови елемента – преминалото разстояние и силата на процеса. Действителният път на износване се пресмята чрез изминатия от колелото маршрут, умножен по коефициента на релативно приплъзване..

Стъпвайки на теорията на Крагелски (Крагельский, 1978) определяме аналитично интензивността на износване. Определящи фактори са фрикционните свойства на материалите, контактното налягане и еластичните характеристики на материала. При повърхности, достигнали равновесна грапавост, интензивността на износването се определя чрез съответната зависимост:

$$I_h = C_1 a_x p_a \tau_0^2 \Theta^{1-\frac{t}{2}} \left(\frac{k\psi}{\sigma_0} \right)^t \quad (3.1)$$

$$\text{където: } C_1 = 0,12 \frac{16^{\frac{2t}{5}}}{2,6^{t-\frac{5}{4}}} \quad (3.2)$$

p – контактното налягане, Ра;

μ - коефициент на Поансон;

τ_0 – тангенциално съпротивление, Ра;

t – показател на фрикционната умора;

$\Theta = \frac{1-\mu^2}{E}$ – еластична константа на материала, $\frac{1}{Pa}$;

ψ - коефициент на сцепление;

σ_0 – еквивалентно напрежение, Ра;

$k \approx 3$ – таблична величина.

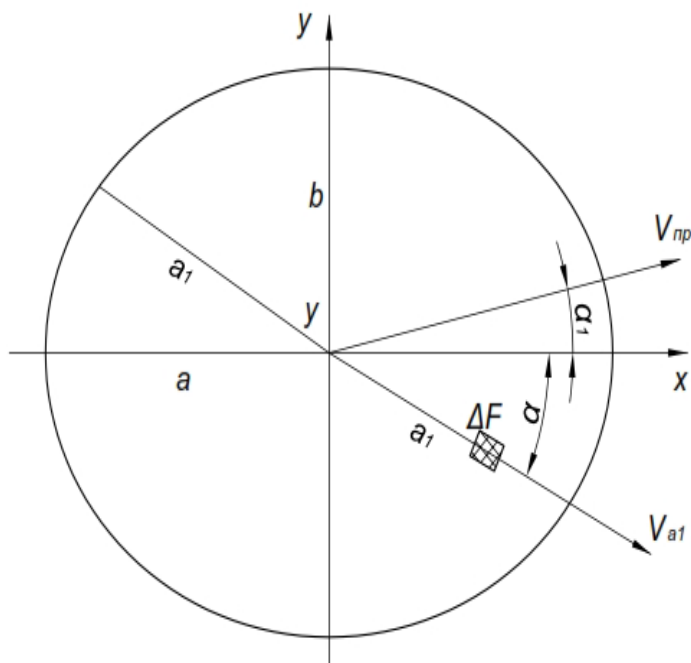
a_x – коефициент на хистерезисните загуби при триене;

Тъй като всички параметри остават постоянни в зоната на контакта с изключение на налягането, то формулата се преобразува в следната:

$$I_h = Ap_a \quad (3.3)$$

където:

$$A = C_1 a_x \tau_0^{\frac{t}{2}} \theta^{1-\frac{t}{2}} \left(\frac{kf}{\sigma_0} \right)^t, \frac{1}{Pa} \quad (3.4)$$



Фигура 3-5. Контактно петно

Ще разгледаме безкрайно малко площадка с размери ΔF разположена на бандажната гривна (Фигура 3-5). В площадката се запазват основните зависимости за интензивността на износване. При относителното движение на площадката по контакта върху нея преминава графиката на изменението на налягането p по скоростта на движение.

Ще изходим от времето за преминаване на цялата графика на налягането над площадката, за да определим средноинтегралното натоварване:

$$\Delta t = \frac{2a_1}{v_r}, s; \quad (3.5)$$

където: $2a_1$ е размерът на площадката по направление на скоростта на движение v_∂ .

Пътят на приплъзване L_{np} , ще бъде равен:

$$L_{np} = v_{np} \Delta t = 2a_1 \frac{v_{np}}{v_\partial} = 2a_1 \varepsilon, m; \quad (3.6)$$

където: $\psi = \frac{v_{np}}{v_\partial}$ се нарича коефициент на относителното приплъзване или „крип“.

Износването i_h на елементарната площадка ΔF може да се намери по формулата:

$$i_h = \int_0^{L_{np}} I_h(L) dL \quad (3.7)$$

където: $I_h(L)$ - интензивност на износването ;

L_{np} - път на приплъзване на площадката за един цикъл, m.

За определяне на износването по горната формула трябва да се намери зависимостта на налягането от пътя на приплъзване.

Напрежението се разпределя в зоната на контакта по елиптичен закон. Така за разпределението на напрежението може да запишем:

$$p(x, y) = p_o \left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} \right), Pa; \quad (3.8)$$

където: p_o - максималното налягане в зоната на контакта, Pa.

$$p(x, y) = p_o \left[1 - \frac{x^2}{a^2 b^2} (b^2 + a^2 k^2) \right], Pa; \quad (3.9)$$

След замествания и преобразувания:

$$l^2 = \frac{x^2}{b^2} (b^2 + a^2 k^2), m; \quad (3.10)$$

където: l е пътят на приплъзване на елементарната площадка по контактното петно. Като отчетем, че движението се извършва по оста a_1 , можем да запишем:

$$p(x, y) = p_0 \left(1 - \frac{l^2}{a_1^2}\right), Pa; \quad (3.11)$$

Определяме зависимостта на напрежението от пътя на приплъзване dl :

$$dl = v_\partial dt; dt = \frac{dl}{v_\partial}; L = v_{np} dt = dl \frac{v_{np}}{v_\partial} \quad (3.12)$$

$$L = \int_0^l dl = \frac{v_{np}}{v_\partial} l \quad (3.13)$$

откъдето :

$$l = L \frac{v_\partial}{v_{np}} = L\psi \quad (3.14)$$

Тогава:

$$p(L) = p_0 \left[1 - \left(\frac{v_\partial}{v_{np}}\right)^2 \frac{L^2}{a_1^2}\right] = p_0 \left(1 - \frac{L^2}{L_0^2}\right) \quad (3.15)$$

Последната формула дава възможност да се пресметне налягането.

От формула (3.15) се вижда, че зависимостта на налягането от пътя на приплъзване за елементарна площадка от пътя остава параболична. Замествам (3,13) в (3.14) отчитането, че $I_h = Ap$ и:

$$i_h = \int_0^{L_0} I_h(L) dL = \int_0^{L_0} Ap(L) dL = \int_0^{L_0} Ap_0 \left(1 - \frac{L^2}{L_0^2}\right) dL \quad (3.16)$$

След интегриране получаваме:

$$i_h = \frac{2}{3} Ap_0^\alpha L_0 = \frac{2}{3} I_h L_0 = \frac{2}{3} Ap_0^\alpha a_1 \varepsilon, m; \quad (3.17)$$

Анализ на горната зависимост показва, че износването между контактната двойка релса - бандаж, зависи от:

- факторите на триене, определени от коефициента A ,
- контактното налягане p_0
- относителното приплъзване ψ между колелото и бандажа.

Използвайки формулите на Херц, ще определим размера на износването само от геометричните размери на бандажната гривна, релсата и натоварването върху нея:

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3 \theta P}{2 \Sigma k}} \quad (3.18)$$

$$b = n_b \sqrt[3]{\frac{3 \theta P}{2 \Sigma k}} \quad (3.19)$$

$$p_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\frac{\Sigma k}{\theta}\right)^2 p} \quad (3.20)$$

където: a и b са полуосите на елиптичния контакт;

n_a, n_b, n_p са таблични величини, който зависят от радиусите на контактуващите повърхности.

Заместваме на p_0, a_1, b във формула (3.17):

$$i_h = \frac{2}{3} A \left(\frac{n_p}{\pi}\right)^\alpha \left(\frac{3}{2}\right)^{1/3(1+\alpha)} \left(\frac{\Sigma k}{\theta}\right)^{1/3(2\alpha-1)} p^{1/3(1+\alpha)} k_1 \varepsilon \quad (3.21)$$

$$\text{където: } k_1 = \frac{a}{a_1}$$

От тази зависимост се вижда, че интензивността на износването зависи от

- фрикционните свойства на контактуващите материали (f, t, α_x, τ_0) ,
- натоварването (p)
- еластично-якостните свойства на материала (E, σ) .

С увеличаване на якостните свойства на контактуващата двойка интензивността на износването намалява. Същото важи и за фрикционните параметри на контакта и най-вече с коефициента на триене. Тези параметри се променят в рамките на контакта. Размерът на контактното налягане, коефициентът на триене и коефициентът на фрикционната умора влияят на параметрите.

За условията на контактуване на бандажна гривна с радиус R_δ с релса с радиус R_p сумата от кривините $\sum k$ се определя по формулата:

$$\sum k = \frac{R_\delta + R_p}{R_\delta R_p}, \frac{1}{m} \quad (3.22)$$

За бандажите на локомотиви от 5 до 14 тона при следните параметри:

- радиус на бандаж $R_\delta = 0,34, m$;
 - закръгление на главата на релсата: $R_p = 0,2, m$
- ще получим $\sum k = 7,94$.

За стоманени детайли $\theta = 2,3 \cdot 10^{11}, Pa$. При този размер на контактуващите тела $n_a = 1,4$, $n_b = 0.63$, а $n_p = 0,88$.

За стомана Ст 45 (1,1730), параметрите имат стойност $\alpha_x = 0.05$, $\tau_0 = 0.1, MPa$ $\sigma_0 = 2, MPa$. Следователно A има стойност $7.2 \cdot 10^{-14}, \frac{1}{Pa}$.

Интензивността на износване на бандажната гривна ще варира от 10^{-7} до 10^{-8} .

За конструираните от нас локомотиви със сцепна маса 5, 7, 8, 10 и 14 тона при релса Р24 с радиус на главата 0.2 стойностите на интензивността на износване са пресметнати в таблица 1. Интензивността на износване е дадена за три характерни стойности на коефициента на сцепление ψ :

- $\psi = 0,12$ - мокри чисти релси;

- $\psi = 0,21$ - сухи чисти релси;
- $\psi = 0,28$ - релси сухи, подсипани с пясък.

Таблица 1. Интензивност на износване

Локомотив	ψ	R_0 [m]	P_0 [MPa]	I_{hk}
5	0,12	0.27	839	$3.545 \cdot 10^{-8}$
	0,21			$6.938 \cdot 10^{-8}$
	0,28			$9.799 \cdot 10^{-8}$
7	0,12	0.34	875	$3.697 \cdot 10^{-8}$
	0,21			$7.236 \cdot 10^{-8}$
	0,28			$1.022 \cdot 10^{-7}$
8	0,12	0.34	925	$3.908 \cdot 10^{-8}$
	0,21			$7.65 \cdot 10^{-8}$
	0,28			$1.08 \cdot 10^{-7}$
10	0,12	0.34	1047	$4.424 \cdot 10^{-8}$
	0,21			$8.659 \cdot 10^{-8}$
	0,28			$1.233 \cdot 10^{-7}$
14	0,12	0.38	1062	$4.487 \cdot 10^{-8}$
	0,21			$8.783 \cdot 10^{-8}$
	0,28			$1.24 \cdot 10^{-7}$

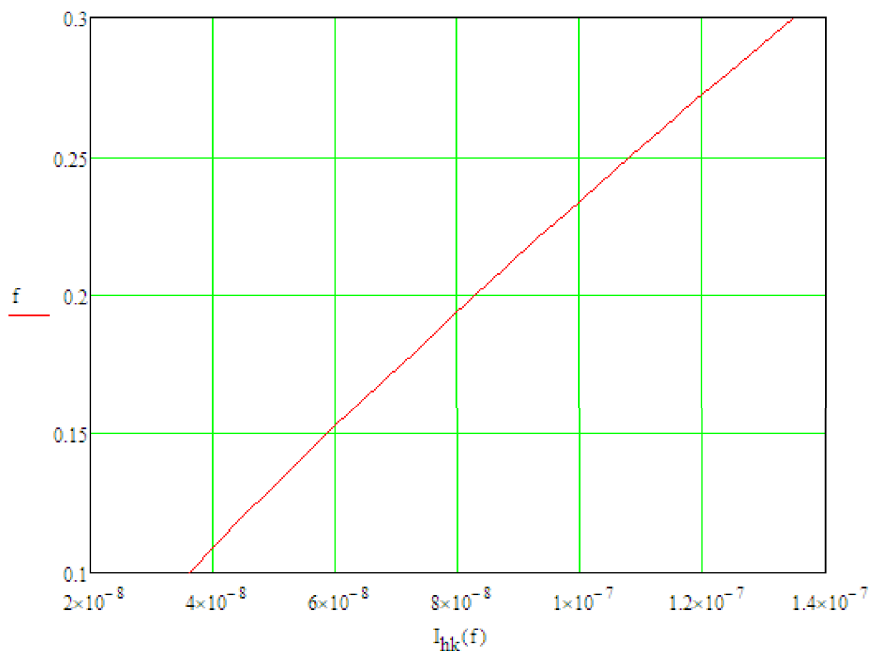
Оттук може да направим следния анализ:

- сцепната маса и интензивността на износване са пропорционални.
- с увеличаване на коефициента на сцепление нараства и интензивността на износване.
- с нарастване на коефициента на сцепление нараства и износването, при това при подсипване с пясък интензивността нараства с един порядък.

Получава се противоречие с постигане на максимална теглителна сила и намаляване на износването. Коефициентът на сцепление се явява даденост за конкретните минни условия (виж Таблица 2. Коефициент на сцепление на руднични локомотиви (Степаненко, 2015).

Таблица 2. Коефициент на сцепление на руднични локомотиви

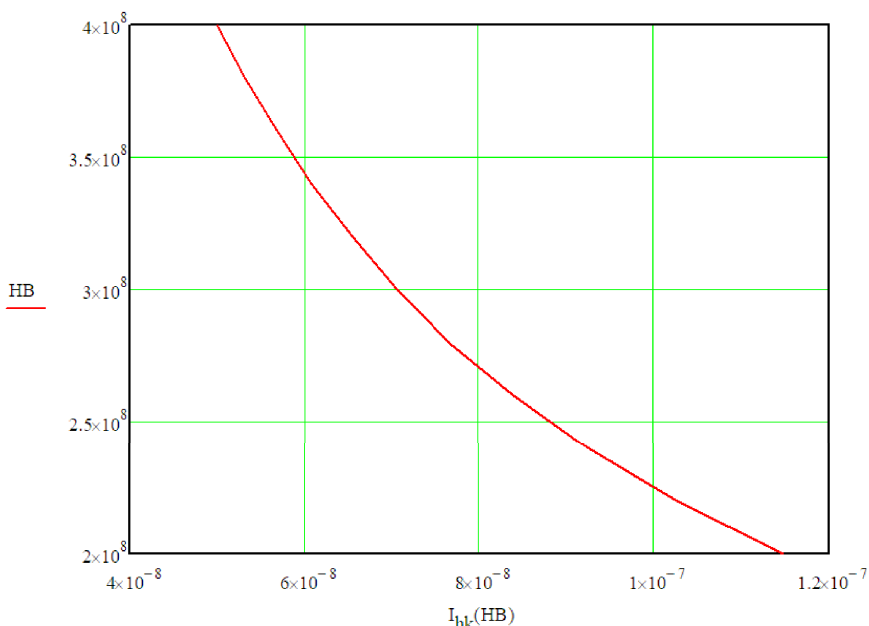
Състояние на релсите	Коефициент ψ
Покрити с възлищен прах	0,07
Влажни практически чисти	0,09
Мокри чисти	0,12
Сухи практически чисти	0,21
Посипани с пясък	0,28
Покрити с прах	0,16



Фигура 3-6.

На Фигура 3-6 е показано изменението на износването в зависимост от твърдостта на материала на бандажната гривна.

На Фигура 3-7 е показана зависимостта на интензивността на износване спрямо твърдостта на материала. Износването намалява 15 пъти с увеличаване на твърдостта 2 пъти. Това е един от методите, който се възприе за увеличаване ресурса на бандажа.



Фигура 3-7.

Представява интерес и износването в зависимост от натоварването на подвижния състав. При работа на локомотива в устойчивата зона на приплъзване и увеличение на тяговата сила следва увеличение на коефициента на сцепление, така че при постоянното осово натоварване следва да може да се реализира:

$$F_T = N \cdot \psi \quad (3.23)$$

Увеличението на сцеплението в устойчивия участък на кривата е пряко свързана с увеличаване на приплъзването.

Тъй като увеличаването на приплъзването реално означава удължаване на пътя, то, безспорно, ще има и увеличение на износването. Изменението на приплъзване до критичната стойност е относително малко до 1-2 % след преминаване на екстремната стойност. Ако приемем, че изменението на коефициента на сцепление е линейно зависим от приплъзването, то пътят на относително приплъзване ще зависи линейно от теглителната сила

F_T . Практически с увеличаване натоварването на подвижния състав линейно нараства износването на бандажните гривни. Трябва да се има предвид, че увеличаване на натоварването доближава работната точка на локомотива до критичната такава. Коефициентът на сцепление в руднични условия е променлива величина и това може да доведе до работа на локомотива в падащия клон на кривата. Това може да доведе до установено боксуване.

В условията на работа на бандажното колело в кривите участъци се наблюдават изменения, които категорично говорят за пластични изменения. Износването при тези условия е по-голямо и може да се определи по формулите на Крагелски за изменение на коефициента на триене при пластично контактуване, ако за основа вземем зависимост:

$$I_h = \sqrt{2}C \left(\frac{p_a}{HB}\right)^{\frac{1+\beta t}{1-\beta}} \Delta^{\frac{1+t}{2}} \left(\frac{K_f^n}{e_o}\right)^t \eta_c^{-\frac{1+t\beta}{1-\beta}} K_f^n = \sqrt{\frac{\sigma_T+2fHB}{\sigma_T-2fHB}} \quad (3.24)$$

Износване на реборда

При движение по праволинеен участък ребордите направляват движението на локомотива по оста на релсовия път. Воденето му в криволинеен участък се извършва благодарение на ребордите, като външният реборд на навлизащото в кривата колело се опира в страничната стена на релсата, с което се създава определен въртящ момент, който завърта колооста (Фигура 3-8. Вписване на локомотива в кривата. Ъглите на отклонение на двете колооси имат означения δ_1 и δ_2 . Съществено е, че завъртането на локомотива и оста на колесната двойка е противоположно на завъртането на радиус вектора на центъра на масата на локомотива при вписването в кривата. При по нататъшното движение на локомотива по кривата, размерът на комантираните ъгли остава неизменен, запазва се и силата на притискане на реборда към външната релса.

$$\omega = \dot{S}/\rho \quad (3.25)$$

Където: ρ - радиус на кривата на пътя;

Център О съвпада с проекцията на масата на локомотива в плоскостта на релсовия път.

Наклоненото положение на локомотива на Фигура 3-8. Вписване на локомотива в кривата е представен от правоъгълник А1А2А3А4. С контура А1А2А3А4 е свързана координатната система C_{xy} , където осите C_x и C_y съответстват на надлъжни и напречни оси локомотива в изкривено положение.

Завъртането на системата C_{xy} спрямо Охоуо се определя от ъгъла λ . Колоосите са представени от сегменти 1-2 и 3-4. Тези сегменти могат да се завъртат в кръг около точките В1 и В2 на контура А1А2А3А4, образуващи малки ъгли с оста C_y δ_1 и δ_2 . Точките 1, 2, 3 и 4 са разположени на релсите това са точките на контакта бандажите с главите на релси. В точка 2 има контакт на реборда на водещото колело с релсата.

Съгласно линейната хипотеза, тангенциалната сила в точка i се определя по формула:

$$F_i = -\alpha \cdot N \cdot V_i \quad (3.26)$$

където: α - динамичен коефициент на приплъзване (коефициент на крипа) прието в съответствие с $\alpha = 21/\dot{S}$;

N – нормалното натоварване на колооста върху релсата;

V_i - абсолютна скорост в i -та контактна точка;

Проекциите на скоростта по оси C_x и C_y могат да се определят по формули:

$$V_{x1} = -\dot{x} - \dot{S} \left(\frac{\ell}{\rho} - \frac{ku}{b} \right)$$

$$V_{x2} = -V_{x1} - 2\dot{x}$$

$$V_{x3} = -\dot{x} + \dot{S} \left(\frac{\ell}{\rho} - \frac{k}{b} (u - 2L\lambda) \right)$$

$$V_{x4} = -V_{x3} - 2\dot{x}$$

$$\begin{aligned} V_{y1} = V_{y2} &= -\dot{S} \left(\frac{L}{\rho} + \lambda + \delta_1 \right) \\ V_{y3} = V_{y4} &= +\dot{S} \left(\frac{L}{\rho} - \lambda - \delta_2 \right) \end{aligned} \quad (3.27)$$

където приемам $\dot{x} = b\dot{\varphi} - \dot{S} > 0$

$\dot{\varphi}$ - ъглова скорост на въртене на колооста около своята надлъжна ос;

ℓ - половината разстояние между контактните точки на колооста;

b – радиус на търкаляне на бандажа;

$k = tg\alpha_1$, α_1 - ъгъл на конуса на бандажната гривна;

L – половината база на локомотива;

u – половината хлабина между колооста и релсата.

Проекциите на главния вектор и главния момент на тангенциалните сили се определят по формули:

За предната колоос:

$$\begin{aligned} R_{x1} &= a \cdot 2N \cdot \dot{x} R_{y1} = a \cdot 2N \cdot \dot{S} \left(\frac{L}{\rho} + \lambda + \delta_1 \right) \\ M_1 &= a \cdot 2N \ell \cdot \dot{S} \left(\frac{\ell}{\rho} - \frac{ku}{b} \right) \end{aligned}$$

за задната колоос :

$$\begin{aligned} R_{x2} &= \alpha \cdot 2N \cdot \dot{x} \\ R_{y2} &= \alpha \cdot 2N \cdot \dot{S} \left(-\frac{L}{\rho} + \lambda + \delta_2 \right) \\ M_2 &= \alpha \cdot 2N \ell \cdot \dot{S} \left(\frac{\ell}{\rho} - \frac{k}{b} (u - 2L\lambda) \right) \end{aligned}$$

и за локомотива в цяло:

$$\begin{aligned} R_{xc} &= \alpha \cdot 4N \cdot \dot{x} \\ R_{yc} &= \alpha \cdot 4N \cdot \dot{S} \left(\lambda + \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \right) \end{aligned}$$

$$M_c = \alpha \cdot 4N \cdot \dot{S} \left(\frac{L^2 + \ell^2}{\rho} - \frac{k\ell}{b} (u - 2L\lambda) - \frac{1}{2} L(\delta_1 - \delta_2) \right)$$

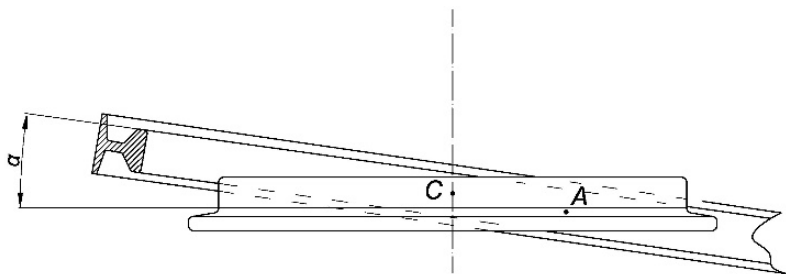
На ребора на водещата колоос в точка 2 действа реакция на външната релса Н, перпендикулярна на ос Сх.

От трите уравнения на за локомотива получаваме

$$\dot{x} = \frac{Q}{\alpha \cdot 4N}$$

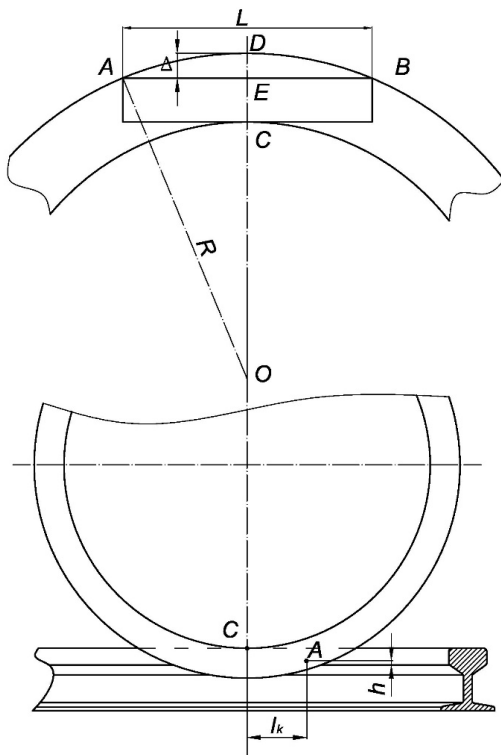
$$Y_p = \alpha \cdot 4N \dot{S} \left(\lambda + \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \right) + P_p L \lambda$$

На Фигура 3-9 е показана схема на движение на колелото спрямо релсата в крив участък на пътя с радиус R.



Фигура 3-9. Положение на колелото и релсата в крива

При това точка С (токата на допиране на колелото с главата на релсата) ще се намира зад А (токата на допиране на ребора със страницата на релсата). Те се намира на разстояние L, наречено предварително допиране, представляващо от 15 до 50 mm (Андреев, 1997).



Фигура 3-10. Пресичане на колелото и релсата

Точката А лежи на разстояние h от повърхността на търкаляне от главата на релсата. С нарастване на страничното натоварване разстоянието между точката А и С намалява. При по нататъшно увеличаване на страничната сила може да стигне до допиране на двете точки, тоест получава се едно точково контактуване на колелото с релсата. Последващо увеличаване на страничната сила може да доведе до изваждане на реборда от глава на релсата, тоест дерайлиране на локомотива.

Става ясно, че ще имаме приплъзване в точка С със скорост, която може да се опише със следната формула

$$V_{np} = \frac{\sqrt{l_k^2 + h_{rk}^2}}{r_k} V \quad (3.28)$$

където : l_k - разстоянието между двете точки на контактуване, мм ;

h_k - разстоянието между върха на релсата и токата А, мм;

V – скорост на движение на локомотива, m/s;

r_k - радиус на търкаляне , mm.

Така за най-масовия локомотив К10 при $l_k = 105.5mm, h_k = 5.46mm, r_k = 340mm$ получаваме:

$$V_{np} = 0,309V \text{ или при } V = 3m/s, V_{np} = 0,989m/s;$$

Влияние на условията на сцепление на износването

Ще разгледам влиянието на условията на износването с помощта на най-често използвания енергиен критерий (Вериго М.Ф, 1986). За фактор на износването приемам работата на силите на триене за единица изминатото разстояние.

$$\Phi = \frac{A}{L} \quad (3.29)$$

където A – работата на силите на триене;

L – изминат път.

Отчитайки, че мощността, изразходвана за триене, е равна на произведението на силата на триене със скоростта на приплъзване след преобразувания от (1) получаваме:

$$\Phi = \varepsilon_p F_p \quad (3.30)$$

където : ε_p - относителното приплъзване на реборда по релсата

F_{mp} - сила на триене в точката на контакта

$$\varepsilon_p = \frac{v_{np}}{v_o} \quad (3.31)$$

където : v_{np} - скорост на приплъзване на реборда по релсата;
 v_o - постъпателна скорост на движение на центъра на колелото.
 Силата на триене в контакта определям по формула :

$$F_{mp} = fN \quad (3.32)$$

където: f – коефициент на триене;
 N – нормално усилие в контакта.

Анализирайки формула 3.33 се вижда, че факторът на износване на реборда е право пропорционален на относителното приплъзване ε_p , който зависи от условията на условията сцепление и може да бъде определен по стойността на относителното приплъзване по повърхността на търкаляне на направляващото колело ε_k и геометричните параметри на вписване в кривата.

На Фигура 3-11. Кинематична схема на взаимодействието на колелото с релсата е показана кинематичната схема на взаимодействие на колелото с релсата. В точка А повърхността на търкаляне контактува с релсата. При свободно търкаляне, търкаляне без приплъзване, скоростта в точка А е равна на нула, при наличие на тягов момент точка А приплъзва по релсата със скорост v_k . При това моментният център на скоростта на колелото се премества от точка А в точка A_o . В точка М реборда контактува със страничната страна на релсата с изместване равно на b . Това изместване може да преведем по формула:

$$b = \frac{D_k}{2} tg\theta tg\alpha \quad (3.33)$$

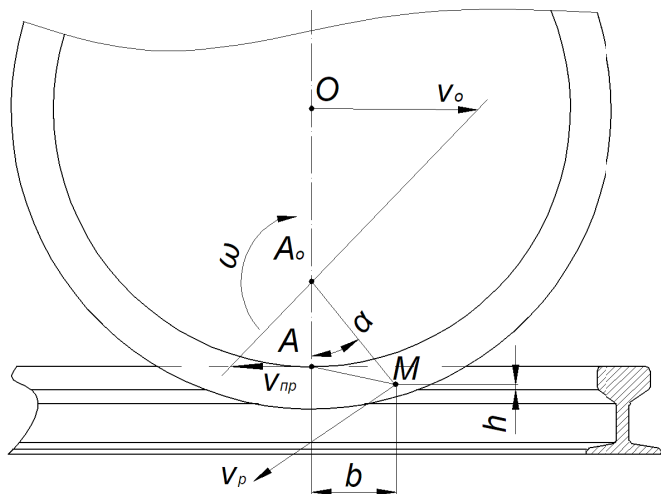
където: D_k - диаметър на колелото
 θ - ъгъл на наклона на реборда
 α - ъгъл на пресичане на колелото с релсата.

В съответствие е със схемата на Фигура 3-11 скоростта на приплъзване на реборда ще е равна на :

$$v_p = \omega |A_o M| \quad (3.34)$$

където: ω - ъглова скорост на колелото, което можем да намерим по формула:

$$\omega = \frac{v_o}{0.5D_k - C} \quad (3.35)$$



Фигура 3-11. Кинематична схема на взаимодействието на колелото с релсата

където: C – ординатата на моментния център на скоростта

$$C = \frac{D_k \varepsilon_k}{2(1 + \varepsilon_k)} \quad (3.36)$$

където $\varepsilon_k = \frac{v_k}{v_o}$ е относителното приплъзване по повърхността на търкаляне.

При работа в зоната на еластичното приплъзване и относително приплъзване по-малко от критичното ($\varepsilon_k \approx 0,02$), формула (8) може да бъде преобразувана във вид

$$C = \frac{D_k \varepsilon_k}{2} \quad (3.37)$$

Оттука формула 3.36 добива вида:

$$\omega = \frac{2v_0}{D_k} \quad (3.38)$$

Разстоянието от моментния център на скоростта до точката на контактуване на реборда с релсата ще е равно на:

$$|A_0M| = \sqrt{b^2 - (C - h)^2} \quad (3.39)$$

където h – дълбочина на контакта на реборда с релсата, определя се от геометричната повърхност на бандажа и ъгъла на пресичане.

След като обединим горните формули, получаваме за фактора на износване следния израз:

$$\Phi = \frac{2fN}{D_k} \sqrt{b^2 - (C + h)^2} \quad (3.40)$$

Нормалното усилие може да запишем във функция на направляващата сила :

$$N = \frac{Y}{v \sin \theta} \quad (3.41)$$

където : $v = 1 - f \operatorname{ctg} \beta \sin \alpha$

където β е ъгъл на наклона на бандажната гривна

α - ъгъл между AA_0M

Ъгъл α ще се увеличава с нарастване на ъгъл δ и ъгъла на наклона на реборда θ и ще намалява с нарастване на относителното приплъзване $\epsilon_{кр}$. Ще намерим зависимост на фактора на износването от относителното приплъзване. За удобство на анализа, ще разгледаме относителния показател $\Phi_{отн}$, приведен към фактора на износване при липса на приплъзване Φ_0 . Тук е необходимо да отбележим, че при липса на тягово усилие може да се наблюдава приплъзване на водещото колело поради разликата в пътя, който се

изминава от колела от една колоос по вътрешната и външната релса. Анализът на зависимостта на фактора на износване от приплъзването, ще извършим по (3,41). Ще разгледаме изменението на относителното приплъзване в предели от 0 до 2%. На такова изменение ε съответства нормална реализация на силата на тягата (без боксуване).

За удобство при анализа, ще разгледаме относителен показател, приведен към фактора на износване при липса на приплъзване:

$$\Phi_{отн} = \frac{\Phi}{\Phi_0} \quad (3.42)$$

където Φ_0 - базов показател на износването при $\varepsilon = 0$.

3.3. Технически средства за измерване на износването

Измерване диаметъра на търкаляне

Поради ограниченото пространство в рудничния локомотив измерването на профила на бандажната гривна на работеща машина - не в ремонтно предприятие с универсалните измерителни прибори, като шублери и микрометри, е практически невъзможно. За измерване на износването по диаметъра на търкаляне и реборда в руднични условия първоначално е изработен специален прибор шаблон (Фигура 3-12) **Грешка! Източникът на препратката не е намерен..** Шаблонът представлява негатив на конструктивния профил на бандажната гривна. На него е поставен измервателен нониусен дълбокомер с остър връх. Дълбокомерът се мести на три позиции (30, 45 и 60 mm) по дължината на шаблона и по този начин се измерва износването в различни точки на профила на бандажа. Шаблонът се поставя на челната повърхност на бандажа, докато опре в неизносната част, и с дълбокомера се измерва износването. Точността на метода е до 0.1 от милиметъра.

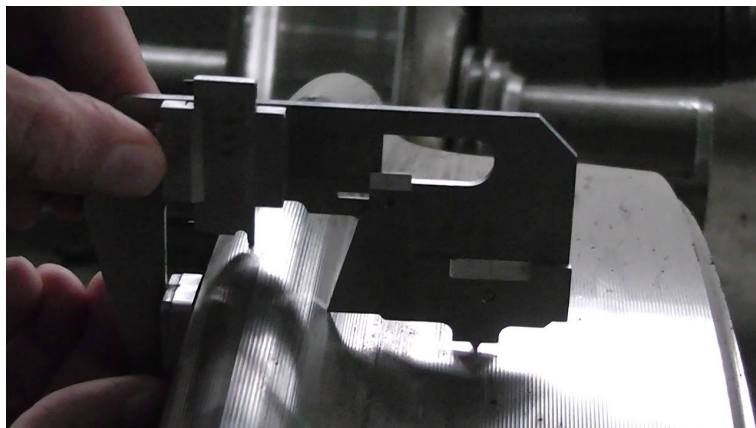


Фигура 3-12. Уред измерване на износване бандаж

През 2009 е закупен специализиран уред на фирма CPE и всички последващи измервания са извършвани с него.



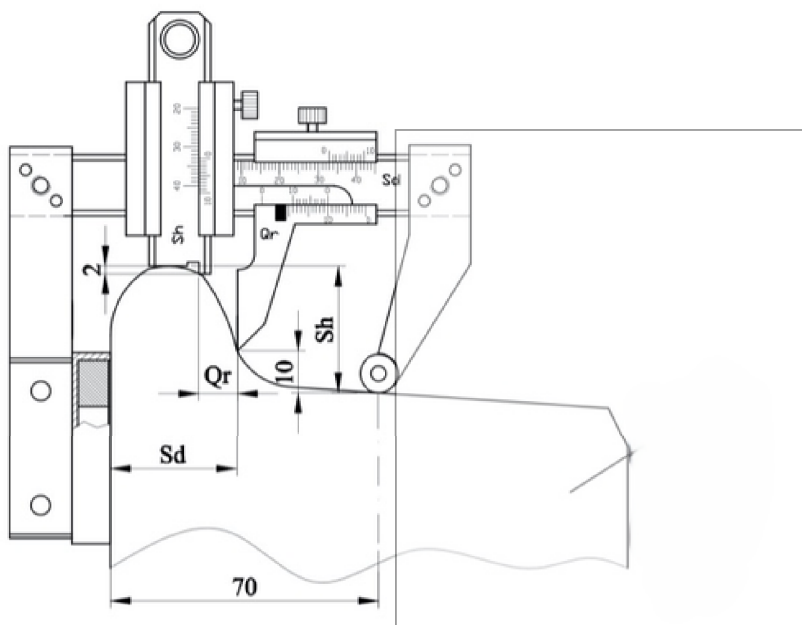
Фигура 3-13. Уред CPE



Фигура 3-14. Измерване бандаж

Измерване дебелината на реборда

На Фигура 3-16. Уред за измерване на дебелината на реборда. Уредът се състои от два перпендикулярно разположени нониуса. С първия контролираме дълбочината, на която искаме да измерим дебелината на реборда, а с втория мерим самата дебелина. Уредът има точност на измерването до 0.1 от милиметъра.



Фигура 3-15. Схема измерване реборд



Фигура 3-16. Уред за измерване на дебелината на реборда

Безконтактни методи

Всички методи описани до тук отнемат значително време. За измерването на четирите бандажа на един локомотив трябва да се отделят между 3 и 4 часа. Време, което колегите от производство не винаги имат възможност да ни отделят. Затова за по бърз контрол, макар и не толкова точен, се спряхме на сравнение с шаблон, който поставяме на бандажната гривна и снимаме. В последствие изображението се мащабира и обработва на ком-

пютър. Изчертаваме реалния профил на бандажа и го сравняваме с конструктивния. Методът е с точност до половин милиметър, но за сметка на това е достатъчен бърз и много подходящ за междинни измервания.



Фигура 3-17а. Лазерен уред измерване бандаж



Фигура 28б.

Като перспектива за бъдещи измервания е поставена цел за използване на специализиран лазерен уред за измерване на бандажи на ЖП транспорт, показан по-долу (фигури 28 а/ 28б). Уред е с широко приложение, както за магистралния железопътен транспорт, така и за по-малки бандажи като използваните в рудничните локомотиви и в градските трамваи. Такъв уред би спестил много време, а и точността му е задоволителна

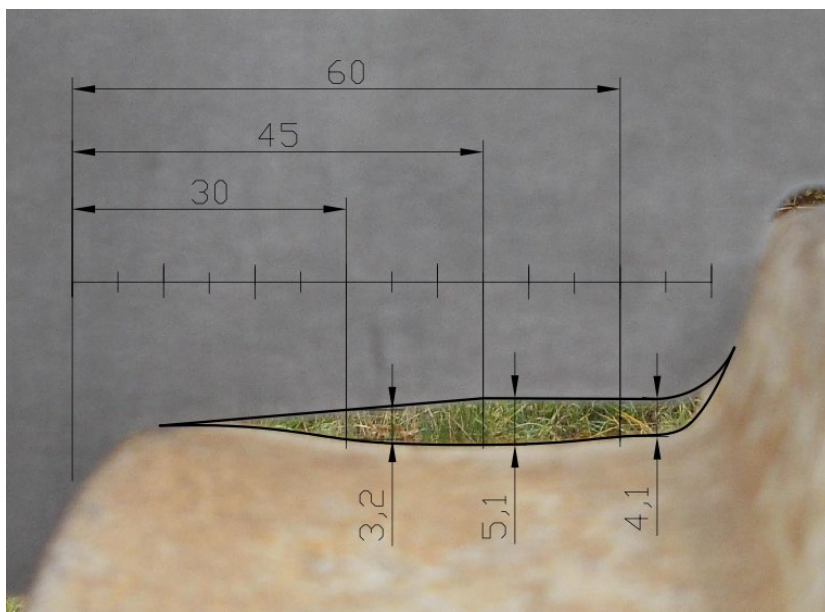
3.4. Изводи

В главата е проведено изследване на най-честите повреди в рудничните локомотив. Това е направена на база на над 20-години участие на автора в колектива на Научно-развойна база по Минно оборудване занимаващ с ремонт и обновяване локомотивите на Рудниците и минните в България. Направен е теоретичен анализ на износването на бандажната гривна, като критично такова за ресурса на машините. Главата е основа за последващото изследване и подобряване на локомотивите.

4. Усъвършенстване на възли и детайли от локомотивите

4.1. Увеличаване дълготрайността на бандажните гривни

В тази глава се разглежда влиянието на различните материали, използвани при изработването на бандажните гривни, както и значението на технологията за изработването им. Изследването на материалите и износването на бандажите е проведено в рамките на близо 10 години, като по него авторът публикува няколко труда (Тасев, 2018), (Тасев, Цветков, & Тасев, 2014). Изследванията продължиха и след споменатите публикации и считам редно за по-голяма яснота да се представи пълно резюме на изследването.



Фигура 4-1. Точки на измерване

Методиката се базира на работещи локомотиви в реални руднични условия. На един и същи локомотив се залагат бандажни гривни от различни материали и се следи износването. Има участъци, където измерването може да се провежда 1 или 2 пъти годишно, но в определени трудно достъпни участъци се извършва еднократно при изваждане на единичното задвижване или локомотива за капитален ремонт.

Таблица 3.

Локомо- тив	Рудник	Предна ко- лоос	Задна ко- лоос	Година
РКЛ-10	Марзян	СТ-102	СТ-101	2010
РКЛ-7А „Булдог“	Върба	СТ-141	СТ-102	2014
РКЛ – 7А „Булдог“	Върба	СТ - 141	СТ-151	2015
РКЛ – 7А „Булдог“	Върба	СТ - 151	СТ-151	2015
РКЛ-10А	Върба-Батанци	СТ - 151	СТ - 161	2015
РАЛ-8А	Злетово	СТ - 151	СТ - 151	2016
РАЛ-8А	Тораница	СТ - 151	СТ - 151	2017
РКЛ-7Б	Тораница	СТ - 151	Моноблок	2017
РКЛ-10Б	Тораница	СТ - 151	СТ - 151	2017
РКЛ-14А	Тораница	Моноблок	Моноблок	2018
РКЛ-14Б	Тораница	Моноблок	Моноблок	2020

Измерванията по диаметъра на търкаляне се направиха в три точки. На разстояние 30, 45 и 60 mm от външния реборд на колелото.

В рамките на 10 години от 2010 до края на 2020 г. са проведени измервания и наблюдения на пуснатите в експлоатация локомотиви.

Първото изследване е проведено на 10-тонен локомотив тип РКЛ-10. На този локомотив на едното задвижване бяха монтирани бандажни гривни, отлети от стандартно използваната стомана в лелярната в Димитровград. Увеличено е само въглеродното съдържание, запазвайки легиращите елементи почти в същите граници.

Таблица 4. Химически състав стомана 101 и 102

Стомана 1						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.24	0.36	0.81	0.024	0.017	0,032	-
Стомана 2						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.431	0.442	0,577	0.031	0.018	0,0598	0,027

Таблица 5. Износване на стомани 101 и 102

Изминат път	Стомана 102	Стомана 101	Разлика
2200	1,4	2,4	65%
4400	2,7	4,6	66%
6800	4,0	6,8	67%

Таблица 6. Химически състав стомана 141 и 151

Стомана 141						
<i>C</i>	<i>Si</i>	<i>Mn</i>	<i>P</i>	<i>S</i>	<i>Cr</i>	<i>Mo</i>
0.404	0.413	0,868	0.037	0.017	0,766	-
Стомана 151						
<i>C</i>	<i>Si</i>	<i>Mn</i>	<i>P</i>	<i>S</i>	<i>Cr</i>	<i>Mo</i>
0.498	0.833	1,19	0.031	0.018	0,088	0,014

Таблица 7. Износване на стомана 141 и 151

Изминат път	Стомана 151	Стомана 141	Разлика
5500 - 6000 (2 години)	3,2	3	6%
10500 (3 г.)	4,3	4	9 %
14000 (5г)	6	5,5	9%

Образец 151 е с малка промяна спрямо 141 по технологични причини. От него са изработени бандажите на РКЛ -10 А използван на „травербана“ Върба- Рудозем“. Впоследствие от същата стомана бяха изработени и бандажните гривни на внедрените локомотиви през 2016 и 2017 година локомотиви в рудниците в Република Македония „Злетово“ и „Тораница“.

Технологии на изработка

Най-разпространената технология за изработване на бандажни гривни за магистралния железопътен транспорт е профилно валцоване на стомана.

Тази технология гарантира еднородност на материала, твърдост и добра себестойност. За съжаление, поради ниския обем на необходимите заготовки, не се намери предприятие с България, което да се наеме с производството им.

Поради малката бройка на изработваните бандажи на годишна база не беше невъзможно да ангажираме предприятие, което да изработва валцовани заготовки. Целта ни беше да намерим аналог на валцоването на стоманата, като се запази себестойността на бандажната гривна, но се подобри износоустойчивостта на леярските бандажи.



Фигура 4-2. Колело моноблок

Логичното направление бе да се премине към обединение на бандажа и колесния център в един елемент. Това решение прави от технологична и икономическа гледна точка оправдано използването на прокатна стомана.

Като цяло изработените колела тип „моноблок“ имат следните предимства:

- изключителна здравина на цялата конструкция;
- използване на високо легирани стомани;
- хомогенност на стоманата в целия и обем;
- високи якостни параметри на необработената стомана;
- възможност за термообработка на ребордите с всички познати технологии – пещ, ТВЧ, плазмено;
- висока устойчивост на ударно натоварване.

Като недостатък може да се отбележи възможността за подмяна само на гривната. Но монолитността на материала гарантира голям запас за пресътръгване на ремонтни размери на колелата.

Таблица 8. Химичен състав колело моноблок

<i>C</i>	<i>Si</i>	<i>Mn</i>	<i>P</i>
<i>0.38-0.45</i>	<i><0.4</i>	<i>0.6-0.9</i>	<i><0.025</i>
<i>S</i>	<i>Cr</i>	<i>Mo</i>	
<i><0.035</i>	<i>0.9-1.2</i>	<i>0.15-0.3</i>	

Таблица 9 Износване моноблок

<i>Изминат път</i>	<i>Стомана 151</i>	<i>Моноблок</i>	<i>Разлика</i>
<i>3000(2г)</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>100%</i>
<i>6000(4г)</i>	<i>3,2</i>	<i>1,4</i>	<i>115 %</i>
<i>9000 (5г)</i>	<i>4,5</i>	<i>2</i>	<i>116%</i>

4.2. Буксов възел

Буксовият възел е отговорен елемент от задвижването на локомотива. Чрез него се предава тяговото и спирачното усилие, който управляват локомотива (Тасев, 2017). Той пряко участва в насочването на локомотива в кривите участъци, а също и така в поемането на всички натоварвания във вертикална и хоризонтална посока. Както бе показано в глава 3, той е подложен на динамични натоварвания по време на движение на подвижния състав. А те са ударни натоварвания от ускоряващи се маси при нестационарно движение на състава и такива породени от неравностите на релсовия път. В буксовия възел се осъществява и пружинното окачване на рамата на локомотива. В съвременните локомотиви буксовият възел не е сложно устройство и обикновено е разделен на водима и водеща част. Водещата част най-често представлява плъзгачи с определени хлабини към водимата част, която поема хоризонталните и страничните натоварвания. На практика е желателно плъзгачите да се изработват от по-мек материал, тъй като конструктивно те са значително по-опростени и по-лесни за подмяна. В рудничните локомотиви най-често се използва конструктивна Ст20, при различни начини за захващане към рамата на локомотива. Опитът на автора за подмяна на материала на водачите с текстолит се оказа несполучлив. Идеята бе да се намали коефициентът на триене, с което да се намали износването, а също и съпротивленията в кривите участъци.

При своето движение локомотивът изпитва надлъжни, напречни и вертикални натоварвания, предизвикани от неравности на пътя, кривите и коничността на бандажните гривни. Тези натоварвания чрез бандажните колела се предават и на редуктора. Всички електролокомотиви за подземен извоз са с редуктори, лагерирувани на колооста и пружинно окачени посредством двигателя за рамата. Върху редуктора действат постоянни и ударни натоварвания. Влияние върху неговата работа и, респективно ресурс, оказват ударните натоварвания. Последните се получават от ускоренията (положителни и отрицателни) на локомотива и преминаването на колооста през релсовите връзки, различните видове стрелки и други неравности на пътя.

Усилията, които действат върху лагерите, респективно корпуса на редуктора, основно разделяме на статични, динамични и ударни. Статичните натоварвания се определят от теглото на редуктора и прикачения към него

двигател, също така от създаването от колооста постоянно усилие – тягово или спирачно. Като се отчита центъра на тежестта, мястото на окачване на двигателя и разположението на носещите лагери. Конструктивно лагерите са разположени така, че да бъдат равномерно натоварени от тази сила, тоест всеки лагер поема половината от натоварването. В изследваните от мен редуктори центърът на тежестта е разположен много близо до половината разстояние между окачването на двигателя и оста на редуктора. При тези условия всеки лагер ще бъде натоварен със сила :

$$P_{cm} = \frac{\sum m_i}{2} \quad (4.1)$$

където $\sum m_i$ е сумата на масата на отделните елементи.

Максималното тягово усилие се определя от момента на двигателя, диаметъра на търкаляне предавателното отношение и коефициента на сцепление:

$$F_T = \psi \frac{2iM_{\partial\partial}}{D_k} \quad (4.2)$$

където: $M_{\partial\partial}$ - номиналния въртящ момент на двигателя;

i - предавателно число на редуктора;

D_k - диаметър на бандажното колело;

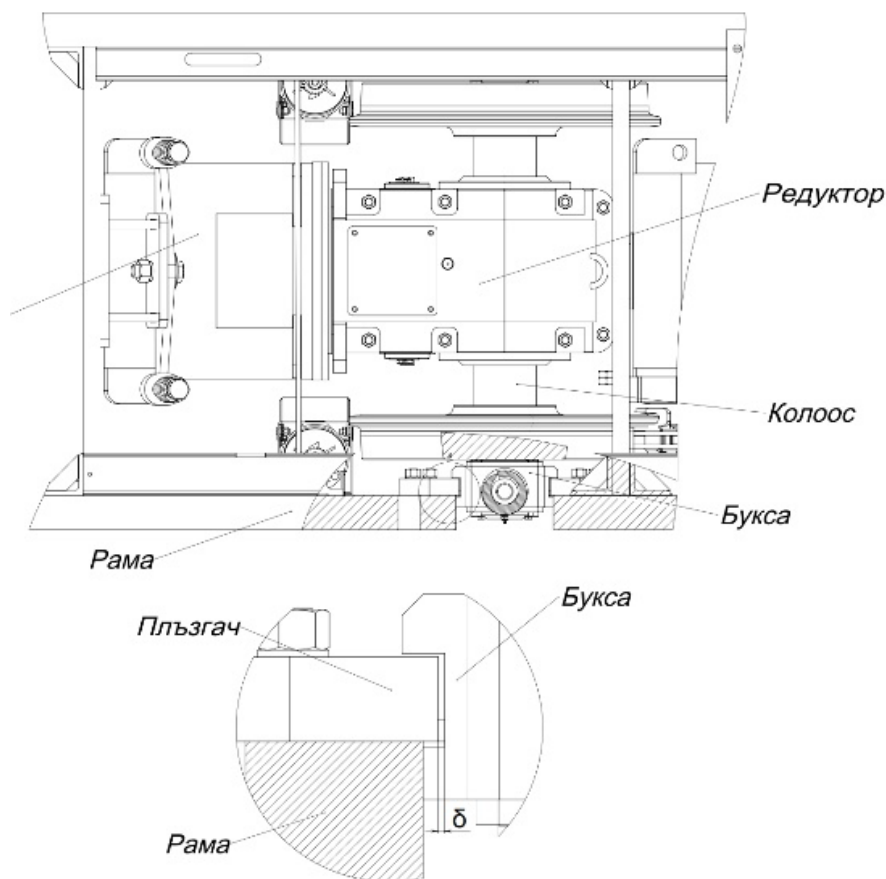
ψ - коефициент на сцепление.

Динамичните натоварвания са предизвикани от изменението на скоростта в надлъжна и напречна посока. Надлъжните ускорения се предизвикват от изменението на скоростта на влака. Ускоренията, които се получават в редуктора зависят от тяговите усилия, които създават ходовите колела и цялата маса на единичното задвижване, като техният размер се определя по формулата :

$$F = \frac{dv}{dt} (m_p + m_{\partial\partial}) \quad (4.3)$$

където: m_p - маса на редуктора

$m_{\text{дв}}$ - маса на двигателя



Фигура 4-3. Схема на буксовия възел

Горната формула е вярна при липсата на технологичен и нетехнологичен луфт в кинематичната схема на редуктора и машината (между буксата и плъзгача). При наличието на хлабини (технологични и нетехнологични) имаме начално ускоряване на редуктора заедно с двигателя до обикането им. При обикане на хлабината колооста спира своето движение, при

което се получава удар между буксата и плъзгача. Същевременно редукторът с двигателя продължава своето движение, до изчерпване на хлабините в лагерния възел. При тези условия се получава ударно натоварване в лагерните легла на корпуса и самите носещи лагери. Размерът на този удар се определя от кинетичната енергия на редуктора. Очевидно е, че колко по-голям хода на придвижване на редуктора е, толкова по-голяма ще е крайна скорост. Тя може да се определи по следната формула:

$$E_{y\partial} = \frac{1}{2} v^2 (m_p + m_{\partial\partial}), J; \quad (4.4)$$

Крайната скорост, до която стига единичното задвижване, се определя от силата, която се прилага към него и хлабината δ , която съществува между буксата и водача. Ако приемем, че движението е равно ускорително то можем да запишем:

$$a_p = \frac{F_T}{m_p + m_{\partial\partial}}, m/s^2; \quad (4.5)$$

, а крайната скорост, ще бъде равна:

$$v = a_p t F c u_{max} \quad (4.6)$$

То напрежението получени от удара може да определим (Кисъов, 1980) по формулата

$$\sigma_{y\partial} = k_{\partial} \sigma_{cm} = \sqrt{\frac{2\delta}{\Delta_{cm}} \frac{P_{e3}}{P_{e3} + G_{red}}} \sigma_{cm}, Pa \quad (4.7)$$

където:

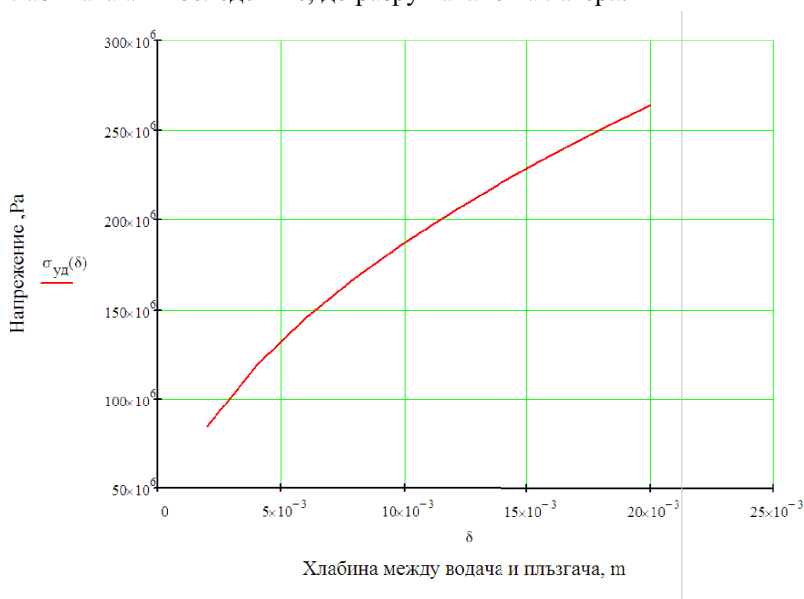
$$k_{\partial} = \sqrt{\frac{2\delta}{\Delta_{cm}} \frac{P_{e3}}{P_{e3} + G_{red}}} - \text{коэффициент на динамично натоварване}$$

където: $\delta = \frac{v^2}{2a_{max}}$ луфт между букса и водач;

$$G_{red} = \beta G = \text{редуцирано тегло}$$

Напреженията, които се получават по горната зависимост за различни хлабини, са показани на долната графика (Фигура 4-4).

От графиката се вижда, че при стойности на хлабината 5-10 mm, напреженията в буксовия апарат имат приемливи стойности от 180 МПа. Напреженията в лагерното легло и лагерния възел се пресмятат по формулите на Херц за цилиндрични контактуване. Стойностите, които се получават, са един и половина до два пъти по-големи. Тези високи напрежения водят уплътняване, а после и до пластични деформации. Допълнително картината се усложнява след получаване на нетехнологична хлабина между лагера и лагерното тяло. Тази хлабина създава условия за допълнителен вътрешен удар между колооста и всички прикачени към нея елементи и корпуса на редуктора. Това ударно натоварване води в началото до бързо нарастване на хлабината а в последствие, до разрушаване на лагера.



Фигура 4-4. Напрежения в буксата в зависимост от хлабината

Износването в надлъжната част води до увеличаване хода на буксовия възел при ускоряване и спиране, респективно увеличаване на ударните натоварвания. Изследвания показват (Тасев, 2018), че това води до промяна на канала на самата букса (Фигура 4-5). Това дава отражение и върху работа и на самия редуктор. Това води до увеличаване напречния ход на цялата рама в правите и кривите участъци.



Фигура 4-5. Износване на букса K10

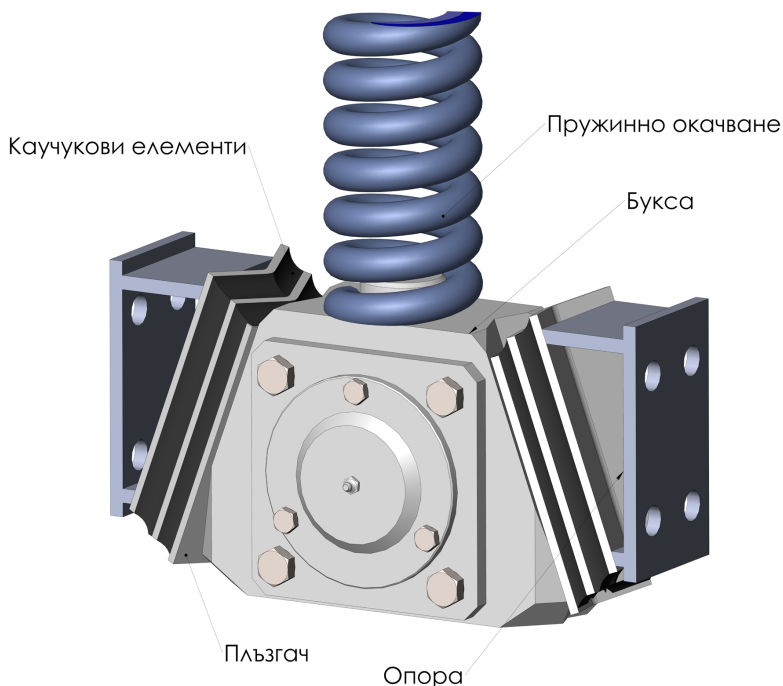
Във всички случаи това явление е неприемливо, може да доведе до галопиране и дерайлиране на машината. Износването на самата букса е напълно аналогично с това на водачите, като в зависимост от твърдостта, износване може да има по-голям или по-малък размер. Тук трябва да се отбележи, че най-опасно е страничното износване, тъй като води загуба на паралелност (Фигура 4-5) и всички други негативни явления споменати по-горе.



Фигура 4-7. Монолитен буксов възел 4 години експлоатация

Перспективно решение, което в момента е в етап на разработка, е преминаване изцяло към промяна на конструкцията на възела. Тази конструкция включва еластични каучукови елементи между рамата и буксата. Елементите са разположени под ъгъл от 10 градуса спрямо буксата, за да имаме гарантирано усилие върху еластичния елемент. По този начин се избягват луфтовете във възела и от там и ударни натоварвания. Всеки елемент контактува с буксата с плъзгач, който има V образна форма за да се позволи усукването колооста спрямо рамото при вписване в кривите.

Това е решение, според автора, е най-доброто за буксовия възел и, при първа възможност, ще бъде вложено най-напред при леките машини, а, след направените наблюдения и изследвания, и при тежките локомотиви.

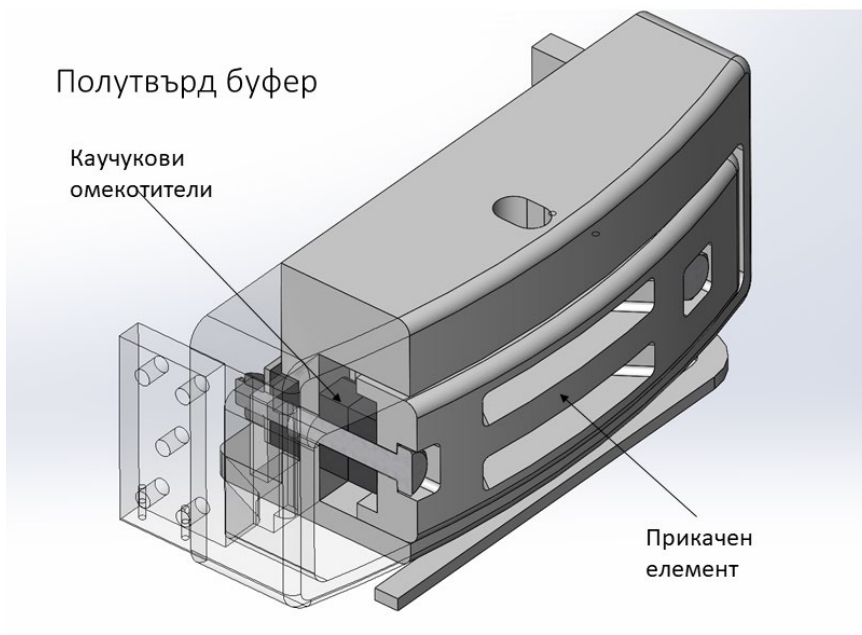


Фигура 4-8. Букса тип "Шеврон"

4.3. Буфер

Буферите служат за поемане и смекчаване на надлъжните удари и тласъци, които възникват при потегляне, движение, маневриране и спиране на локомотива, работещ с прикачен към него вагонен състав. Прикачните устройства служат за свързване на локомотива с друга тягова единица или с вагоните на влака, а също и за предаване на теглителната и спирачните усилия. Буферите и прикачните устройства се монтират на челните стени на локомотивната рама.

Буферите на рудничните локомотиви се делят на твърди, полутвърди и меки (Переновски, 2016). Болшинството локомотиви на експлоатация в България са оборудвани с твърди или полутвърди такива.



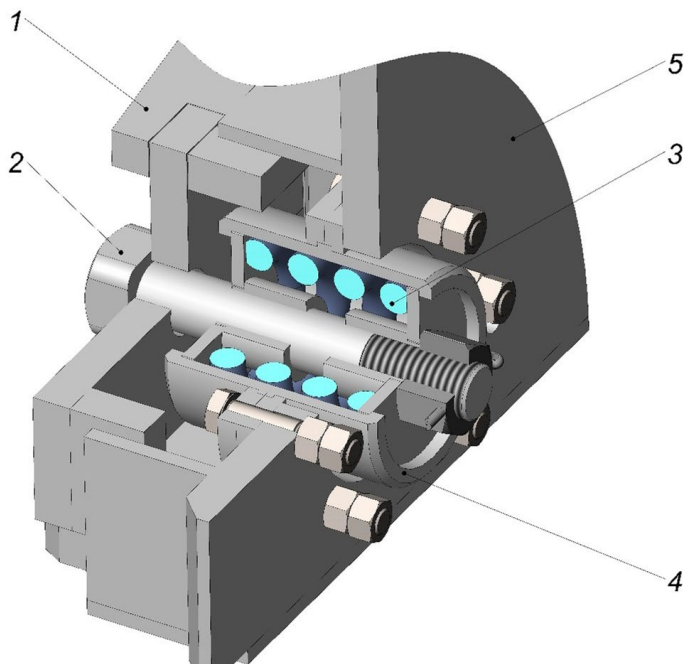
Фигура 4-9. Полутвърд буфер



Фигура 4-10. Буфер K10 - дефектирал

Най-честият дефект е, че каучуковите елементи вследствие на натоварванията, условията на работа и времето се износват. Като последна степен се стига и до пълното разпадане на каучука (Фигура 4-10). Проблемът обикновено се negliжира, като незначителен и несвързан пряко с производителността на машината и не се отстранява. Това води до увеличаване на

ударните натоварвания през рамата към окачванията на машината и задвижванията.

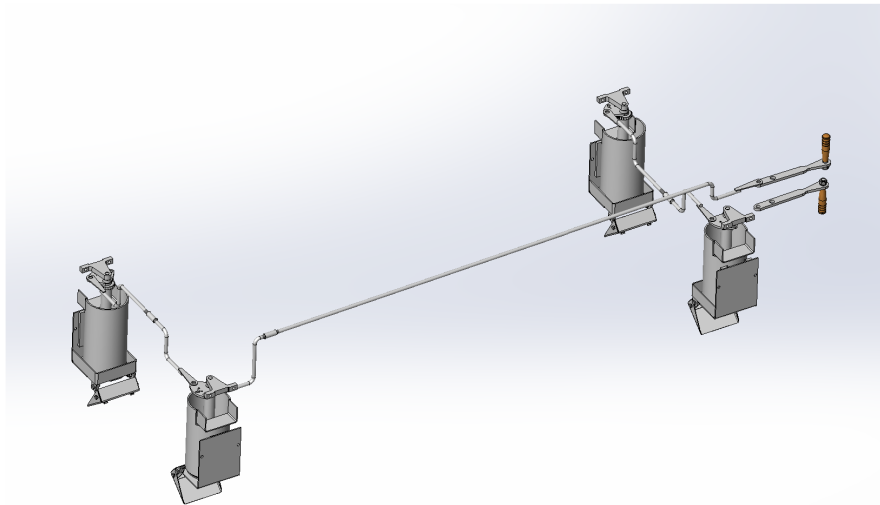


Фигура 4-11. Буфер РКЛ-7А

Вземайки предвид малкия ресурс и значително по-големите ударни натоварвания, които упражняват твърдите буфери на цялата машина, е разработен мек буфер, чиято конструкция е показана на Фигура 4-11. Поради дребносерийността на производство самият буфер е изпълнен като заводска конструкция, окачена на амортизиращи пружини. Тази конструкция има изключителни здравина и ресурс, който до момента (вече 10 години) още не е достигнат и няма признаци скоро да бъде. Той надвишава двойно нормалния ресурс на твърдо окачените буфери, каквито масово се използват в руските локомотиви.

4.4. Пясъкопосипваща система

Стандартната пясъкопосипваща система в рудничните локомотиви се изпълнява механична с лостово управление. По-тежките локомотиви са снабдени с компресор за задвижване на механичната спирачка и пясъкарниците се изпълняват с пневматично задвижване.



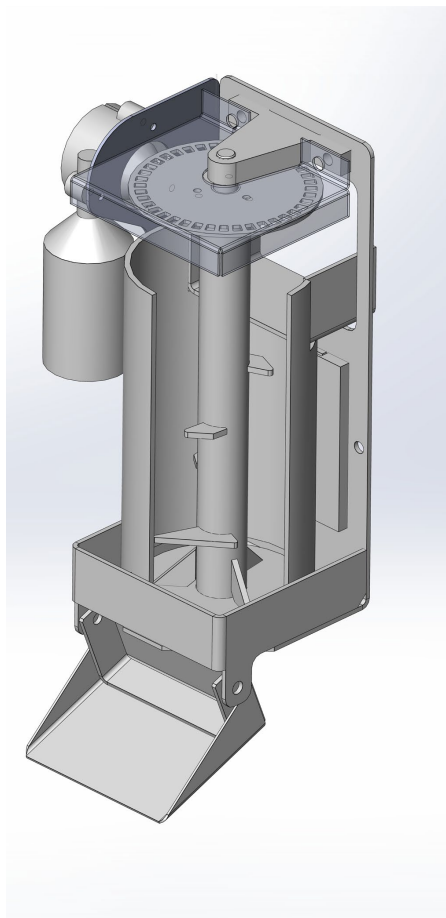
Фигура 4-12. Механична спирачна пясъкопосипваща система

Масово прилаганата система в използваните в България локомотиви е механичната. Въпреки простота на конструкцията и сигурността на работа на самия пясъкарник слабото място на системата е нейното управление. Самите лостове не само са основната причина за спиране на работа на системата, но и представляват елемент на несигурност в управлението, особено дългият такъв. Това води до рядкото им използване, а понякога и елиминиране, което е в разрез с правилника за трудова безопасност.

За да се реши този проблем се взе решение да се разработи пясъкарник с индивидуално електрическо управление. За целта към съществуващата доказано работеща конструкция се добави мотор-редуктор, който да осъществява въртенето на вала и подаването на пясък. Самият редуктор е нискооборотен с висок за габаритите си въртящ момент с напрежение от 12 VDC. Изработен е в здрав правозащитен корпус отговарящ на рудничните

услови на експлоатация. Това го направи лесен за интеграция към електрическата система на локомотива. Системата е разделна на два кръга за предните и задните колела. Управлението се осъществява от кабината с два бутона (преден - заден), които с едно натискане осъществяват 15 секундна работа на песъкарник. Монтажът и обслужването спрямо механичните и пневматични системи също се улесни многократно.

Освен всички споменати експлоатационни предимства този песъкарник може да се интегрира в бъдеща разработка на противобоксуваща система на локомотивите.



Фигура 4-13. Песъкарник с ел. задвижване

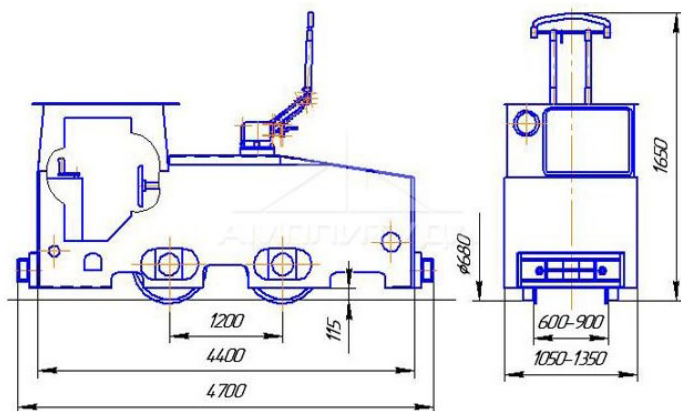
4.5. Изводи

В главата са разработени и разгледани подобренията, които са разработени и приложени на набелязаните в предишната глава критични детайли и възли. Обърнато е особено внимание на бандажните колела. Посочени са и разгледани най-добрите технологии и материали за изработване на последните. Изследването е подкрепено с дългогодишно промишлено изследване. Изчислени са ударните натоварвания в буксовия възел и е разработена нова подобрена конструкция. Конструирани са нови „меки“ буфери, които омекотяват натоварванията на прикачения състав в значителна по-голяма степен в сравнение с използваните до момента. Разработена е изцяло нова конструкция на песъкарниците, която не само улеснява употребата им, но дава възможност за интегрирането им в цялостна антибуксуваща система

5. Усъвършенстване на конструкцията на локомотивите

5.1. Рудничен 7-тонен контактен локомотив

Създаването на участъкова машина със сцепна маса 7 тона бе извършено по искане на „Минстрой Холдинг АД“ за нуждите на рудник „Върба“, ГОРУБСО Мадан. Целта на тази разработка бе да се заменят използваните вносни участъкови локомотиви – К7 и 4.5АРП, като се съчетаят техните предимства и избегнат някои недостатъци. Руският локомотив К7 е със задоволителна теглителна характеристика (14 KN), но с твърда база от 1250 mm, която ограничава използването в тесни разработки с малък радиус на кривите. 4.5 АРП е малък участъков акумулаторен локомотив с добро вписване в криви с радиус до 6 m, но с 35% по-малка теглителна сила от К7. Задачата, която си постави колективът в Научно-развойната база по минно оборудване към МГУ „Св. Иван Рилски“, бе следната – да се създаде локомотив с теглителна сила минимум 14 KN с възможност да се вписва в криви с радиус от 6 m.



Фигура 5-1. Локомотив K7

Основните параметри на машината – твърда база и дължина, се определят от условието да се вписва в криви с малък радиус. Съгласно изведените от Куценко зависимости (Куценко, 1975) за преминаване на локомотива през крив участък, може да се пресметна необходимата му база.

$$R = \frac{S_0 \operatorname{tg} \delta_0 \sqrt{R_0 + h - r_3(1 - \cos \delta_0)}}{2 \sqrt{2(h - r_3(1 - \cos \delta_0) - r_1(1 - \cos \delta_0))}} + (R_0 + h - r_3(1 - \cos \delta_0)) \operatorname{tg} \delta_0 - 0.5 S_p \quad (5.1)$$

където: h – височина на реборда, mm

S_0 база на локомотива, mm

S_p ширина на релсовия път, mm

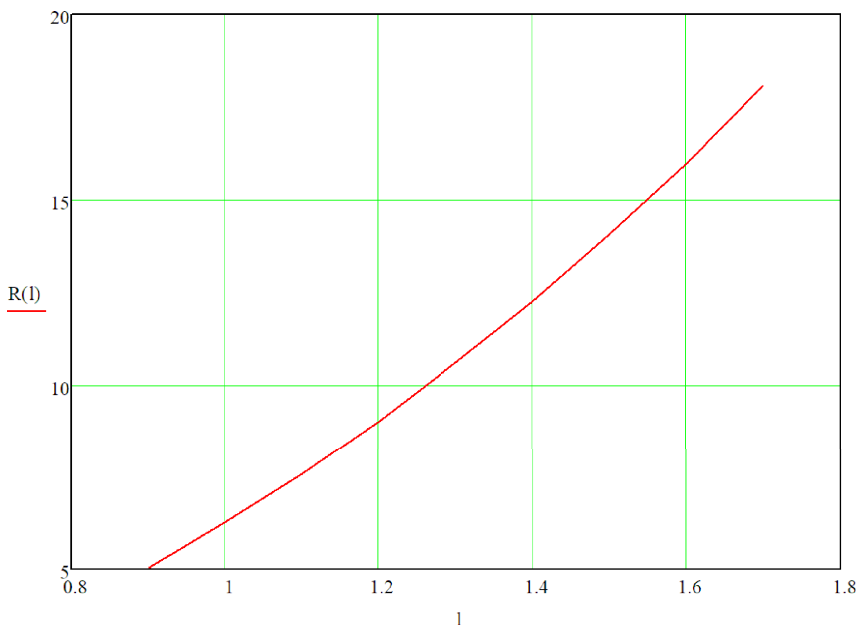
r_3 - радиус на закръгление на реборда, mm

δ_0 - ъгъл на профила на реборда, °;

r_1 - радиус на закръгление на главата на релсата; mm;

R_0 - радиус на контакта на реборда на колелото с релсата, mm

Пресметнатите резултати за различни бази на локомотиви при странична хлабина от 20 mm са показани в по-долната графика (Фигура 5-2).



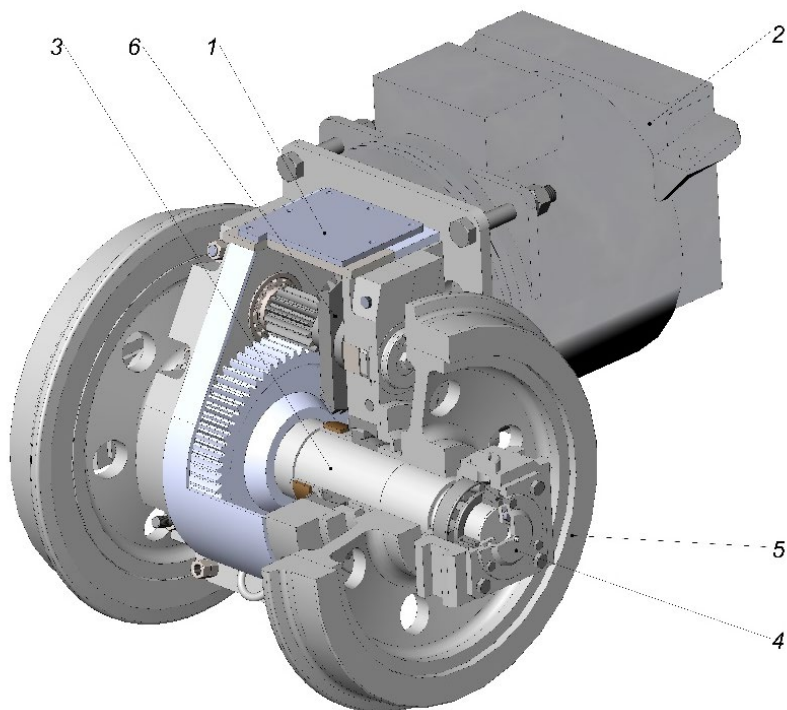
Фигура 5-2.

От направените изчисления се спряхме на твърда база от 1000 mm, която е с 250 mm по-малка от аналогичните локомотиви, и би позволила на машината да се впише в крива с радиус дори 5 m.

Създаването на локомотив с малка база предполага проектиране на специални редуктори с по-малка дължина по оста на машината. Конструиран бе Г-образен редуктор, като двигателят на единичното задвижване бе преместен с 223 mm над оста на колелата, което позволи скъсяване на целия възел с необходимите 200 mm. Конструкцията на редукторния блок бе така разработена, че да позволява лесно обслужване, монтаж и демонтаж. Оразмеряването на зъбните колела се извърши с оглед на максимална якост и изнosoустойчивост, като бе съобразено с технологичните възможности на зъбонарезните предприятия в България.

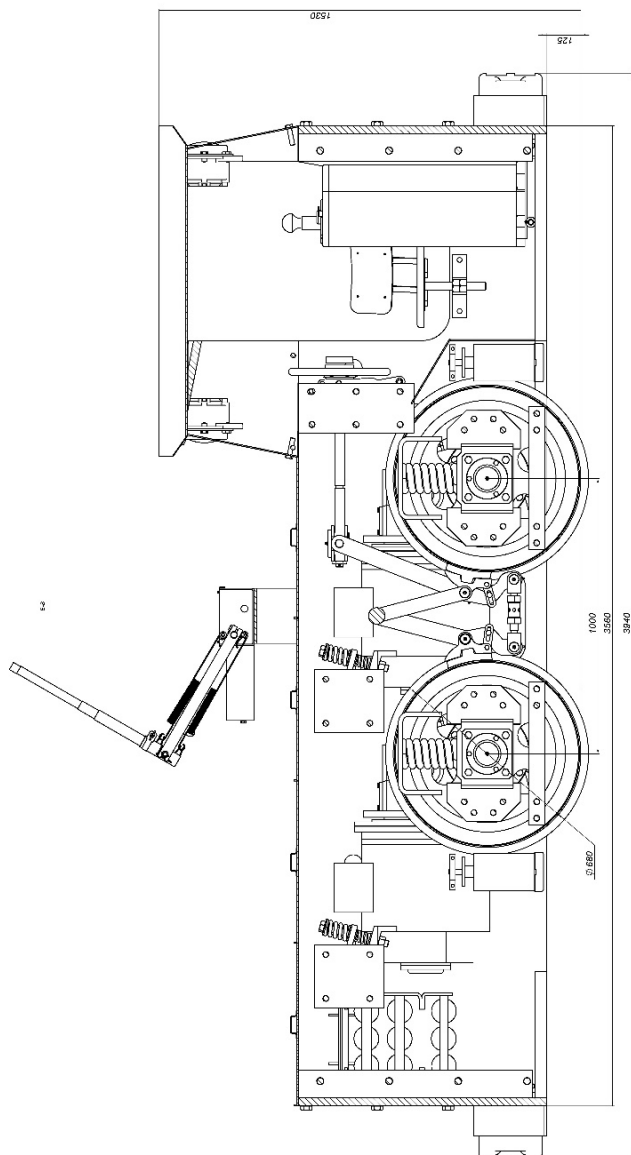
Разположението на двигателя (Фигура 5-3 **Грешка! Източникът на препратката не е намерен.**) осигурява няколко предимства. Общата дължина на единичното задвижване се намалява 234 mm, което позволява твърдата база на локомотива да спадне на с 200 mm. По-високо разположеният

двигател осигурява по-добри условия на работа от гледна точка на замърсявания с кал, руда и вода. Същевременно, той е по-удобен за наблюдения и обслужване. Намалява се и инерционният момент на единичното задвижване спрямо контакта на колелото с релсата. Това води до понижаване на натоварването на окачването, с което се осигурява по-дълъг експлоатационен срок.



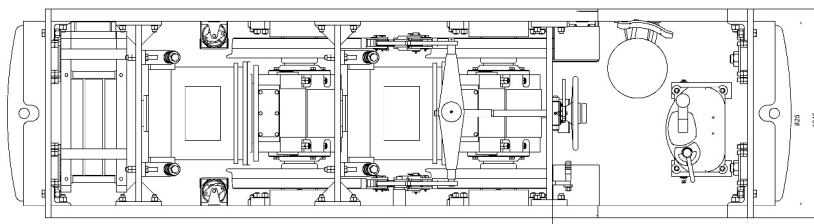
Фигура 5-3. Единично задвижване РКЛ-7

Компановка и основни възли на локомотива



Фигура 5-4. Общ вид РКЛ-7А

Рамата е основна част от локомотива и е външен тип. При конструирането ѝ се изходи от условията на работа в подземни рудници, необходимостта от възможност за разглобяване и спецификата на вътрешните възли и агрегати. Рамата условно е разделена на две отделения.- машинно и кабина. Тя се състои от редица елементи, които са здраво свързани помежду си с разглобяеми съединения. Главите на болтовете са скрити в цилиндрични отвори, така че външните стени да бъдат гладки. Рамата е масивна и здрава и гарантира стабилност на локомотива и устойчивост в условията на работа в подземни условия.



Фигура 5-5. РКЛ-7 Булдог компоновка

В машинното отделение са разположени двете единични задвижвания, окачването на машината и двигателите, пясъкопосипващата и спирачната система.

Кабината предпазва машиниста от падаща кал, камъни, вода и от контактният проводник. Тя е с два входа и съоръжена с прозорци от триплексово стъкло. В нея са разположени контролерът, маховикът на спирачната система, лостове за управление за подаването на пясък, главният прекъсвач, преобразувателят на напрежение, седалката и сандъка за инструменти. Вдясно от машиниста е разположен пултът за контрол и управление на различните електро системи:

- сирена;
- волтметър за входното напрежение;
- амперметър следящ тока на тяговите двигатели;
- скоростомер;

Спирачната система намалява скоростта на движение на локомотива и подвижния състав и осигурява задържането му в неподвижно състояние.

Локомотивът е снабден с две независими работни спирани системи – електрическа и механична.

Системата за подсипване е изградена от четири песъкарника командвани чрез лостова система. Управлението на пекарниците се извършва от кабината на машиниста. В последните образци локомотиви лостовата система бе подменена с електрическо задвижване. То е осъществено с куплиране на мотор редуктори към песъкарника.

Електрическата система на локомотива се състои от две системи – основна на 250V и спомагателна на 12V. Основната електрическа система осигурява управление на локомотива, като осъществява:

- Тръгване и регулиране скоростта на движение;
- Електродинамично спиране;
- Изменение посоката на движение;
- Защита на оборудването от претоварване;
- Контрол на електрическите параметри.

Тя е решена по класическата система с командо-контролер и пусково-спирателни съпротивления. Независимо че притежава известни недостатъци, тя е изключително сигурно в работа и лесна за поддръжка.

Спомагателната електрическа система осигурява захранване с безопасно напрежение на всички спомагателни прибори – фарове, габарити, чистачки и сирена. Захранването на спомагателна електрическа система се извършва от високочестотен инвертор със стабилизирани изход, сигурно защитен от входни пренапрежения.

Внедряване в експлоатация

Проектът е завършен през 2014 г. Логистиката по изпълнението се поема от колектива в базата, като изпълнението на едрогабаритните детайли от локомотива бе възложено на различни машиностроителни предприятия в България. Възлагането бе така подбрано, че изпълнението да се осъществи в най-кратки срокове. Същевременно се доставиха двигатели, пусково-спирателни съпротивления и контролери от чужбина. Всички останали детайли по спирателната система, пясъко-посипващата система, електрическа и сигнализационната система и монтажа на отделните възли и агрегати се извършиха в Научно-развойната база. Цялостната компоновка на машината и стендовото и изпитване също се извършиха също в базата.



Фигура 5-6. РКЛ-7 Рудник Върба-Батанци

Таблица 10. Списък на изработените и пуснати в експлоатация локомотиви РКЛ7

<i>Локомотив</i>	<i>Рудник</i>	<i>Релсов път</i>	<i>Година</i>
<i>РКЛ - 7А „Булдог“</i>	<i>Върба - Мадан</i>	<i>600 mm</i>	<i>2014</i>
<i>РКЛ – 7Б „Булдог“</i>	<i>Върба - Мадан</i>	<i>600 mm</i>	<i>2015</i>
<i>РКЛ – 7Б „Булдог“</i>	<i>Върба- Мадан</i>	<i>600 mm</i>	<i>2015</i>
<i>РКЛ-7Б/750 „Булдог“</i>	<i>Тораница – Р. С. Македо- ния</i>	<i>750 mm</i>	<i>2017</i>
<i>РКЛ-7В „Булдог“</i>	<i>ГОРУБСО - Златоград</i>	<i>600 мм</i>	<i>2018</i>

Въвеждането в експлоатация стане през пролетта на 2014 г. на рудник „Върба“ ГОРУБСО Мадан. Локомотивът напълно удовлетвори изисквани-

ята. Вписва се добре в малките криви, а теглителната му възможност отговаря на нуждите на рудника. В експлоатационен план той не показва дефекти, като и до ден днешен работи на рудника. За същия рудник се изработиха още два локомотива РКЛ-7А „Булдог“, които се въведоха в експлоатация през пролетта и есента на 2015г. Всички машини работят добре и безотказно. През 2017 година бе изработена още една машина за новооткрития от Минстрой Холдинг АД рудник „Тораница“ в Република Северна Македония, а през 2018 г. - за ГОРУБСО Златоград АД.

Технически параметри на локомотив РКЛ-7 „Булдог“

1	<i>Сцепна маса</i>	75	<i>kN</i>
2	<i>Междурелсие</i>	600/750	<i>mm</i>
3	<i>Твърда база</i>	1000	<i>mm</i>
4	<i>Дължина</i>	4130	<i>mm</i>
5	<i>Ширина</i>	1045	<i>mm</i>
6	<i>Височина</i>	1615	<i>mm</i>
7	<i>Диаметър на колелата</i>	680	<i>mm</i>
8	<i>Клиренс</i>	100	<i>mm</i>
9	<i>Мощност в часов режим</i>	2x33=66	<i>kW</i>
10	<i>Скорост в часов режим</i>	11.7	<i>km/h</i>
11	<i>Тяга в часови режим</i>	17	<i>kN</i>

5.2. Рудничен 10-тонен акумулаторен локомотив

Рудничните контактни локомотиви със сцепна маса 10 тона са най-разпространените локомотиви от тежка серия в България в рудниците, които не са опасни по прах и газ. Създадена е дългогодишна традиция в използването им, като рудничният парк в ГОРУБСО Мадан през 80-те години на 20-ти век е надхвърлял 100 броя машини. Паркът се е състоял изцяло от руските локомотиви К10. В края на 80-те години под ръководството на проф. д-р М. Матеев е разработена 10-тонна машина с изцяло български компоненти и двигатели.

Модернизацията на 10-тонния локомотив преминава няколко етапа през годините, като бяха възлагани последователно отбелязаните в предишната глава подобрения на агрегатите.

Първата разработка е на локомотив РКЛ-10 по искане на ръководството на завод „Монек-ЮГ” гр. Кърджали, във връзка със заявка от „ГОРУБСО” – Мадан. Проектирането на локомотива се извършва през 2007 г., а изработването му се осъществява на няколко места. Рамата, капаците, буферите, токоприемника и буксите се изработват в „Монек-ЮГ”. Редукторът - в „Модул”, Бяла. Пясъкопосипващата система, спирачната система, кабината, пултът за управление и контрол, фаровете, преобразувателят и контролерът се изработиха в Научно-развойната База при МГУ „Св. Иван Рилски”. Тяговите двигатели ДТР 33 и пусковите съпротивления БР-1 се внесоха от Украйна.

При разработването е направен опит за възлова унификация за ползваните в момента руски локомотиви К10, като заложените тягови двигатели ДРТ33 са руско производство и са същите като в руските локомотиви. Елементите от редуктора в голяма степен са взаимнозаменяеми, а именно всички зъбни колела и лагери. Контролерът е разработен в Научно-развойната база, но съответства по габарити, схемно решение и начин на управление с аналогичните руски контролери от типа КС201, КС303, КС304 и др.

Първият локомотив е завършен през август 2007г. и предаден за експлоатация на „ГОРУБСО-Мадан” С изключение на някои дребни проблеми локомотива работи безупречно и в момента.

През 2010 г. по заявка на „ГОРУБСО” Златоград се изработи втори локомотив (фигура 63). Същият е в експлоатация от август месец същата година.



Фигура 5-7. Локомотив РКЛ-10

Общото впечатление на експлоатационния персонал е, че локомотивът има много добри теглителни и спирачни характеристики. В продължение на две години той е извозвал цялата добита руда в размер на 9000 тона месечно. За целия този период през всички сезони той не е създавал никакви проблеми, работил е безупречно и продължава да работи в момента.



Фигура 5-8. РКЛ 10 след 2 години експлоатация в рудник „Марзян”

През 2015 по искане на Минстрой Холдинг ЕАД за нуждите на рудник Върба-Батанци, започна модернизация на съществуващата конструкция .

Обсъждайки тягово-скоростните характеристики на локомотиви с техническия и експлоатационния персонал, се повдигна въпросът за крайната скорост и теглителната сила на локомотива. Колегите споделиха, че поради редица причини, но най-вече качеството на релсовия път, локомотивът почти никога не достига максималната си скорост. Разбира се максималната теглителна сила на машината зависи от сцепното тегло и коефициента на сцепление.

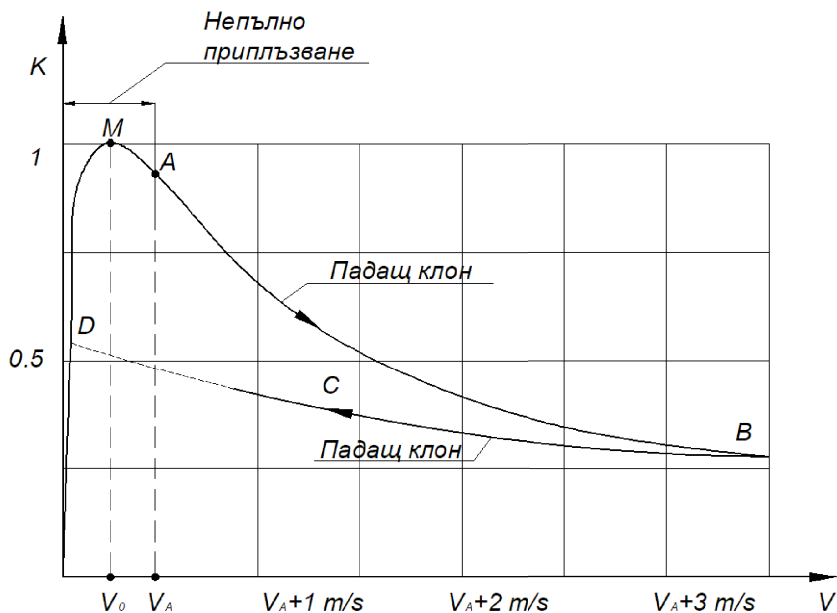
И двата фактора са извън нашия контрол. Но нещата не стоят така при ускоряване на локомотива. Боксуването е режим от динамиката на локомотива, при който се нарушава сцеплението между колелото и релсата. В този режима тягата, която предава колооста силно намалява, износването се увеличава значително. Подробно развитието на процеса ще разгледаме, изхождайки от характеристиката на сцеплението спрямо приплъзването и тяговата характеристика на двигателя. Двете характеристики определят тяговата устойчивост на колесната двойка.

Под тягова устойчивост се разбира способността на колесната двойка на локомотива устойчиво да реализира силата на тягата при всички условия. Условието за устойчив режим за реализация на тяговата сила се явява израз:

$$\frac{dF_k}{dV_{np}} < \frac{dT}{dV_{np}} \quad (5.2)$$

За устойчив режима на тяговата сила F_k е необходима скоростта на скоростта на приплъзване V_{np} , да бъде по-малък от изменението на силата на сцепление T .

Необходимо е да се разгледа съотношението на двете сили – теглителната сила F_k и силата на сцепление. Първата определя тяговите характеристики на локомотива, втората характеристиката на сцепление.



Фигура 5-9. Зависимост на сцеплението към скоростта на приплъзване

Математическото съотношение на силите към периферията на колелото се описва от израза:

$$F_k - T = W_k + \frac{J_k + \mu^2 J_p}{R_k} \cdot \frac{d\omega_{np}}{dt} \quad (5.3)$$

където: F_k - тягова сила по периферията на колелото,

T - сила на сцепление на колооста с релсата;

J_k, J_p - инерционните моменти на колооста и ротора, и свързаните с тях детайли от зъбните предавки.

μ - предавателно число на силовата предавка;

R_k - радиус на колелото;

ω_{np} - ъглова скорост на приплъзване на колооста.

След несложно опростяване можем да запишем:

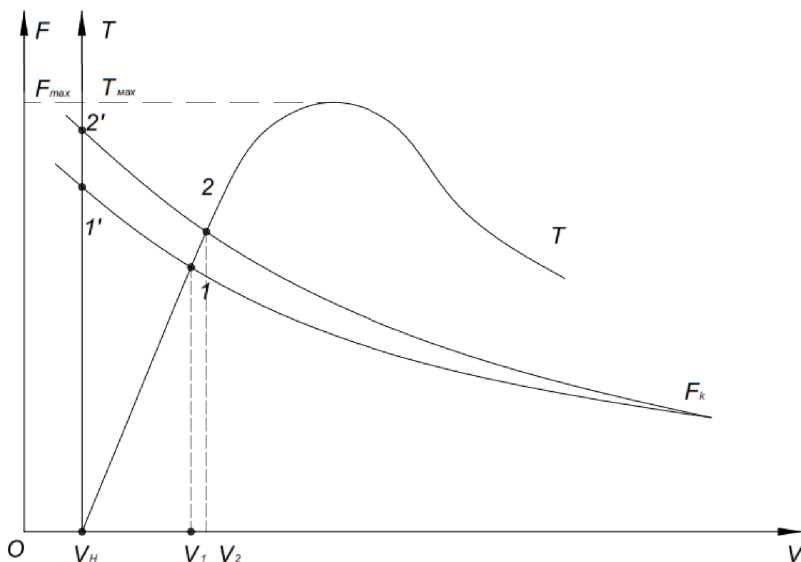
$$F_k - T = m_e \cdot \frac{dv_{np}}{dt} \quad (5.4)$$

където: m_e - еквивалентната маса на въртящите се части свързани с колооста.

Да разгледаме процеса на развиване на тяговата сила на периферията на колелото от гледна точка на тяговата устойчивост (Фигура 5-10).

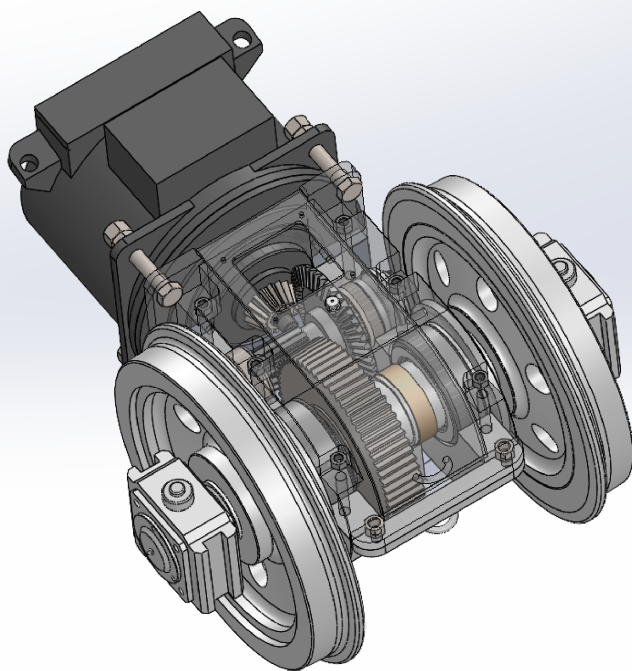
В точка абсолютната скорост на движение на колесната двойка V_0 е равна на сумата на скорости на движение на локомотива V_n и скоростта на приплъзване V_{np} . $V_{np} - V_{np} = V_0 - V_n$. В тази точка тяговата сила и силата на сцепление са равни. Това фактически е установения режим на тяговата сила.

Както се вижда от формулата, с увеличаване на предавателното число може да реализираме по-голяма теглителна сила преди машината в режим на буксуване.



Фигура 5-10.

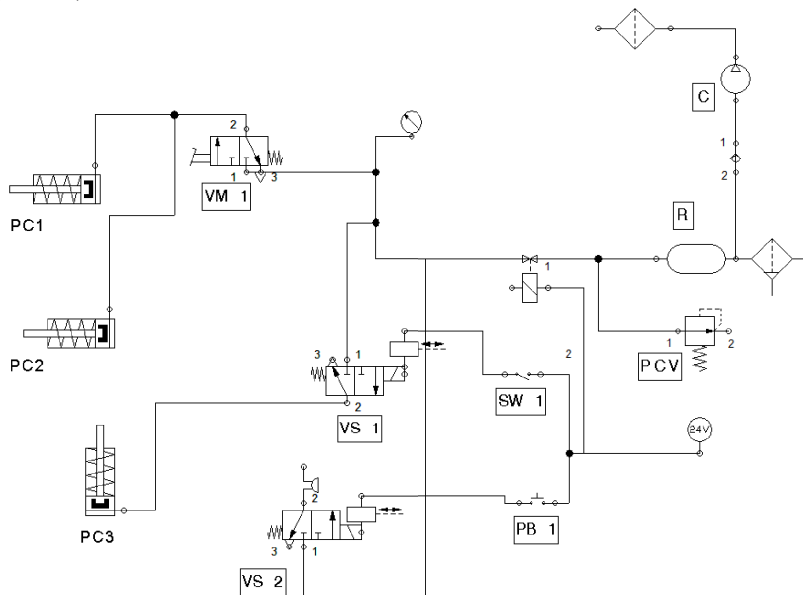
Целта е да се направи не радикална промяна на редуктора. Чрез взаимозаменяемост трябва да се запазят корпусите на редуктора. Това означава, че единственият вариант за промяна е коничната зъбна двойка. Тя е закрепена на „плаващ“ вал, който позволява изместване в рамките на 30 mm с цел релаж на предавката. Пиньонът се монтира директно на двигателя, който също може да се измества спрямо корпуса на задвижването до 10mm. Разработен е редуктор, на който е сменена коничната зъбна двойка от използваните до сега 43/19 модул 6 на 45/17 модул 6. По този начин се промени общото предавателно число от 10,96 на 12,82. Конструктивната скорост на локомотива е редуцирана от 12 на 10.2 km/h. Това според експлоатационния персонал не се е отразило на транспортния график, но в сравнение с другите налични 10-тонни локомотиви са увеличили прикаченият състав с 16%.



Фигура 5-11. Единично задвижване РКЛ-10

Освен споменатите промени в единичното задвижване бяха приложени всички съвременни и утвърдени решения вече споменати в предишните глави. Именно подмяна на плъзгащите лагер и с ролкови. Уплътнение на колооста със семеринги. Двигателите запазахме от доказалите се предишната разработка за да има взаимозаменяемост със съществуващи локомотивен парк.

Механичната част на спирачната система е изпълнена като на предишните разработки, но са добавени пневматични силови цилиндри. По този начин се улеснява работата с механичната спирачна система и се гарантира необходимото спирачно усилие. Локомотивът е оборудван с бутален компресор с дебит $0,3 \text{ m}^3/\text{min}$ и работно налягане от $0,65 \text{ MPa}$. Заложени са пневматичните цилиндри ЦДПД $125 \times 100 \text{ G}$ производство на фирма „Пневматика Феникс“ гр. Кърджали. Цилиндриите имат номинална сила на натиск 7.3 KN . За разпределител е избран от използваните в тежкотоварните автомобили ЗИЛ-131. Пневматичното схема също задвижва и цилиндър за сваляне на токоприемника, както и звукова сигнализация (Фигура 5-12).



Фигура 5-12. Пневматична схема РКЛ-10Б



1. Фигура 5-13. Спирачни цилиндри РКЛ-10Б



Фигура 5-14. Локомотив РКЛ-10А Върба Батанци

По описаната разработка бяха изпълнени и внедрени два локомотива първия в рудник „Върба“, Батанци през 2017 година и втория през 2019 г. в рудник „Тораница“. Последният е изпълнен за междурелсие 750 mm. И двата локомотива са в изпрано състояние (близо 10 години) и с изключение на някои дребни аварийни ремонта, не са спирали производство.



Фигура 5-15. Локомотив РКЛ-10Б рудник „Тораница”

5.3. Рудничен 8-тонен акумулаторен локомотив

Единично задвижване



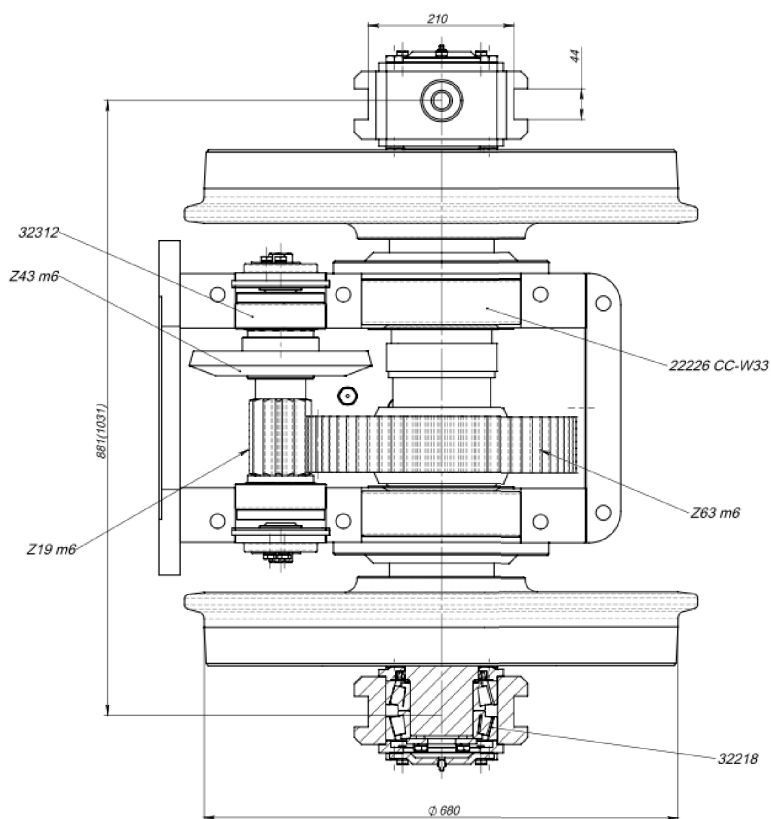
Фигура 5-16. Реновиран руски локомотив АМ-8Д

Проектираните задвижвания в Русия са се доказали с десетилетия в рудничната практика. Изработени са съобразно рудничните условия, като показните дефекти са по-скоро аварийни или от неправилна поддръжка. Въпреки всичко казано дотук, някои конструктивни решения на редуктора могат значително да бъдат подобрени. Единичното задвижване е много добре оразмерено от якостна гледна точка на зъбните двойки. Направените проверки показват, че силовото задвижване може да поеме двойно по-голямо натоварване. Факт, който се потвърждава от дългогодишните наблюдения на локомотивите от минна Бобов Дол. Проблемите, които възникват в зъбните двойки, се дължат на износване на плъзгащите лагери и неправилна експлоатация продиктувана, от някои остарели решения в конструктивните елементи на редуктора.



Фигура 5-17. Монтаж първо стъпало АМ-8Д

Редукторът на единичното задвижване е разцепен само през носещите лагери на колооста. Това означава, че монтажът на втората стъпало на става през глух отвор и предаването на въртящият момент на конусното зъбно колело се осъществява чрез шпонкови съединения. Това е едно „класическо“ решение, но наблюдениято показват почти сто процентово износване на тези съединения. Това се дължи некоректно изпълнение на сглобките, поради затруднения монтаж, който почти никога не се изпълнява на преса. Поради това има „традиция“ тези съединения да се остават с лека хлабина вместо да се изпълняват с гарантирана стегнатост. Това води до бързото им износване и получаване на ударни натоварванията в тях.



Фигура 5-18. Схема единично задвижване РАЛ-8А

Решението бе смяна на разделянето на редуктора към доказаната система и през двата лагера. Това решение не само облекчава монтажа и демонтажа на елементите, но позволява първото стъпало на редуктора да се изпълни с пресова сглобка без шпонки. Решение, което за повече от 20 години експлоатация не е показал дефект или недостатък.

Лагери и уплътняване на колооста

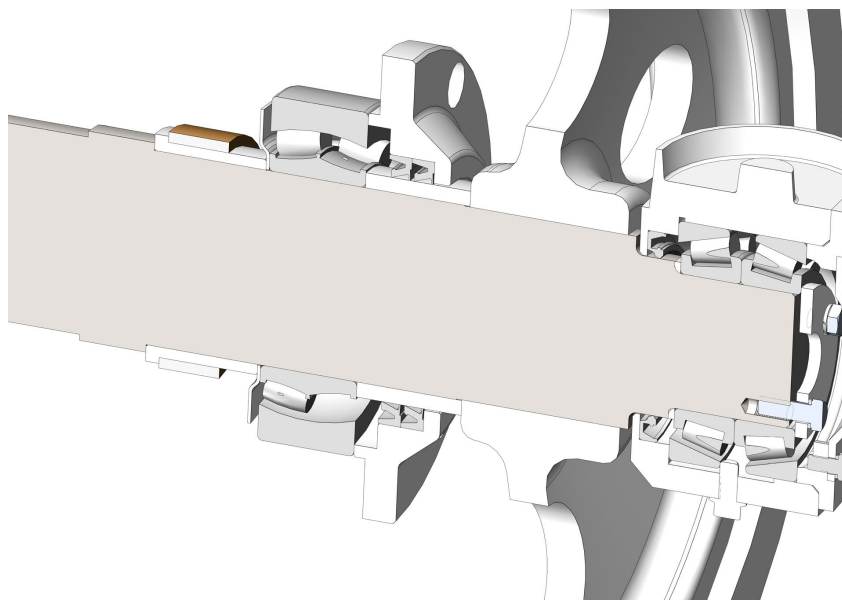
Съществуващите редуктори на леките и средни локомотивите предимно акумулаторните такива АМ8 АМ8Д 4.5 АРП, са решени с плъзгащи лагери. Въпреки безспорните предимства на това решение, при неправилна експлоатация то води до екстремни износвания и последващо дефектиране и на зъбната двойка. Тези локомотиви работят през по голяма част от времето в нестационарни режими. Това означава често спиране и ускорение и ниски скорости на движение. При тези режими плъзгащият лагер не може да навлезе нормален режим на работа, при който да се образува маслен клин. Това означава повишено износване и съпротивление на търкаляне.

Решението, на което се спряхме, беше подмяна на плъзгащите лагери с търкалящи такива. Избрахме двуредни ролкови такива самонагаждащи се. Тези лагери са значително преоразмерени спрямо очакваните натоварвания, но се спряхме на тях за да се постигне взаимозаменяемост и ремонтпригодност с тежките машини (10 тона). Това решение има много предимства, както вече бе споменато, но като недостатък трябва да се отбележи потрудният монтаж и демонтаж на лагерите. Позицията на лагерите между двете колела, предполага разпресоването им за да може да се премине към демонтаж на лагерите. Може да се отбележи, че засега на въведените в експлоатация такива задвижвания за повече от 8 години това не се е случвало.



Фигура 5-19. Износване на плъзгащ лагер на локомотив АМ8Д

Съответно бе преработено и уплътнението на колооста. Съществуващото филцово уплътнение (кече) по мнение както и на автора така и на техническия персонал, не бе сигурно и водеше то непрестанни течове. Последните налагат подмяната на маслото в редуктора с грес, което допълнително влошава мазането на редуктора. Премина се към два каучукови уплътнителя (семеринги) (Фигура 5-20).



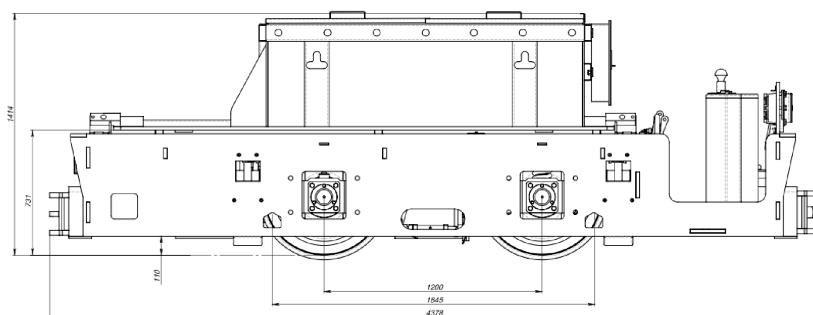
Фигура 5-20. Основни лагери колоос РАЛ-8А

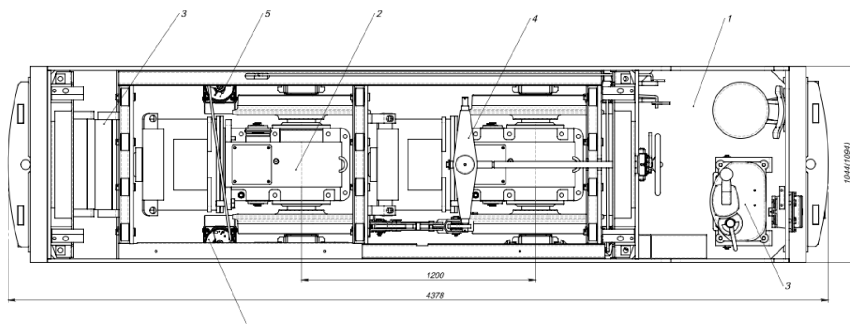
Акумулаторна батерия

Акумулаторната батерия се състои от 72 2V оловно кисели батерии тип PzSH с капацитет 340 Ah. Клетките са разположени в стоманен кош, на който е монтирана и предпазно индикаторната апаратура (Фигура 60). Кошът е подвижен и се плъзга върху ролки, монтирани на рамата. Целта е лесен и бърз монтаж и демонтаж. Кошът е проектиран в МГУ „Св. Иван Рилски“ и изработен от подизпълнител. Монтажът на клетките и изолационното покритие е изпълнено в „Енергия Търговище“ АД. За осигуряване на непрекъсната работа, локомотивът е предаден с две батерии - една работна, една за зареждане.



Фигура 5-21. Акумуляторна батерія РАЛ 5А





Фигура 5-22. Локомотив РАЛ-8А Габаритни размери

По направената конструкция бяха изработени и внедрени в производство 4 локомотива в рудниците „Злетово“ и „Торанаца“. Впечатлението на техническия персонал и в двата рудника е, че разработката е значително подобрение спрямо предходно използваните машини, както в техническо отношение така и експлоатационно.

Таблица 11. Технически параметри РАЛ-8

Номинална маса с батерия, тона	8
Номинално напрежение постоянно V	144
Мощност на тяговите електродвигатели, kW	2x14=28
Скорост в часови режим, km/h	12,2
Тяга в часови режим, N	15000
Твърда база, mm	1200
Междурелсие, mm	600/750
Габаритни размери, mm	
дължина	4400
ширина	1050
височина	1280
Диаметър на търкаляне, mm	680
Клиренс, mm	100



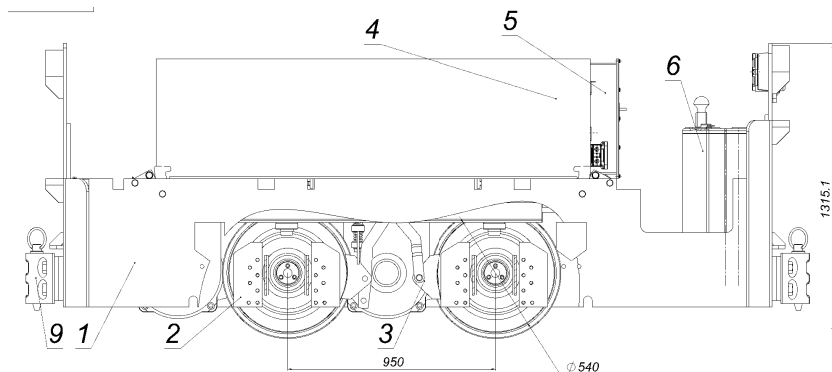
Фигура 5-23. Локомотив РАЛ-8А

5.4. Рудничен 5-тонен акумулаторен локомотив

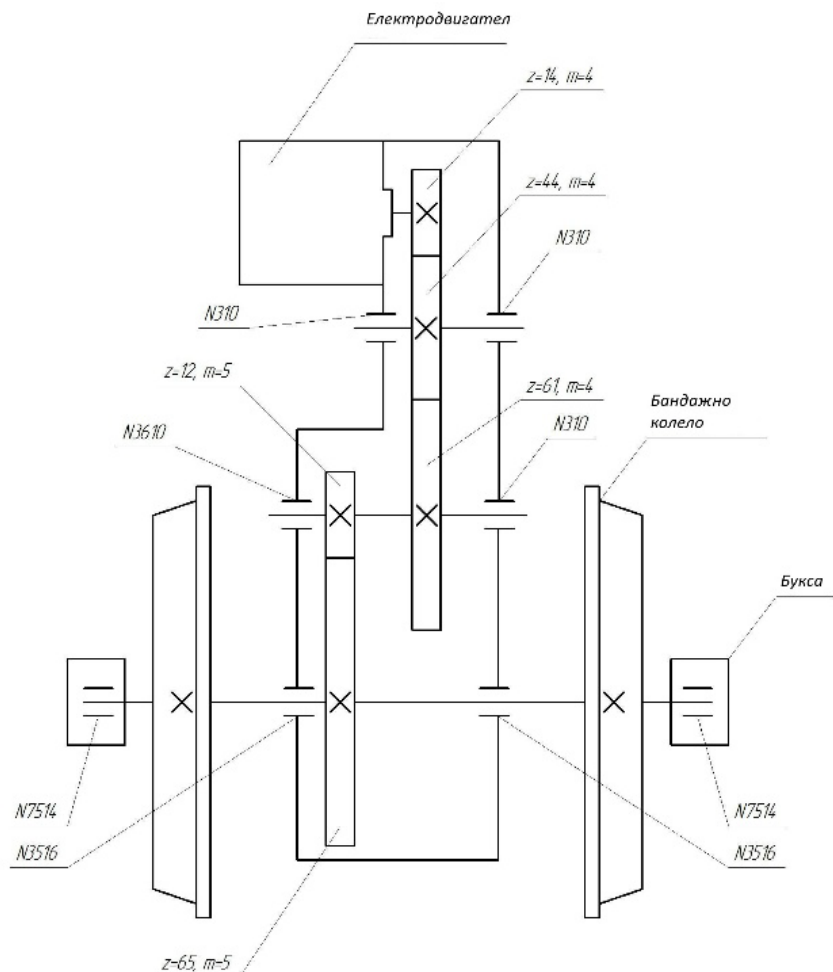
В Русия и Украйна има 4,5-тонни разработени машини, както в нормално, така и във взривозащитено изпълнение за рудници, опасни по прах и газ. В България към момента се използват такива само в нормално изпълнение.

През 90-те години на миналия век в завод МОНЕК ЮГ е разработена конструкция на 4,5-тонна машина, в която е заимствано задвижването от руските локомотиви с цел взаимозаменяемост. През 2006 г. с идея за по-добро разпределение на масите на колектива в Научно-развойната база на МГУ „Св. Иван Рилски“ е възложено да модернизира рамата. Шест нови локомотива с такава конструкция са въведени в експлоатация в рудник „Злетово“, Северна Македония.

През 2017 година на колектива в НРБМО към МГУ „Св Иван Рилски“ по искане на „Минстрой Холдинг АД“ е възложено проектиране и изработване на 5-тонен акумулаторен локомотив за нуждите на рудник „Злетово“. На базата на натрупания опит с досега изработваните машини в „Монек Юг“ и ремонта на подобните вносни машини е взето решение за кардинална промяна на компоновката на локомотива, както и на неговото задвижване.



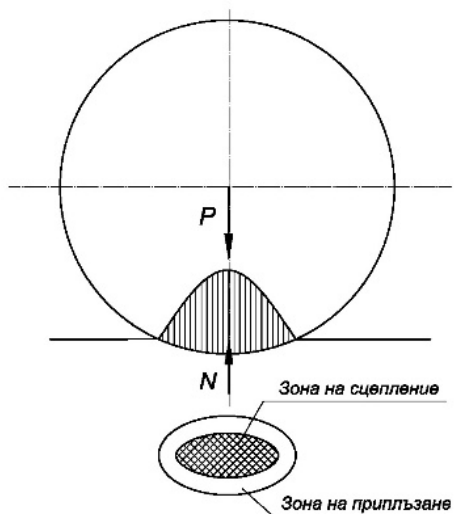
Фигура 5-24. Локомотив ЕАР-4.5 Монек Юг



Фигура 5-25. Кинематична схема задвижване 4.5АРП

Разработката започна от електрозадвижването. Използваните единични задвижвания до момента, независимо дали са българско производство или чуждо, имат една и съща кинематична схема (Фигура 5-25). Тя има своите предимства като компактност и себестойност. По мнение на конструкторския колектив, базирано на над 20 години наблюдение на експлоатацията на такива машини, те не са добре оразмерени за експлоатацията, на

която са подложени в наблюдаваните рудници. В повечето случаи тези локомотиви се използват предимно в нестационарни режими. Ускоряват и спират на кратки разстояния и прибават вагони за товарно разтоварни дейности. Освен това, често биват и претоварвани. Всички тези особености водят до често дефектиране на задвижванията.



Фигура 5-26. Контактно петно

Буксуването е една от основните причини за износване на бандажните гривни, както и за претоварване на зъбните колела и валове на редуктора на задвижването (Тасев 2016, Тонкова 2021, Тонкова 2018). Коефициентът на триене между колелото и релсата и сцепното тегло са определящи за реализирането на теглителната сила. На тези два фактора не можем да влияем пряко. Друг определящ фактор за големината на контактното петно, освен сцепното тегло, е диаметърът на бандажното колело. Може да се приеме, че фрикционният контакт на колелото с релсата има форма на елипса, размерите на която могат да бъдат определени по формулите на Херц. Размерите на контактната площадка a и b , максималното контактно налягане p_0 и сближението δ , съгласно Херц, се определят по изразите:

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E \Sigma \rho} P, m;}$$

$$b = n_b \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E \Sigma \rho} P, m;}$$

$$p_0 = \frac{1,5}{\pi n_a n_b} \sqrt[3]{\left[\frac{E \Sigma \rho}{3(1-\mu^2)} \right]^2}, Pa;$$

$$\delta = \frac{3}{2} \frac{2K}{\pi n_a} \sqrt[3]{\frac{1}{3} \left(\frac{1-\mu^2}{E} \right) \Sigma \rho P^2, m}$$

където: $\Sigma \rho$ – сума от главните кривини в контакта на бандажа с релсата 1/m;

E – модул на еластичност, Pa

n_a и n_b – таблични величини (Кисъов, 1980).

μ – коефициент на Поансон;

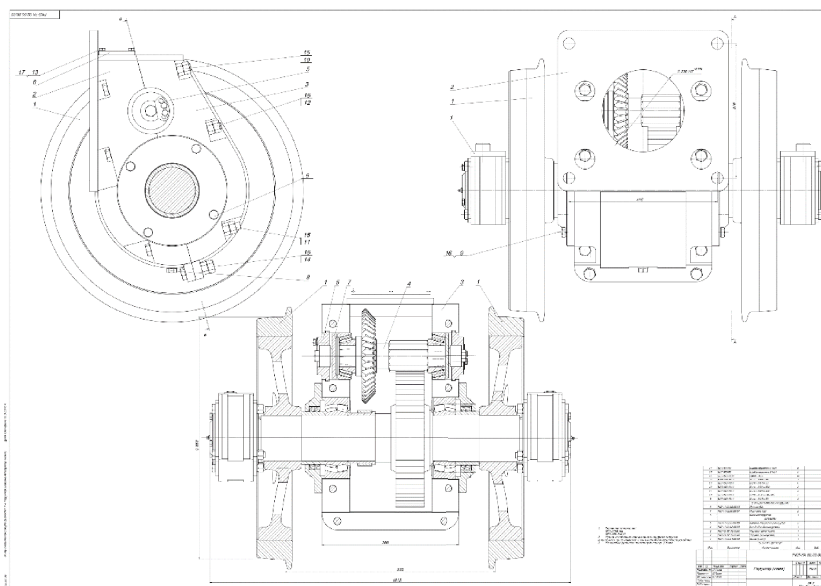
Получените стойности за петното са дадени в таблицата по-долу, като са добавени данни за сравнение и за 7- и 10- тонни локомотиви:

Таблица 12. Размери на контактното петно

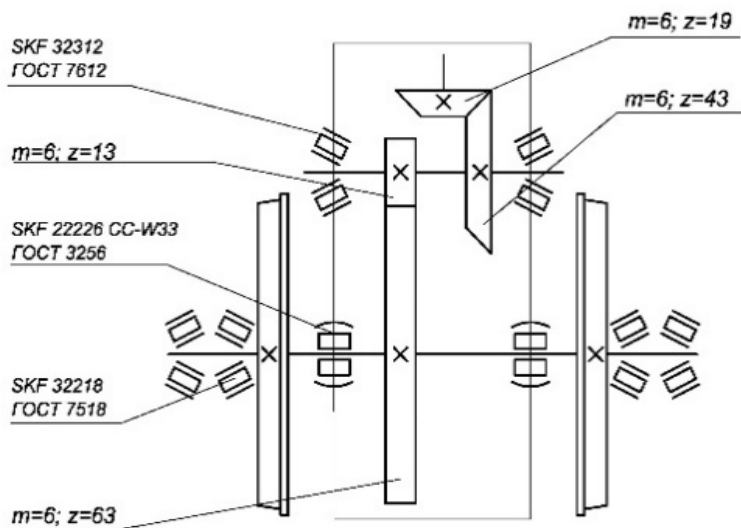
D [mm]	P [kN]	a [mm]	b [mm]	p_0 [MPa]	δ [mm]
680	100	4.12	2.93	1046	0.047
680	70	3.68	2.61	876	0.036
680	50	2.91	2.41	723	0.031
540	50	2.42	2.06	840	0.031

При досегашни конструкции се използват колела с диаметър 540 mm. Промяната на колело към „стандартния“ (използва се във всички подземни локомотиви с изключение на вече описаните) размер от 680 mm не само ще увеличи контактното петно и ще намали контактното налягане, но има много предимства и от технологична и експлоатационна гледна точка. Това прави локомотивните „съвместими“ с другите в рудника. Прави ги по-устойчиви в кривите и при преодоляване на неравностите по релсовия път. Увеличаването на диаметъра на колелата, при една и съща скорост на движение, означава и промяна на ъгловата скорост на колооста, тоест налага се промяна на предавателното число на редуктора.

При избора на тягов електродвигател се избира на произвежданите такива в Русия и Украйна, изхождайки от доказаната им експлоатационна годност, създадената ремонтна база за тях и от практическата липса на други. За подобен тип машини най-подходящи са тип ДРТ-13. Двигателят е с мощност 7,5 kW при 1050 min^{-1} със захранващо напрежение 144 VDC. Използвано е модифицирано единично задвижване на вече внедрените и доказалите с в практиката контактни електролокомотиви РКЛ-7 „Булдог“ (Тасев, 2019). То се състои от Г-образен редуктор, като двигателят на единичното задвижване е с 223 mm над оста на колелата, Фигура 5-27. Конструкцията на редукторния блок е така разработена, че позволява лесно обслужване, монтаж и демонтаж: Оразмеряването на зъбните колела е извършено за максимална якост и износоустойчивост, увеличен е модулът (Фигура 5) им, като е съобразен с технологичните възможности на зъбонарезните машини в предприятията в България.

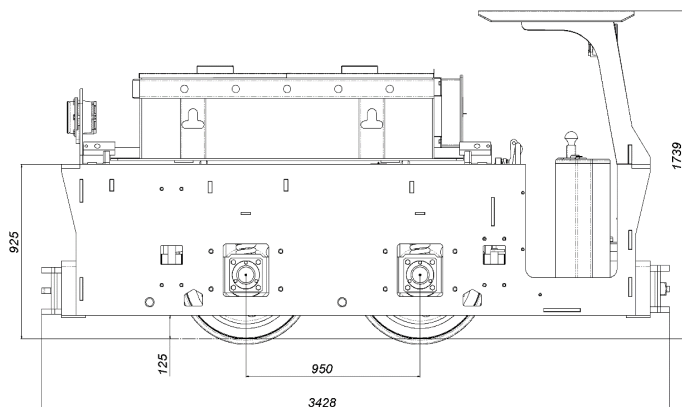


Фигура 5-27. Единично задвижване РАЛ-5А



Фигура 5-28. Кинематична схема РАЛ-5А

Компановка и основни възли на локомотива



Фигура 5-29. Габаритни размери РАЛ-5А

Рамата е основна част от локомотива и е външен тип . При конструирането ѝ се изхожда от условията на работа в подземни рудници, необходимостта от разглобяване и спецификата на вътрешните възли и агрегати. Рамата условно е разделена на две отделения.- машинно и кабинно. Тя се състои от редица елементи, които са здраво свързани помежду си с разглобяеми съединения. Рамата е масивна заварочна конструкция от здрава стомана с дебелина 20 mm и гарантира устойчивост на локомотива при работа в подземни условия.

В машинното отделение са разположени двете единични задвижвания, окачването на машината и двигателите, пясъкопосипващата и спирачната система.

Акумулаторните локомотиви нямат изискване за затворена кабина, но бе сметнено за необходимо да се направи такава в опростен вариант. В нея са разположени контролерът, маховикът на спирачната система, лостове за управлението за подаване на пясък, главният прекъсвач, преобразувателят на напрежение, седалката и сандъкът за инструменти. На акумулаторния кош са поместени пултът за контрол и управление на различните

Внедряване в експлоатация

Проектирането, технологичното изпълнение и изработването са финансирани от „Минстрой Холдинг АД“ и извършени изцяло от „МГУ Инженеринг“ ЕООД в Научно-развойната база по минно оборудване. Проектът е завършен през 2018 г. (Фигура 5-30).



Фигура 5-30. РАЛ-5А

5.5. Изводи

В главата се описва осъвременяване на конструкцията практически на целия набор от използвани електрически локомотиви в България. Описани са взетите технически и инженерни решения относно 5 и 8 тонни акумулаторни локомотиви. Описана е подробно и защитена промяната на задвижванията спрямо предишни решения. Разгледана е разработката на 7 тонен контактен локомотив със скъсена база и специално разработеното за тях задвижване. Изчислено и е приложена промяна на единичното задвижване на 10 тоннен локомотив. Същото им по добра характеристика в преходните режими на движение – ускоряване и спиране. Разработена е пневматична спирана система за същия локомотив.

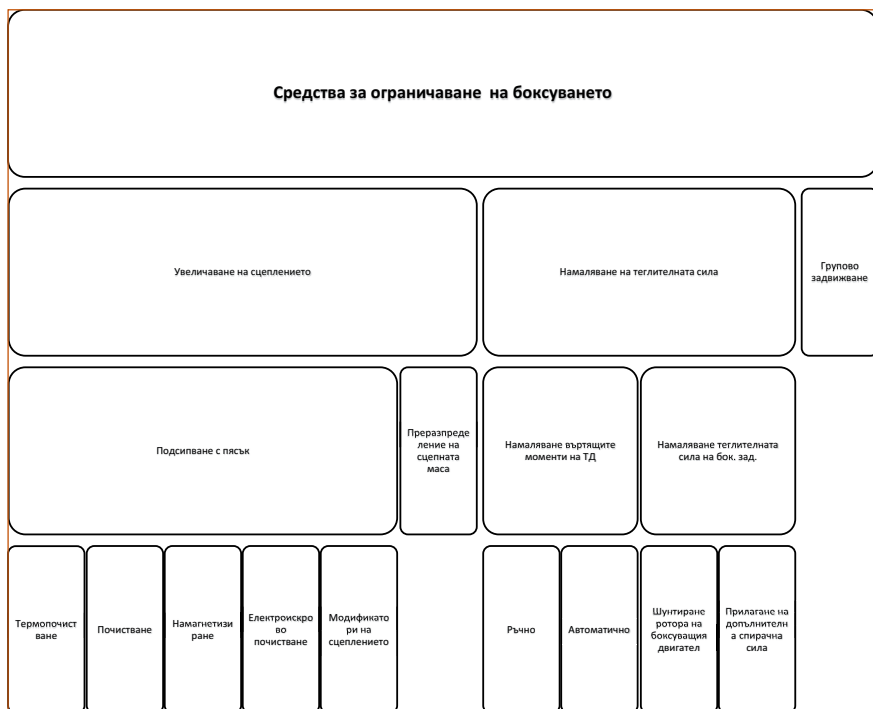
6. Перспективи пред развитието на рудничните локомотиви

Ще бъдат разгледани някои насоки, които считам за перспективни в развитието на механичната част на локомотивите. Усъвършенстването на електрическото управление на локомотивите е разгледано от други автори (Джустров, 2012).

Считам темата за износването и материала на бандажните колела за изчерпана, като за мен безспорно най-добро решение, и от технологична и от експлоатационна гледна точка, са закалените колела моноблок.

Това, което подлежи на доразвиване и усъвършенстване, е управлението на теглителната и спирачната сили на локомотива. И по-конкретно, да бъдат избегнати явленията като боксуване при движение и блокиране при спиране на локомотива. Както е отбелязано в промишленото изследване на износванията на бандажните колела (Тасев, 2018) това се явява една от основните причина за дефектиране на задвижванията. Освен това е и пряко свързана и с техническата безопасност на транспорта.

В показаната по-долу блок-схема са описани наличните варианти за ограничаване на боксуването. Много от тях са разгледани подробно в предишни трудове (Тасев, 2018), а за перспективни считам следните (6.1 до 6.3.).



6.1. Въвеждане на допълнително спирателно усилие

Типичната схема на електро управление в локомотивите е контролно-реостатна, като двата двигателя в началните степени на контролера - в процеса на ускоряване са свързани последователно. Недостатък на тази схема, е че изменението на натоварването върху един от двигателите съответно води до намаляване на неговата честота на въртене:

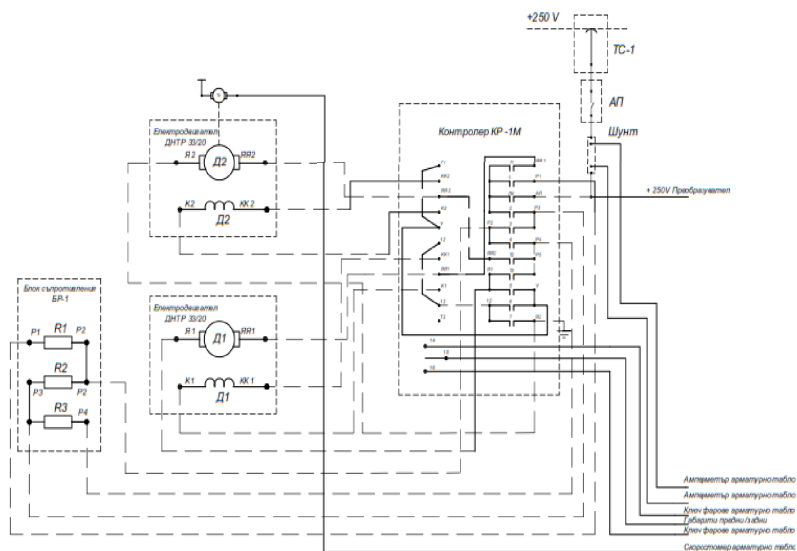
$$U_{\partial 1} = C\Phi\omega_1 \quad (6.1)$$

където: C – електромеханична константна на съответния двигател;

ω - честота на въртене на двигателя;

Φ – магнитен поток.

Тъй като двата двигателя са свързани последователно, върху втория двигател се подава по-голямо напрежение, определено от зависимостта:



Фигура 6-1. Схема електрическа РКЛ-10

$$U_{Д2} = U - U_{Д1} \quad (6.2)$$

където: U – напрежението, което се подава от контролера.

Това води до увеличаване честота на въртене на втори двигател съответно до възможността той да буксува

При въвеждане на спирачен момент към боксуващата колоос, токът през двигателя нараства, а честота на въртене спада. Двата двигателя са свързани последователно, съответно нараства тока и през двигателя на небоксуващото задвижване. Неговият момент нараства, а теглителната сила на задвижване се увеличава. С дозиране на допълнителния спирачен момент може да се стигне дотам, че сумата на двете теглителни сили да е по голяма от съпротивлението на придвижване на подвижния състав:

$$F_{k1} + F_{k2} > \Sigma W \quad (6.3)$$

Тоест подвижният състав ще се ускори.

Трябва да се отбележи, че целият процес на въвеждане на допълнителна спирачна сила трябва да се извършва прецизно, и с потегляне на подвижния

състав внимателно да се намали допълнителната спирачна сила и локомотива да продължи да работи на естествените си характеристики.

Условието да може локомотивът да преустанови боксуването е следното:

$$F_{m1} = F_{m2} \quad (6.4)$$

$$F_{cy2} = \psi_2 N - F_{cn} \quad (6.5)$$

откъдето се вижда, че спирачното усилие трябва да е равно на:

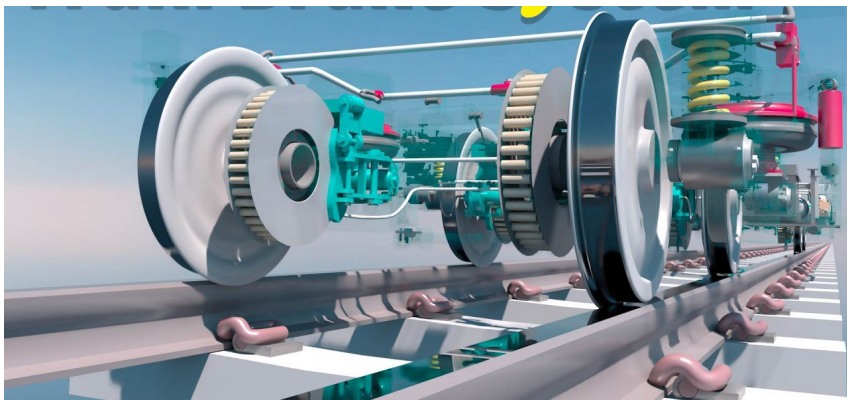
$$F_{cn} = \psi_2 N - F_{cy1} \quad (6.6)$$

където ψ_1 - коефициент на сцепление на боксуващата колоос

ψ_2 - коефициент на сцепление на небоксуващото колоос

За да се реализира горният процес, е необходимо той да се автоматизира. За целта трябва да има датчици за ъгловата скорост на въртене на двете колооси, датчик за ускорение на локомотива, датчици за тока на двигателите, спирачни устройства снабдено с апаратура за автоматично управление и контролер съвместяващ работата на системата.

Освен това предложеното решение изисква цялостно преработка на спирачна система. Както е разгледано и от други автори (Сердюк & Моня, 2004) това е една перспективна насока. Тя отдавна е реализирана в магистралните и промишлени локомотиви, но поради ограниченото място в рудничните още не е намерила приложение. Авторът разглежда няколко варианта за приложението, които при първа възможност ще бъдат приложени. Механичната лостова система с калодки ще се запази, но ще изпълнява само и единствено функцията на паркинг спирачка. Работна спирачка ще бъде хидравлична спирачна система. Тя може да се реализира като на първото стъпало на редуктора бъде монтиран спирачен диск с накладки.

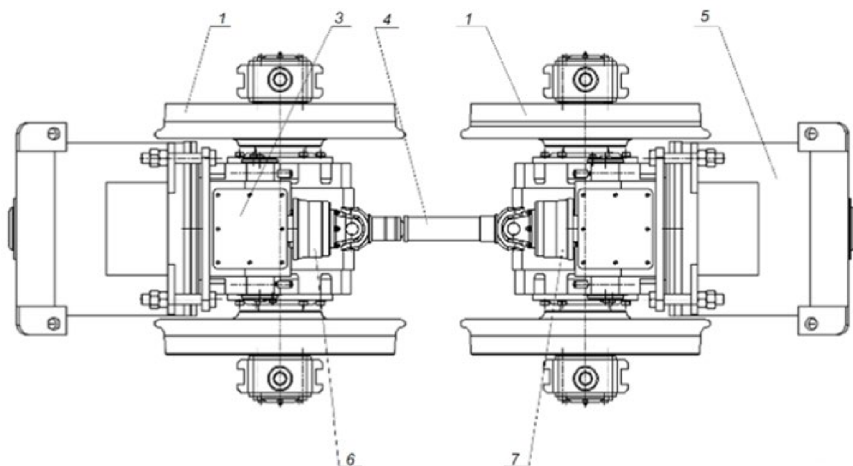


Фигура 6-2. Хидравлична спирачна система магистрален локомотив

6.2. Групово задвижване

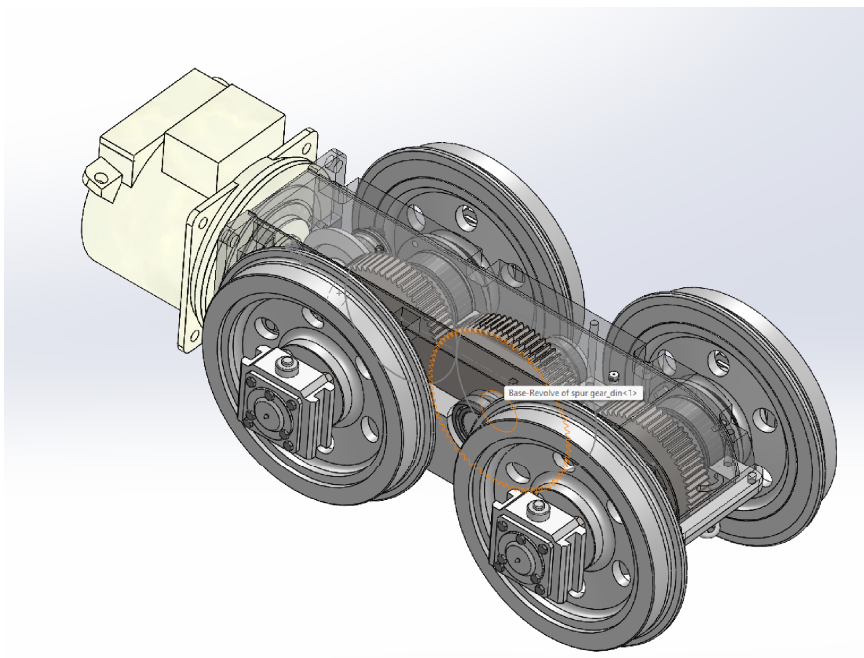
Описаното по-горе решение би могло да се осъществи само при тежките локомотиви. Поради липсата на място и значително усложняване на конструкцията при средните и леки локомотиви това, според мен, е трудно за реализиране. При тези локомотиви един перспективен вариант би бил замяна на единичното задвижване с групово такова.

Това може да се реализира (фигура 74), като двете задвижвания се свържат посредством съединител (6) и кардан (4). В нормална ситуация (без боксуване) двете задвижвания работят самостоятелно. На колооста е необходимо да се монтират датчици за следене на честотата на въртене. При наличие на разликата в честоти на въртене повече от 5% съединителят се включва. Съединителите могат да бъдат с хидравлично или електро-магнитно управление. Решението е свързано с усложняване на конструкцията, както и от механична гледна точка (Тонкова & Пулев, 2021), а също и от гледна точка на автоматика. Въпреки казаното, предимство на решението е, че двете оси остават вертикално и хоризонтално независими една от друга. Това позволява на машината нормално вписване в кривите и добро преминаване през неравности на пътя.



Фигура 6-3. Групово задвижване с кардан и съединители

Горното решение може да се приложи за локомотиви с междуосие от 1200 mm и по-голямо. За леките машини с междуосие 1000 mm и по-малко е възможно решение с един задвижващ двигател и общ корпус на редуктора. Подобно задвижване е разработено и изчислено за вграждане в 5-тонна акумулаторна машина. Наличието на само един двигател ще опрости и подмяната на контролерно-реостатното управление с честотно такова.



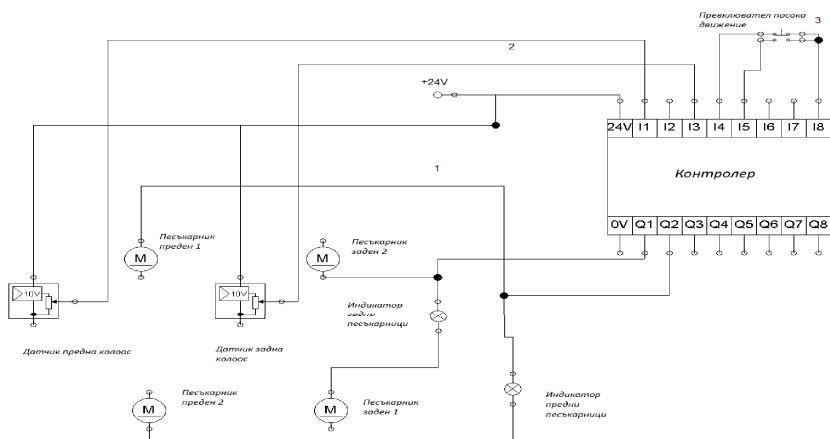
Фигура 6-4. Групово задвижване 5-тонен локомотив

Зъбните двойки са на първата колоос са идентични с тези от задвижването на акумулаторния локомотив РАЛ-5А. Кинематичната връзка между двете колооси ще се осъществи чрез паразитно зъбно колело. Междуосието е 900 mm, което предполага, както вече бе разгледано, безпроблемно вписване в кривите.

6.3. Автоматизиране на пясъкопосипващата система

Автоматизиране на пясъкопосипващата система е едно сравнително лесно за осъществяване решение. Използвайки електрическите пясъкарници разгледани в глава 4 и инсталиране на датчици за честотата на въртене на двете колооси. При наличие на разлика в честотите повече от 5% ще се включват за определен период пясъкарниците. В зависимост от посоката на движение ще се активират съответно предните или задните сигнали получавани от контролера на машината.

Очаквания резултат от тази система не е голям, но сравнително лесното и прилагане я прави перспективна. Тя ще облекчи и работата на машиниста и ще скъси времето за реакция значително. Желателно тази система да се комбинира с някои от предходно споменатите.



Фигура 6-5. Схема автоматизиране пясъкарници

6.4. Изводи

Главата разглежда възможностите за бъдещето подобряване на конструкцията на локомотиви. Автора счита, че насоката в която трябва да се върви е намаляване имплементиране на антибуксуващи системи , Описани са възможностите за групово задвижване и прилагане на допълнително спирателно усилие, което би намелило до минимум боксуването дължащо се на несъвършенствата на електрическото управление на двата двигателя. Предложена е схема за автоматизиране на пясъкопосипващата система с разработените от автора пяскарници.

Заклучение

Авторът счита, че направените подобрения в отделни възли увеличават експлоатационния ресурс и подобряват техническите показатели на наличните машини. Особено важно е вече утвърденото решение за изработка на колела моноблок от прокатна стомана с ТВЧ закаляване. Решение, което не само удължава ресурса, но и намалява капиталните и експлоатационни разходи за локомотивите. Проектираните нови букси и буфер пряко влияят на намаляването на ударните натоварвания на критичните за машината задвижвания и по този начин се редуцират повредите в него.

Разработените нови конструкции обхващат целия наличен парк локомотиви в българските рудници и се явяват едно необходимо еволюционно развитие на съществуващите предимно руски локомотиви. Промислената експлоатация на усъвършенстваните конструкции потвърждава взетите решения за правилни и точни. Разработените и внедрени 17 машини не показват до момента (над 12 години за първите) сериозни дефекти и са в изправно техническо и експлоатационно състояние.

Бъдещите перспективи за развитие са във внедряването на хидравлични спирачки към съществуващите и нови конструкции, което ще позволи прецизно управление на теглителната и спирачна сили. Това трябва да се осъществява паралелно с усилията за смяна на контактно-реостатното управление на двигателите.

Приноси

Основните приноси могат да се систематизират като:

Научно-приложни:

1. Посочени са най-подходящите сплави за отделните елементи подложени на износване, както и тяхната обработка. Изследвани са различни материали, използвани при изработването на бандажните гривни, както и значението на технологията за изработването им.

2. Разработен е методика за изчисляване на задвижването на локомотивите за подземен извоз, като в средата на Mathcad е създаден модел на оразмеряване на задвижването.

Приложни приноси:

1. Увеличаване ресурса на рудничните локомотиви за подземен извоз.

2. Подобряване конструкцията на пълния парк на рудничните локомотиви в България 5 и 8 тонни акумулаторни, както и на 7 и 10 тонни контактни електровози.

3. Подобряване на конструкцията на подложените на най-големи ударни натоварвания елементи в локомотивите – букси и буфери

Апробация

Резултатите на монографичния труд са приложени на практика в следните рудници:

ЛОКОМОТИВ	РУДНИК	ГОДИНА
РКЛ-10	Марзян	2010
РКЛ-7А „БУЛДОГ“	Върба	2014
РКЛ – 7А „БУЛДОГ“	Върба	2015
РКЛ – 7А „БУЛДОГ“	Върба	2015
РКЛ-10А	Върба Батанци	2015
РАЛ-8А – 2 БРОЯ	Злетово	2016
РАЛ-8А – 2 БРОЯ	Тораница	2017
РКЛ-7Б	Тораница	2017
РАЛ – 5А	Злетово	2017
РКЛ-10Б	Тораница	2017
РКЛ-14А	Тораница	2018
РКЛ-14Б	Тораница	2020

Приложение 1. Насоки при оразмеряване на задвижването на рудничните локомотиви

На базата на работите на други автори (Вериго М.Ф, 1986) (Шапшал & Илларионов, 2007), (Димитров, Ружеков, Стоянов, & Стайков, 1987), (Тонкова, 2018) е разработена методика специално за оразмеряване на задвижванията на рудничните локомотиви. Тя е изпълнена със софтуерния пакет RTC Mathcad и е показан по-долу. За оразмеряване на задвижването са необходими следните входни данни:

- ❖ сцепна маса на машината (теглителна сила);
- ❖ вид на машината - акумулаторна или контактна;
- ❖ скорост на движение.

Долният пример е изпълнен за акумулаторен локомотив със сцепна маса 4,5 тона. Двигатели за момента се препоръчва да се избират от утвърдените и масови използвани постоянно токови за руднични условия (виж приложението).

Динамично изчисление

Входни данни

Сцепно тегло

$$Q := 45000$$

N

Коефициент на основното
съпротивление при движение:

$$f := 0.17$$

Максимална конструктивна скорост на
движение:

$$v_{\partial km} := 7 \quad \frac{km}{h}$$

$$v_{\partial} := \frac{v_{\partial km}}{3.6} \quad \frac{m}{s}$$

$$v_{\partial} = 1.944$$

К.П.Д. на трансмисията:

$$\eta_m := 0.85$$

Напрежение на акумулаторната батерия:

$$U_{AB} := 144$$

V

Данни на батерията

$$da := \begin{bmatrix} 10 & 147.2 \\ 20 & 147.1 \\ 30 & 146.8 \\ 40 & 146.6 \\ 50 & 146.35 \\ 60 & 146.1 \\ 70 & 145.85 \\ 80 & 145.6 \\ 90 & 145.35 \\ 100 & 145.1 \\ 110 & 145 \end{bmatrix}$$

$$I_{ab} := da^{(0)}$$

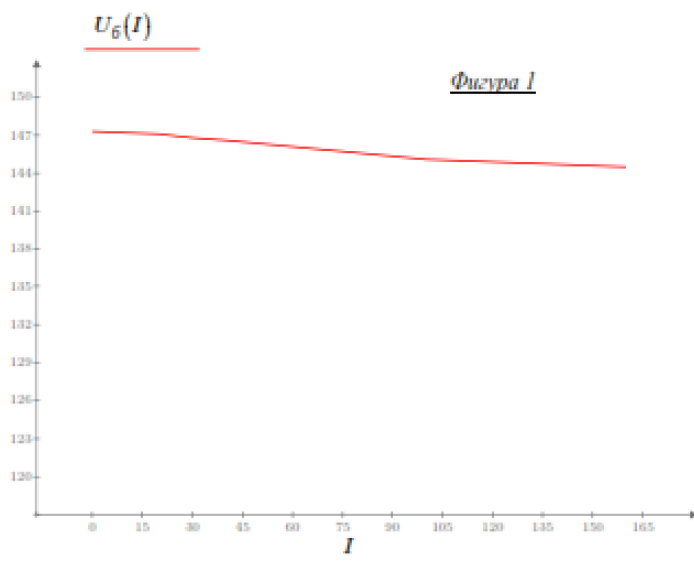
$$U_{ab} := da^{(1)}$$

Интерполиране на данните

$$U_{\delta}(I) := \text{linterp}(I_{ab}, U_{ab}, I)$$

$$I := 0, 10 \dots 160$$

Волтамперната характеристика е показана на фигура 1



2 Избор на електродвигател

2.1. Определяне на необходимата мощност:

$$P_m := \frac{f \cdot Q \cdot v_d}{\eta_m} \qquad P_m = 17.5 \cdot 10^3 \quad W$$

2.2. Същински избор:

$$P_{no} := 1.2 \cdot P_m \qquad P_{no} = 21 \cdot 10^3 \quad W$$

При двудвигателно задвижване $P_n := \frac{P_{no}}{2} = 10.5 \cdot 10^3$

Избираме тягов електродвигател

Номинална мощност:	$P_n := 12000$	W
Номинално напрежение:	$U_n = 145$	V
Номинален ток:	$I_n = 60$	A
Номинална честота на въртене:	$n_n = 1000$	min^{-1}

Данни на двигателя в матричен вид

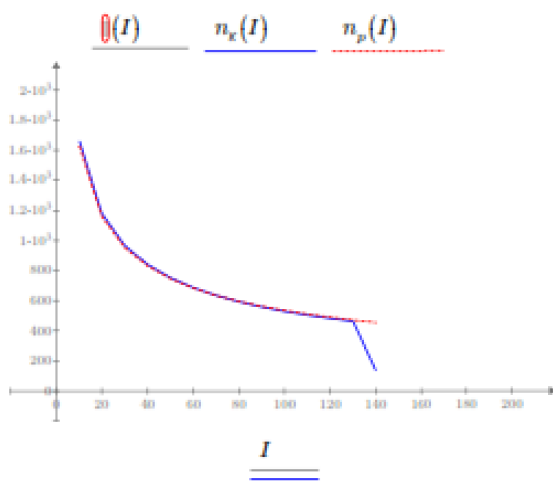
Легенда:				0-Ток
I	n	M_{dv}	η	1 -Обороти
				2 -Въртящ момент
				3 -К.П.Д
10	1000	20	0.65	
18	950	27	0.74	
26	900	34	0.79	
34	850	41	0.83	
42	800	48	0.84	
50	750	55	0.84	
58	700	62	0.84	
66	650	69	0.84	
74	600	76	0.84	
82	550	83	0.84	
90	500	90	0.84	
98	450	97	0.84	
106	400	104	0.83	
114	350	111	0.82	
122	300	118	0.82	
130	250	125	0.8	
138	200	132	0.8	

Изчисляване на коригираната характеристика на двигателя

Напрежение на акумулаторната батерия:	$U_{AE} = 144$	V
Съпротивление на акумулаторната батерия:	$R_6 := 0.006$	Ω
Вътрешно съпротивление на двигателя	$R\partial := 0.04$	Ω
Съпротивление на управлящата система:	$R_f := 0.01$	Ω
Съпротивление в проводниците:	$R_n := 0.009$	Ω
Номинално напрежение на двигателя:	$U_\partial := 144$	V

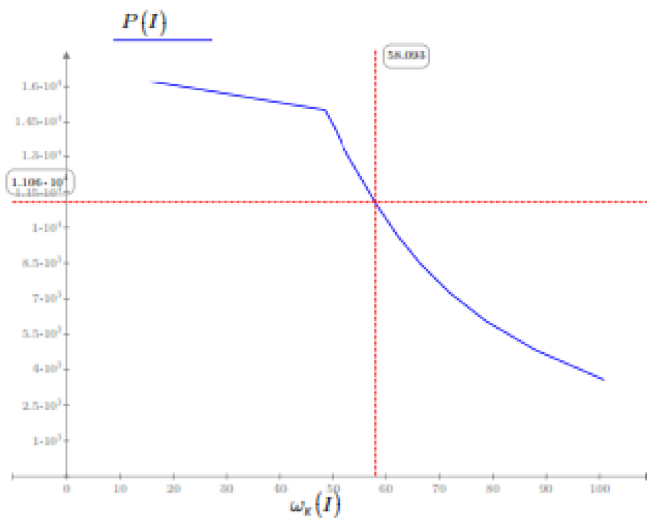
Корекция на оборотите на двигателя:

$$n_k(I) := n(I) \cdot \frac{U_6(I) - (R_6 + R\partial + R_f + R_n) \cdot I}{U_\partial - R\partial \cdot I}$$



Определяне предавателното число на трансмисията

За да се определи предавателното число на трансмисията, е необходимо да се определи скоростта на двигателя $w_{\text{ет}}$, когато той развива мощност, равна на мощността, необходима да се движи локомотивът със зададената скорост. Скоростта $w_{\text{ет}}$ отчитаме от графиката на зависимостта на мощността на двигателя от ъловата скорост.



Отчитам при 10.97 kW

$$\omega_{\text{ет}} := 58$$

Статичен диаметър на гумите:

$$r_m := 0.340 \text{ m}$$

$$\text{Предавателно число на трансмисията} \quad i_m := \frac{\omega_{\text{ет}}}{v_{\text{д}}} \cdot r_m \quad i_m = 10.142$$

Избирам предавателно число $i_m = 10.2$

Проверка на максимално преодоляван наклон

$$M := \frac{r_m}{\eta_m \cdot i_m} \cdot Q \cdot (f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha))$$

$$\alpha = 10\% = 5.71^\circ$$

-максимално преодоляван наклон

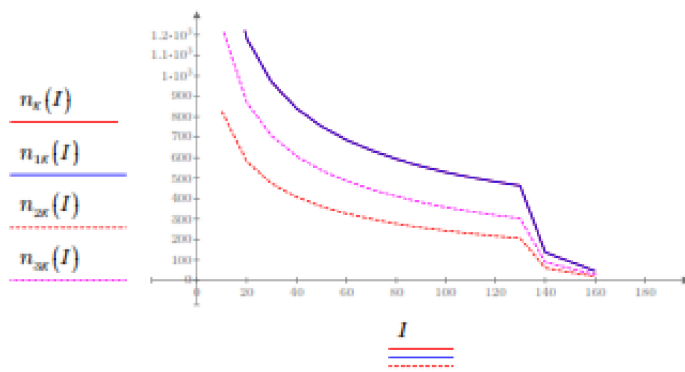
$$M = 346.092 \quad Nm \quad \frac{M}{2} < M_{max} = 180 Nm$$

Построяване на изкуствените характеристики

Напрежение на акумулаторната батерия:	$U_{A5} 144$	V
Съпротивление на акумулаторната батерия:	$R\delta := 0.006$	Ω
Вътрешно съпротивление на двигателя	$R\partial := 0.04$	Ω
Съпротивление на управляващата система:	$R_\gamma := 0.01$	Ω
Съпротивление в проводниците:	$R_\eta := 0.009$	Ω
Номинално напрежение на двигателя:	$U_\partial := 144$	V
Корекция на оборотите на двигателя:		
За честотно управление Разглеждам четири характерни случая:		

$$\tau = 0.25 \quad \tau = 0.5 \quad \tau = 0.75 \quad \tau = 1$$

$$n_\tau(I) := n(I) \cdot \frac{\tau \cdot U_\partial(I) - (R\delta + R\partial + R_\gamma + R_\eta) \cdot I}{U_\partial - R\partial \cdot I}$$



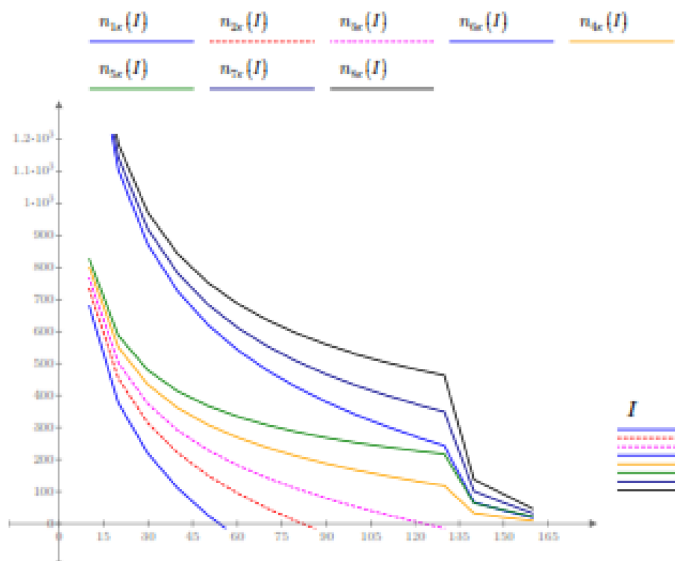
За контролерно реостано управление формулата добива следният вид

$$n_k(I) := n(I) \cdot \frac{\tau \cdot U_6(I) - (R\delta + R\partial + R_y + R_n + R_i) \cdot I}{U_\beta - R\partial \cdot I}$$

R_i Стойност на съпротивлението в конкретната степен на контролера

Като за степени 1-5 когато двигателите са свързани последователно може да приемем $\tau=0,5$ за 6-8 $\tau=1$

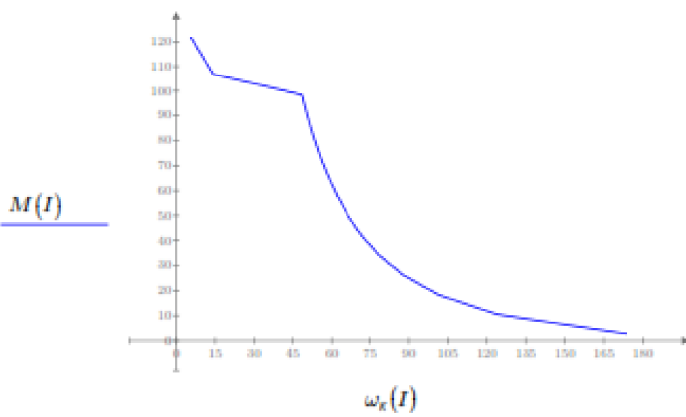
Стойностите на съпротивлението трябва така да се съобразят, така че да се постига възможно най-плавно ускорение на машината



Силов баланс

Това е зависимостта $F_m = f(V_{\partial\partial})$

$$F_m(I) = \frac{M(I) \cdot i_m \cdot \eta(I)}{r_{\partial}}$$

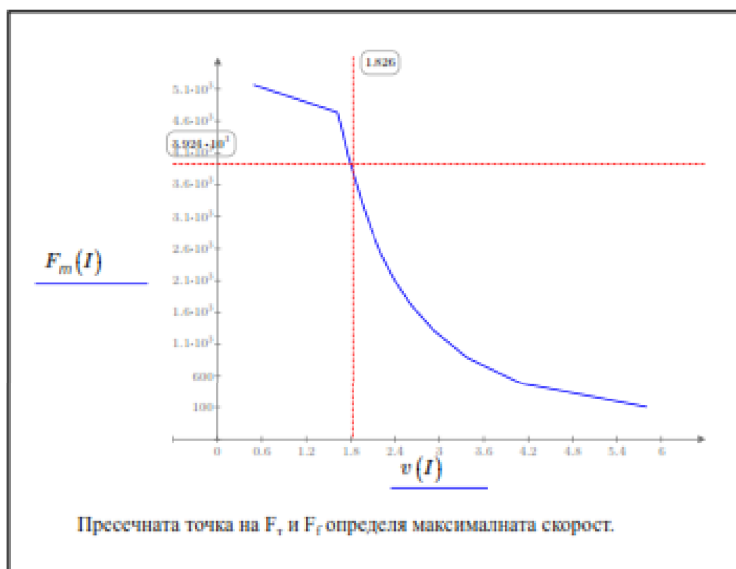


Радиус колело: $r_{\partial} := 0.340$ m

Теглителна сила: $F_m(I) := \frac{M(I) \cdot 2 \cdot i_m \cdot \eta(I)}{r_{\partial}}$

Скорост на
локомотива: $v(I) := \frac{\omega_k(I)}{i_m} \cdot r_m$ $\frac{m}{s}$

$$F_f := f \cdot \frac{Q}{2} = 3.825 \cdot 10^3 \quad N$$



След като се определи мощността на задвижването и предавателното число, се преминава към кинематичната и якостно проверка на задвижването. Това може да стане по следната методика. Тя е модификация на предложената в (Арnaudов, 1980) изпълнена е отново в MathCad.

Кинематични и якостни пресмятания на единичното задвижване

Разпределение на общото предавателно число

От тягово динамичните изчисления взимам необходимото предавателно число $i=10,2$

$$z_1 := 13 \quad z_4 := 43$$

$$z_2 := 63 \quad z_3 := 19$$

$$i_1 := \frac{z_2}{z_1} \quad i_1 = 4.846$$

$$i_2 := \frac{z_4}{z_3} \quad i_2 = 2.263$$

И така общото предавателно число ще бъде:

$$i = 10.968$$

Така подобреният брой зъби покрива изискванията за общо предавателно число

Исходни данни за изчисленията

Максималният въртящ момент, отчетен от коригираната естествена характеристика на електродвигателят е:

$$M_{\max} := 114 \quad n_{\Delta f \max} := 1000$$

5.3. Определяне К.П.Д. на отделните степени и въртящите моменти на валове.

К.П.Д. на първа степен

$$\eta_{12} = \eta_3 \cdot \eta_1 = 0.94 \cdot 0.98 = 0.92$$

$\eta_3 = 0.94$ -к.п.д. на цилиндричната зъбна предавка

$\eta_1 = 0.98$ -к.п.д. на търкалящият лагер

К.П.Д. на главното предаване

$$\eta_{23} = \eta_3 \cdot \eta_1 = 0.94 \cdot 0.98 = 0.92$$

Общ К.П.Д. на задвижването

$$\eta = \eta_{12} \cdot \eta_{23} = 0.92 \cdot 0.92 = 0.85$$

5.3.4. Двигателни моменти

на междинния вал $M_1 := M_{max} \cdot \eta_{12} \cdot i_1 = 508.265$

на колооса $M_2 := M_1 \cdot \eta_{23} \cdot i_2 = 1.058 \cdot 10^3$

5.4. Избор на материали за зъбните козела

Зъбните козела се изработват от легирана стомана 40Х с ТВЧ и 12 ХНЗА с циментация закаляване до твърдост HRC = 56-62 със следните механични характеристики

-граница на разрушаване

$$\sigma_g := 1150 \cdot 10^6 \quad Pa \quad [4]$$

-допустимо напрежение на огъване на зъбите

$$\sigma_{rr} = \frac{\sigma_{rlim}}{S_{rmin}} = \frac{720 \cdot 10^6}{1.7} = 423 \cdot 10^6 \quad Pa$$

$\sigma_{rlim} = 720 \cdot 10^6$ -граница на умора при огъване

$S_{rmin} = 1.7$ -коэффициент на сигурност

-допустимо напрежение при разрушаване от контактна умора

$$\sigma_{Hr} = \frac{\sigma_{Hrlim}}{S_{Hrmin}} = \frac{1500 \cdot 10^6}{1.3} = 1000 \cdot 10^6 \quad Pa$$

[4]

$$\sigma_{Hlim} = 1500 \cdot 10^6 \quad \text{-граница на контактна умора}$$

$$S_{Hmin} = 1.3 \quad \text{-коэффициент на сигурност}$$

-допустимо напрежение за проверка при кратковременно динамично претоварване

$$\sigma_{HFM} = 0.6 \cdot \sigma_H = 0.6 \cdot 1150 \cdot 10^6 = 690 \cdot 10^6 \quad Pa$$

-допустимо контактно напрежение за проверка при кратковременно динамично претоварване

$$\sigma_{HFM} := 2400 \cdot 10^6 \quad Pa \quad [4]$$

Проекции и проверочни изчисления на редуктора

Ориентировачно определяне на модула

$$m_n = \sqrt[3]{Y_{Fa} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{2 \cdot M_{max} \cdot \cos(\beta)^2}{z_1^2 \cdot \left(\frac{b_w}{d_1}\right) \cdot \sigma_{FT}} \cdot K_f \cdot K_v \cdot K_{F\beta}} \quad m$$

Присмам ъгъл на наклона на зъбите на колелото: $\beta := 19 \cdot deg$

$$M_{max} = 114 \quad \text{-въртящ момент на малкото зъбно колело}$$

$$\sigma_{FT} = 423.529 \cdot 10^6 \quad \text{-допустимо напрежение на огъване на зъбите}$$

$$b_w := 22 \quad m \quad \text{-работна ширина на зъбното колело}$$

$$d_1 := 55.6 \quad m \quad \text{-делителен диаметър на зъбното колело}$$

$$\frac{b_w}{d_1} = 395.683 \cdot 10^{-3} \quad \text{-относителна ширина на зъбното колело}$$

$$Y_{f1} := 3.75 \quad \text{при} \quad z_1 = 13 \quad \text{и}$$

$$x := 0.3$$

-коэффициент на формата на зъба

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120} = 1 - \frac{19}{120} \quad Y_{\beta} := 0.842$$

-коэффициент отчитащ влиянието на ъгъла на наклона на зъбите

$K_f := 1.05$ -коэффициент отчитащ външното динамично натоварване

$K_v := 1.3$ -коэффициент отчитащ вътрешното динамично натоварване

$K_{\beta\beta} := 1.15$ -коэффициент отчитащ неравномерното натоварване по дължината на зъбите

$$m_n = \sqrt[3]{3.75 \cdot 0.842 \cdot \frac{2 \cdot 91.3 \cdot \cos(19)^2}{21^2 \cdot \left(\frac{22}{55.6}\right) \cdot 412 \cdot 10^6} \cdot 1.05 \cdot 1.3 \cdot 1.15}$$

$$m_n = 3.292 \cdot 10 \text{ mm}$$

Приемам най-близката по-голяма стандартна стойност за модула:

$$m_n := 4 \cdot 10^{-3} \quad m$$

Определяне на междусововото разстояние

За зъбните козела 1 и 2 избирам равноизместена предавка с коефициенти на изместване

$$x = 300 \cdot 10^{-3}$$

По този начин се увеличава якостта на малкото зъбно колело

$$a_w := \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos(\beta)} = 160.758 \cdot 10^{-3} = 160.758 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Определяне на основните геометрични параметри на зъбни козела 1 и 2

а) на зъбно колело 1

-диаметър на делителната окръжност

$$d_1 := \frac{m_n \cdot z_1}{\cos(\beta)} = 54.996 \cdot 10 \text{ mm}$$

-диаметър на върховата окръжност

$$d_{a1} := m_n \cdot \left(\frac{z_1}{\cos(\beta)} - 2 \cdot h_a + 2 \cdot x \right) = 49.396 \cdot 10 \text{ mm}$$

-диаметър на петовата окръжност $b_w := 0.08$

$$d_{f1} := m_n \cdot \left(\frac{z_1}{\cos(\beta)} - 2 \cdot h_a - 2 \cdot c + 2 \cdot x \right) = 47.396 \cdot 10^{-3}$$

-работна широчина на зъбното колело

$$b_w = 80 \cdot 10^{-3}$$

d_{f1}

б) на зъбно колело 2

-диаметър на делителната окръжност

$$d_2 := \frac{m_n \cdot z_2}{\cos(\beta)} = 266.528 \cdot 10^{-3}$$

-диаметър на върховата окръжност

$$d_{a2} := m_n \cdot \left(\frac{z_2}{\cos(\beta)} - 2 \cdot h_a + 2 \cdot x \right) = 260.92 \cdot 10^{-3}$$

-диаметър на петовата окръжност

$$d_{f2} := m_n \cdot \left(\frac{z_2}{\cos(\beta)} - 2 \cdot h_a - 2 \cdot c + 2 \cdot x \right) = 258.92 \cdot 10^{-3}$$

$$b_w = 80 \cdot 10^{-3}$$

-работна широчина на зъбното колело

Проверочно изчисление на умора при осъждане

Прави се проверка само на малкото зъбно колело.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_t \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}$$

$$Y_{F1} = 3.75 \quad \text{при} \quad z_1 = 13 \quad \text{и} \quad x = 0.3$$

-коэффициент на формата на зъба

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1.68} = 0.595 \quad \begin{array}{l} \text{-коэффициент отчитащ влиянието на} \\ \text{коэффициента челно прекриване } \varepsilon_{\alpha} \end{array}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} + a_w \cdot \sin(\alpha_{tw})}{\pi \cdot m_t \cdot \cos(\alpha_t)}$$

$$r_{a1} = \frac{d_{a1}}{2} \quad r_{a1} = 24.698 \cdot 10^{-3} \quad m$$

-радиуси на върховете окръжности

$$r_{a2} = \frac{d_{a2}}{2} \quad r_{a2} = 130.46 \cdot 10^{-3} \quad m$$

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = \operatorname{atan}\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = \operatorname{atan}\left(\frac{\tan(20)}{\cos(15)}\right)$$

$$\alpha_{tw} = 21.054 \quad \text{-ъгъл на зацепване в челно сечение}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = \frac{2.5}{\cos(19)} \quad m_t = 4.23 \cdot 10^{-3} \quad m$$

челен модул

$$r_{b1} = \frac{d_1}{2} \cdot \cos(\alpha_t) \quad r_{b1} = 0.026 \quad m$$

-радиуси на делителните
окръжности

$$r_{b2} := \frac{d_2}{2} \cdot \cos(\alpha_i) \quad r_{b2} = 124.364 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{26^2 - 24^2} + \sqrt{79^2 - 75^2} - 108 \cdot \sin(21)}{\pi \cdot 2.644 \cdot \cos(21)} = 1.68$$

$$Y_\varepsilon = 595.238 \cdot Y_\beta^{-3} \quad Y_\beta = 842 \cdot 10^{-3}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d_1} = \frac{2 \cdot 91}{0.056} \quad F_t = 4.146 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Периферна сила по делителната окръжност

$b := 0.08$ -работна широчина на зъбното колело

$K_{F\alpha} := 1.25$ -коэффициент отчитащ разпределението на натоварването
между едновременно зацепените двойки зъби

$$\sigma_{F1} := Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_t \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 47.778 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{F1} = 220 \cdot 10^6 < \sigma_{F\sigma} = 411 \cdot 10^6$$

Проверочно изчисление на контактни умора

$$\sigma_{H1} = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot K_t \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \frac{i_1 + 1}{i_1}} \leq \sigma_{H\sigma}$$

коэффициент отчитащ влиянието на формата на зъбите

$$Z_H = \frac{1}{\cos(\alpha_i)} \cdot \sqrt{\frac{\cos(\beta_b)}{\tan(\alpha_{tw})}}$$

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = \operatorname{atan} \left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \right) = \operatorname{atan} \left(\frac{\tan(20)}{\cos(15)} \right)$$

$$\alpha_{tw} = 21.054 \quad \text{-ъгъл на зацепване в челно сечение}$$

$$\beta_b = \operatorname{asin}(\sin(\beta) \cdot \cos(\alpha_t)) = \operatorname{asin}(\sin(19) \cdot \cos(21))$$

$$\beta_b = 308.715 \cdot 10^{-3} \quad \text{-основен ъгъл на наклона на зъбите}$$

$$Z_H := \frac{1}{\cos(\alpha_t)} \cdot \sqrt{\frac{\cos(\beta_b)}{\tan(\alpha_t)}} = 1.686$$

$$Z_M = \sqrt{0.35 \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} = 2.68 \cdot 10^3$$

Където

модул на еластичност на материала

$$E_1 = E_2 = 2.06 \cdot 10^{11} \quad Pa$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \right) \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_b}{\varepsilon_\alpha}} = \parallel$$

$$\varepsilon_\beta := \frac{b_w}{\pi \cdot m_n} \cdot \sin(\beta) \quad \varepsilon_\beta = 2.073 \quad \text{-коэффициент на осово препокриване}$$

$$Z_\varepsilon = 635.773 \cdot 10^{-3}$$

$$b_w = 0.08 \quad \text{-работна широчина на зъбното колело}$$

$$K_f = 1.05 \quad \text{-коэффициент отчитащ външното динамично натоварване}$$

$$K_\alpha = 1.3 \quad \text{-коэффициент отчитащ вътрешното динамично натоварване}$$

$$K_{H\beta} = 1.15 \quad \text{-коэффициент отчитащ неравномерното натоварване по дължината на зъбите}$$

$$K_{H\alpha} = 1.55 \quad \text{-коэффициент отчитащ неточността в изработването на зъбите}$$

$i_1 = 4.846$ -предавателна число на първа предавка

Проверка на контактна умора се смята с номиналния момент

$$M_n := 115 \quad Nm \quad \boxed{F_t} := \frac{2 \cdot M_n}{d_1} \quad F_t = 4.182 \cdot 10^3 \quad N$$

$$\sigma_{H1} := Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot K_J \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \frac{i_1 + 1}{i_1}}$$

$$\sigma_{H1} = 479.768 \cdot 10^6 \quad Pa \quad \sigma_{H1'} = 1.154 \cdot 10^9 \quad Pa$$

Примерът за якостното изчисление е даден за малкото колело на главното предаване. Подобни проверки трябва да се направят за всичките зъбни колела. Колооста трябва да се провери на огъване и осукване (Тонкова & Пулев, 2021).

Приложение 2.

Технически параметри на рудничните локомотиви

Показател	РКЛ-5-!	РКЛ -7	РАЛ-8А	РКЛ-10	РКЛ-14
Сцепна маса, кN	4	7	7	10	14
Ширина на колооста, мм	600,	600,	600, 750,	600, 7500	750,
Скорост					
Часов S1, км	5.7	10.5	10.2	10.2	12.8
Продължителен S2, км/ч	8.5	16.2	18	18	18.4
Брой и мощност на двигателите, кВт					
	2x10	2x33	2x14	2x33	2x45
	ДРТ-12	ДРТ-33	ДРТ - 14	ДТН -33	ДТН -45
Тяга кN					
Часов S1	12.7	16.5	16.7	18	24
Продължителен S2,	1.6	4.4	4.7	4.7	6.4

Технически параметри на масово използваните електродвигатели

Параметри	ДРТ-10А1		ДРТ-10А2		ДРТ-13		ДРТ-14*		ДРТ-23.5	
Режим работи по ГОСТ183	S2 60 мин	S1	S2 60 мин	S1	S2 60 мин	S1	S2 60 мин	S1	S2 60 мин	S1
Мощност, кВт	10,0	4,0	6,0	2,4	14,6/13,0/10,5	7,5/6,7/5,6	15,8/14/11,4	8,0/7,1/6,0	23,5/18,0/16,0	9,4/7,2/6,4
Напрежение якоря, В	105		80		145/130/110		145/130/110		185/145/130	
Ток якоря, А, не более	116	55	93	49	122	61	132	65	152	61
Частота вращения номинальная, мин ⁻¹	1575	2350	1500	2400	700/615/505	1000/850/700	700/615/505	1000/850/700	900/670/600	1410/1070/960
Частота вращения максимальная, мин ⁻¹	3150		3150		1845		1845		2500	
КПД, %	82	69,3	80	61,3	82,5/82/78	82,5/84,5/83,5	82,5/81,6/78,5	84,9/84/83,9	85/81,7/81	85/81,4/80,7
Масса, кг	210±30		210±30		380±30		380±30		500±30	

Параметри	ДТН-12/7		ДТН-33/20		ДТН-34/25М		ДТН-45/27		ДТН-46/33М	
Режим работи по ГОСТ 183	S2 60 мин	S1	S2 60 мин	S1	S2 60 мин	S1	S2 60 мин	S1*	S2 60 мин	S1
Мощност, кВт	12	7	33	20	34	25	45	27	46	33
Напрежение якоря, В	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Ток якоря, А, не более	58,5	33,0	152,0	90,0	153,0	113,0	204,0	122,0	208,0	150,0
Частота вращения номинальная, мин ⁻¹	500	670	1050	1310	1050	1200	1320	1640	1320	1450
Частота вращения максимальная, мин ⁻¹	1500	1500	3000	3000	3000	3000	4000	4000	4000	4000
Масса, кг	430±30		470±30		470±30		550±30		550±30	

Литература

1. 27674-88, Г. (1988). *Трение изнашение и смазка*.
2. Archard, J. (1953). *Contact and rubbing of flat surfaces*.
3. Archard, J. F. (1956). *The wear of metals under unlubricated conditions*.
4. Bowden, D. T. (1964). *The Friction and Lubrication of Solids Part II*. Oxford.
5. Bowden, F. (1968). *Friction and lubrication*.
6. Carter, F. (1926). *On the stability of Running Lovomotives*. London.
7. Dowson, D. (2001). *Histroy of tribology*. London.
8. Hardy, W. (1922). *Note on static friction and on lubricating properties of certain chemical substances*. London.
9. Jonson, K. (1958). *The effect of tangential force upon rolling motion of elasníc sphere upon plane*.
10. Lorenz, R. (1928). *Schien und Rad*.
11. Moore, D. (1978). *Principles and applications of Tribology*. Dublin.
12. Moore, P. (2012). *Mine Locomotion*.
13. Reynolds, O. (1876). *On Rolling Friction*. London.
14. Uetz. (1978). *Wear as an energy transformation process*.
15. Алексеев, Н. (1993). *Модели изнашивания*.
16. Андреев, А. И. (1997). *Износ рельцов и колес подвижного состава*. Москва.
17. Арнаутов, К. (1980). *Машинни елементи*. София.
18. Барски, М. Р. (н.д.). *Експирементальные исследования процессов боксования и юза електровозов*.
19. Беляев, Н. (1979). *Динамические свойства тяговьх приводов тепловозов*. Москва.
20. Биличенко. (2010). *Снижение энергопотребления на шахтном транспорте*. Днепропетровск: НГУ.
21. Буяновский, И. (1999). *Занимательная трибология*. Москва: Нефт и газ.
22. Вериго М.Ф, К. А. (1986). *Взаимодействие пути и подвижного состава*. Москва: Транспорт.

23. Вилиянин, А. (2013). *Исследование процесса буксования колесной пары рудночного электровоза.*
24. Горячева, И. (2001). *Механика трения и взаимодействия.* Москва: Наука.
25. Дерюгин, О. (2010). *К вопросу износа бандажей колесных пар шахтных локомотивов.*
26. Джустров, (2012). *Усъвършенстване на електрообзавеждането на рудничните локомотиви.*
27. Димитров, Ж., Ружеков, Т., Стоянов, Д., & Стайков, Г. (1987). *Конструкция, теория и проектиране на локомотиви.*
28. Димитров, Й. (1980). *Ръководство по проектиране и изчисляване на автомобил, трактор и кара .* София.
29. Зиборов, К. А. (2011). *Принципы построения системы согласования тягового усилия колесных пар шахтного локомотива.* Днепропетровск.
30. Исаев, И. (1973). *К проблеме сцепления колес локомотива с рельсами.*
31. Ишлинский, А. Ю. (1986). *Проблемы изнашивания твёрдых тел в аспекте механики.* Москва.
32. Kalker, J. (1967). *On the rolling Contact of two Plastic Bodies in the Presence of Dry friction.* Delft.
33. Карпов, Н. А. (1953). *Исследования природы физического коэффициента сцепления.* Москва.
34. Кислик, В. А. (1948). *износ деталей паровозов.* Москва.
35. Кисьов. (1980). *Наръчник на Инженера.* София: Техника.
36. Ковальский, Б. С. (1942). *Напряжения на площадке местного смятия при учете силы трения.* Москва.
37. Крагелски. (1978). *Основк разчет триен и износ.* Москва: МИР.
38. Крагелский. (1943). *Трение несмазанных поверхностей.*
39. Крагельский, И. (1968). *Трение и износ.* Москва: Машиностроение.
40. Курасов, Д. (1981). *Повишение догровечности колесных пар подвижного состава.* Москва: Транспорт.

41. Куценко, С. (1975). *Динамика Установившегося движения локомотивов в кривь.* Харьков.
42. Лужнов, Ю. М. (1981). *Физические основы и закономерности сцепления колес локомотива с рельсами.*
43. Марков. (2007). *Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте.* Москва: Интекс.
44. Матеев. (1971). *Руднична локомотивна тяга.* София: Техника.
45. Минов, А. (1965). *Повишение тяговых свойств електровозов.* Москва: Транспорт.
46. Минов, Д. К. (1963). *Теория процесса реализации сил сцепления при электрической тяге и способы повишения их испозования.* Москва.
47. Михин, Н. (1977). *Внешнее трение твердых тел.* Москва: Наука.
48. Мърхов, Н. (2007). *Ремонт, поддържане и експлоатация на минната механизация.*
49. Мышкин, Н. К. (2002). *Трибология. Принципы и приложения.*
50. Орлов. (1988). *Основ конструиования.* Москва: Машиностроение.
51. П/И., О. (1988). *Основ Конструиования.* Москва: Машиностроение.
52. Переновски, Н. (2016). *Ръководство за упражнения по проектиране на минна механизация.* МГУ Изд. Къща.
53. Процев, В. В. (2012). *Алоритм работы системы регулирования тякого усилия шахтного локомотива.* Днепропетровск.
54. Ратнер, С. (1949). *Прочность и пластичность металлов.* Москва: Оборонгиз.
55. Ренгевич, А. (1961). *Коеффициента сцепления шахтных електровозов.*
56. Ригни, Д. А. (1993). *Физический аспект трения и изнашивания.*
57. Северин, М. М. (1946). *Контактная прочность материала.*
58. Сердюк, А., & Моня, А. (2004). *Торможение шахтного Локомотива дисковым тормозом с многосектнн дискове., (стр. 242-246).* Харьков.

59. Сердюк, А. А. (2000). *Влияние упруго-диссипативных связей на долговечность, ходовой части шахтного электровоза*. Днепропетровск.
60. Середа, А. И. (1943). *Поеречное воздействие подвижного состава на рельсы в кривых*. Москва.
61. Степаненко, В. П. (2015). *Исследование зависимости коэффициента сцепления рудничных электровозов от абразивности горных пород*. Москва.
62. Тасев, Л. (2015). Изследване на износването на ребора на бандажните гривни при рудничните локомотиви за подземен извоз. *Годишник МГУ Том 58*, (стр. 43-46). София.
63. Тасев, Л. (2017). Wear and Malfunctions of gearboxes in the mine locomotives for underground transportation. *Journal of mining and geological sciences Vol 60*, (стр. 30-33). Sofia.
64. Тасев, Л. (2018). *Изследване на износванията и повредите в рудничните локомотиви - Дисертация*. София.
65. Тасев, Л. (2018). *Изследване на износването и повредите на рудничните локомотиви Автореферат*. София.
66. Тасев, Л., Цветков, К., & Тасев, В. (2014). Изследване на износването на бандажните гривни при рудничните локомотиви за подземен извоз. *Годишник на Минно-Геоложки Университет "Св. Иван Рилски" Том 57*, (стр. 24-26).
67. Тонкова, Г. (2018). Изследване на якостно деформационното състояние на динамично натоварен вал. Бургас: Академично списание „Индустриални технологии“ Университет „Проф. д-р Асен Златаров“.
68. Тонкова, Г., & Пулев, С. (2021). Намаляване на натоварването при усукващи трептения на вал. *Годишник на Минно-геоложкия университет „Св. Иван Рилски“, ISSN: 2738-8808(печатно), ISSN: 2738-8816 (онлайн), том 64, секция „Механизация, електрификация и автоматизация на мините“*, (стр. 165-167). София.
69. Тонкова, Г., & Пулев, С. (2021). Намаляване на натоварването при усукващи трептения на вал. *Годишник на Минно-геоложкия*

университет „Св. Иван Рилски“, ISSN: 2738-8808(печатно), ISSN: 2738-8816 (онлайн), том 64, секция „Механизация, електрификация и автоматизация на мините“, (стр. 165-167). София.

70. Фепел, А. (1936). *Сола и деформация*.
71. Хебд, М. (1989). *Справочник по триботехника*.
72. Чичинадзе. (2001). *Основы трибологии*. Москва: Машиностроение.
73. Шапшал, А., & Илларионов, А. (2007). *Теория Локомотивной тяги*. Ростов на Дону.

Съдържание

1. ВЪВЕДЕНИЕ	3
2. Конструкция на рудничните локомотиви	4
2.1. Класификация	4
2.2. Компановка на локомотивите	9
2.2.1. Компановка на контактните локомотиви	9
2.2.2. Компановка на акумулаторни локомотиви	17
2.3. Изводи	19
3. Износвания и повреди при експлоатация на рудничните локомотиви	19
3.1. Изследване на износването и повредите на рудничните локомотиви	19
3.2. Видове износвания на бандажната гривна	20
Износване по диаметъра на търкаляне	23
Износване на реборда	34
Влияние на условията на сцепление на износването	40
3.3. Технически средства за измерване на износването	44
3.4. Изводи	50
4. Усъвършенстване на възли и детайли от локомотивите	51
4.1. Увеличаване дълготрайността на бандажните гривни.	51
Технологии на изработка	53
4.2. Буксов възел	56
4.3. Буфер	64
4.4. Пясъкопосипваща система	67
4.5. Изводи	69
5. Усъвършенстване на конструкцията на локомотивите	69
5.1. Рудничен 7-тонен контактен локомотив	69

5.2. Рудничен 10-тонен акумулаторен локомотив	78
5.3. Рудничен 8-тонен акумулаторен локомотив	86
Единично задвижване	86
Лагери и уплътняване на колооста	89
5.4. Рудничен 5-тонен акумулаторен локомотив	94
5.5. Изводи	102
6. Перспективи пред развитието на рудничните локомотиви.	103
6.1. Въвеждане на допълнително спирачно усилие	104
6.2. Групово задвижване	107
6.3. Автоматизиране на пясъкопосипващата система.	110
6.4. Изводи	111
Заклучение	112
Приноси	113
Приложение 1. Насоки при оразмеряване на задвижването на рудничните локомотиви	114
Приложение 2.	133
Технически параметри на рудничните локомотиви	133
Технически параметри на масово използваните електродвигатели	134
Литература	135

Любен Тасев

**Усъвършенстване конструкцията
на рудничните локомотиви за подземен извоз в България**

Българска
Първо издание

Рецензенти:
проф д-р Кирил Джустров
проф д-р Иван Минин

Научен редактор:
доц. д-р Антоанета Янева

Формат 60/90/16
Печатни коли 9

Издателска къща „Св. Иван Рилски“
на МГУ „Св. Иван Рилски“
София, 2026

ISBN 978-954-353-512-5 (мека подвързия)
ISBN ISBN 978-954-353-513-2 (pdf)



**МИННО-ГЕОЛОЖКИ
УНИВЕРСИТЕТ
„СВ. ИВАН РИЛСКИ“**

**Отпечатано в Издателска къща „Св. Иван Рилски“
на МГУ „Св. Иван Рилски“, София**

mgu.bg