



TALLINNA TEHNICAÜLIKOO  
INSENERITEADUSKOND  
Mehaanika ja tööstustehnika instituut

# **MANÖÖVERVEDURI KONTSEPTSIOON CHME3 BAASIL**

## **SHUNTING LOCOMOTIVE CONCEPT BASED ON A CHME3 LOCOMOTIVE**

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Eerik-Hannes Matsina  
/nimi/

Üliõpilaskood 183758MATM

Juhendaja: Toivo Tähemaa, teadur  
/nimi, amet/

Tallinn 2020

# AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud.

Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

"....." ..... 201.....

Autor: Eerik-Hannes Matsina

/ allkiri /

Töö vastab magistritööle esitatud nõuetele

"....." ..... 201.....

Juhendaja: Toivo Tähemaa

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

"....." .....201... .

Kaitsmiskomisjoni esimees .....

/ nimi ja allkiri /

# **Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks<sup>1</sup>**

Mina, Eerik-Hannes Matsina (sünnikuupäev: 03.05.1995)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose

Manööverveduri kontseptsioon ChME3 baasil

---

---

(lõputöö pealkiri)

mille juhendaja on

Toivo Tähemaa

(juhendaja nimi)

1.1 reprodutseerimiseks lõputöö säilitamise ja elektroonse avaldamise eesmärgil, sh Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogusse lisamise eesmärgil kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

1.2 üldsusele kättesaadavaks tegemiseks Tallinna Tehnikaülikooli veebikeskkonna kaudu, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogu kaudu kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni.

2. Olen teadlik, et käesoleva lihtlitsentsi punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.

3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ning muudest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

---

<sup>1</sup>Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil.

\_\_\_\_\_ (allkiri)

\_\_\_\_\_ (kuupäev)

Mehaanika ja tööstustehnika instituut

## LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

**Üliõpilane:** Eerik-Hannes Matsina, 183758MATM (nimi, üliõpilaskood)

Õppekava, peeriala: MATM02/18 - Tootearendus ja tootmistehnika, Tootmistehnika ja robotika (kood ja nimetus)

**Juhendaja(d):** teadur Toivo Tähemaa, 620 3252 (amet, nimi, telefon)

**Konsultant:** Jaanus Kaasik, peaspetsialist (nimi, amet)

AS Operail, 5302 3067, jaanus.kaasik@operail.com (ettevõtte, telefon, e-post)

Lõputöö teema:

(eesti keeles) Manööverveduri kontseptsioon ChME3 baasil

(inglise keeles) Shunting locomotive concept based on a ChME3 locomotive

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Veduri ülesehituse ja tööpõhimõtete kirjeldamine ja tutvustamine
2. Võimalused ja piirangud veduri moderniseerimiseks
3. Võimaliku optimaalse kontseptsiooni väljatöötamine

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Lõputöö teema arutelu ning informatsiooni kogumine	13.03.20
2.	Kogutud informatsiooni läbitöötamine ning analüüs	20.04.20
3.	Kontseptsiooni loomine ja lõputöö vormistamine	11.05.20

**Töö keel:** eesti keel

**Lõputöö esitamise tähtaeg:** "25" mai 2020a

**Üliõpilane:** ..... ".....".....201....a

/allkiri/

**Juhendaja:** ..... ".....".....201....a

/allkiri/

**Konsultant:** ..... ".....".....201....a

/allkiri/

**Programmijuht:** ..... ".....".....201....a

/allkiri/

*Kinnise kaitsmise ja/või lõputöö avalikustamise piirangu tingimused formuleeritakse pöördel*

# SISUKORD

EESSÕNA .....	7
SISSEJUHATUS .....	8
3. VEDURITE ÜLEVAADE JA JAOTUS .....	9
4. VEDURI ÜLESEHITUS .....	11
3.1 Mehaaniline osa .....	11
3.1.1 Raam ja kere .....	11
3.1.2 Siduriseade .....	12
3.1.3 Veermik .....	13
3.1.4 Rattapaarid ja puksid .....	15
3.2 Diiseldiiselmootor .....	16
3.2.1 Peadiiselmootor .....	18
3.3 Vooluülekanne .....	18
3.4 Elektrimasinad ja abiseadmed .....	19
3.4.1 Abidiiselmootor .....	19
3.4.2 Veomootorid .....	19
3.4.3 Ventilaatorid .....	22
3.4.4 Kompessor .....	22
3.5 Piduriseadmed .....	22
3.5.1 Hõõrdpidur .....	22
3.5.2 Elektripidur .....	24
3.6 Juhtimisüsteem .....	25
5. VEDURI ChME3 ISELOOMUSTUS .....	27
6. VEDURI KONTSEPTSIOONI EESMÄRK JA PIIRANGUD .....	31
5.1 Eesmärk .....	31
5.2 Taristupoolsed piirangud .....	31
5.3 Füüsilised piirangud .....	33
5.3.1 Haardejõud .....	33
5.3.2 Veojõud .....	33
5.3.3 Veduri takistusjõud .....	34
5.3.4 Vagunite takistusjõud .....	35
7. VEDURI DÜNAAMIKA .....	37
6.1 Veojõud veerepinnal .....	37
6.2 Diiselmootori võimsuse arvutus .....	38
6.3 Veojõu tunnusjooned .....	39



## **EESSÕNA**

Lõputöö on koostatud AS Operail remonditööde äriüksuse algatusel, laiendamaks moderniseeritavate vedurite mudelirivi. Põhiosa tööst on koostatud AS Operail Tapa depoo ning andmeid on kogutud ettevõtte oma arhiivist ning partnerettevõtete kaudu. Andmetöötlusega, spetsifikatsioonide määramisega ning üldise konsultatsiooniga abistas AS Operail vedurite peaspetsialist Jaanus Kaasik.

raudtee, veerem, vedur, ChME3, magistritöö

## SISSEJUHATUS

Lõputöö eesmärgiks on välja töötada üks võimalikest ChME3 veduri moderniseerimise variantidest, arvestades tänaseid nõudmisi 1520 mm raudteevõrgustiku vedurite renditurul. See eeldab, et kõik võimalikud lahendused peavad olema võimalikult suure kasuteguriga aga seejuures tuleb ka arvestada võimalikku hinnatundlikkust. Samuti arvestatakse AS Operail-i võimekust ning varasemaid kogemusi moderniseerimise valdkonnas

AS Operail on Eesti riigiettevõtte, mis eraldus AS Eesti Raudteest ning kandis mõnda aega nime AS EVR Cargo. Ettevõtte on Eesti suurim raudtee veoste teostaja ning selle tõttu omab ka veeremi hooldus- ja remondivõimekust. Alustatud on ka veeremi moderniseerimise ning ümberehituste suunaga. Kaubaveoks kasutatakse põhiliselt USA päritolu C36-7 vedureid, kuid kuna nende kasulik eluiga on möödunud, siis teostatakse jooksvalt suuremahulist moderniseerimist esialgu veduritele C30-7, mis on juba kasutusest välja arvatud ning millest saab peale moderniseerimist vedur C30-M. Üks võimalikest suundadest on ka C36-7 vedurite moderniseerimine C30-M tüübiks.

Kuna üheks uueks suunaks on veeremi moderniseerimine, on tekkinud ka soov laiendada tootenimistut ühe kergemaks manöövritöökaks mõeldud veduriga, milleks võiks olla ChME3 põhine moderniseeritud vedur. ChME3 vedureid on küll Eestisse vähe jäänud, kuid on väga levinud üle terve 1520 mm ning mõnel pool ka 1435 mm raudteevõrgustikul. Selle tõttu on mõeldav ka nende eksport ning võimalik renditeenus.

Antud lõputöö on jaotatud kolmeks osaks: ülevaade veduritest ja nende erinevatest tüüpidest 1520 mm raudteevõrgustikul, moderniseerimise kontseptsioon ning uue kontseptsiooni analüüs.

Kontseptsiooni väljatöötamise juures tuuakse välja mitmeid erinevaid variante ning hinnatakse nende positiivseid ja negatiivseid külgi. Lisaks tuuakse välja mõned olulised konstruktsioonierinevused, mis parandavad veduri käitumist raudteel. Välja valitud kontseptsiooni analüüsitakse võimalike kasutuskohtadega Eestis ja välismaal. Siiski on põhirõhk suunatud ekspordiks, kuna AS Operail poolne manöövrivedurite vajadus on kaetud C30-M veduritega. Kuna põhirõhk on ekspordil, kus turg on hinnatundlik, kaalutakse ka iga modifikatsiooni mõju võimalikule omahinnale.



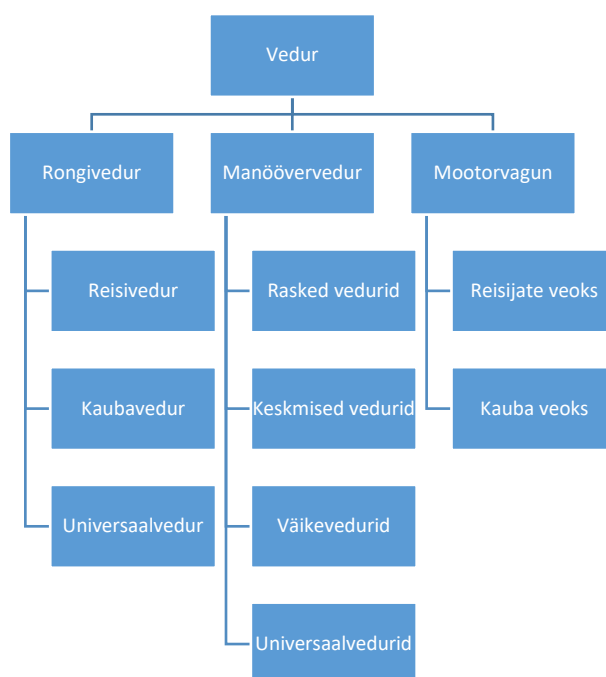
# 1. VEDURITE ÜLEVAADE JA JAOTUS

Vedur on rööbasteel liikuv jõumasin muu raudteeveeremi veoks. [1]

Vedureid jaotatakse nii tööliigi (otstarbe) kui ka kasutatava energiaallika järgi. Tööliigist tulenevad nii veduri konstruktsioon ja tööparameetrid: võimsus, piirkiirus, kaal, veojõu tunnusjooned (veojõu ja sõidukiiruse suhe) jm. [1]

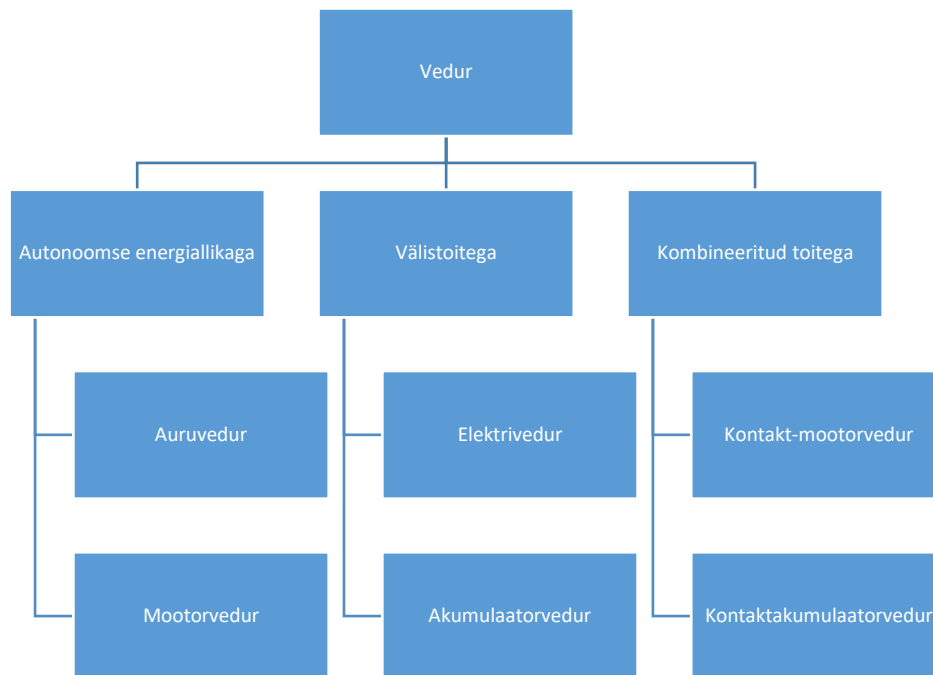
Antud lõputöös käsitletakse ainult hetkel 1520 mm raudteevõrgustikul liikuvaid vedureid ehk välja jäetakse kõik teised iseliikuvad mehhanismid.

Tööliigi järgi jaotatakse vedurid kauba-, reisi- ja manöövriveduriteks. Nende peamiseks erinevusteks on tehnilised näitajad, ülekannete konstruktsioon ning alusvankrite konstruktsioon. [2]



Joonis 1.1 Vedurite jaotus tööliikide järgi [1]

Kasutatava energiaallika järgi jaotatakse vedurid autonoomseteks, välistoitega ja kombineeritud toitega veduriteks. Autonoomsel veduril on oma energiaallikas, aururveduril aurukatel, mootorveduril sisepõlemismootor. Kombineeritud toitega vedur ( hübriidvedur) võib töötada erinevatest allikatest saadava energiaga. [1]



Joonis 1.2 Vedurite jaotus energiaallikate järgi [1]

Ülekannete konstruktsiooni järgi jaotatakse vedurid elektriliste ülekannetega ja hüdrauliliste ülekannetega veduriteks. Väikese võimsusega vedurid võivad olla ka mehhaanilise ülekandega. Vedur ChME3 on alalisvoolu elektriülekandega. [2]

Manöövervedurid on ette nähtud eelkõige manöövritöödeks kauba- ja sorteerimisjaamades, kuid neid võib kohata tihti ka raudtee abitöödel ning harvem ka lühemate/kergemate rongide veol. Manöövervedurite peamine ülesanne on rongide formeerimine vagunite kokku ja lahti haakimise teel. Vastavalt töötingimustele on manöövervedurid jaotatud rasketeks, keskmisteks ning väikeveduriteks. Tihti on uuemad rasked manöövrivedurid kasutatavad ka universaalveduritena nii liinitööl kui ka manöövritööl. Vedurit ChME3 klassifitseeritakse kui rasket manöövrivedurit.

## 2. VEDURI ÜLESEHITUS

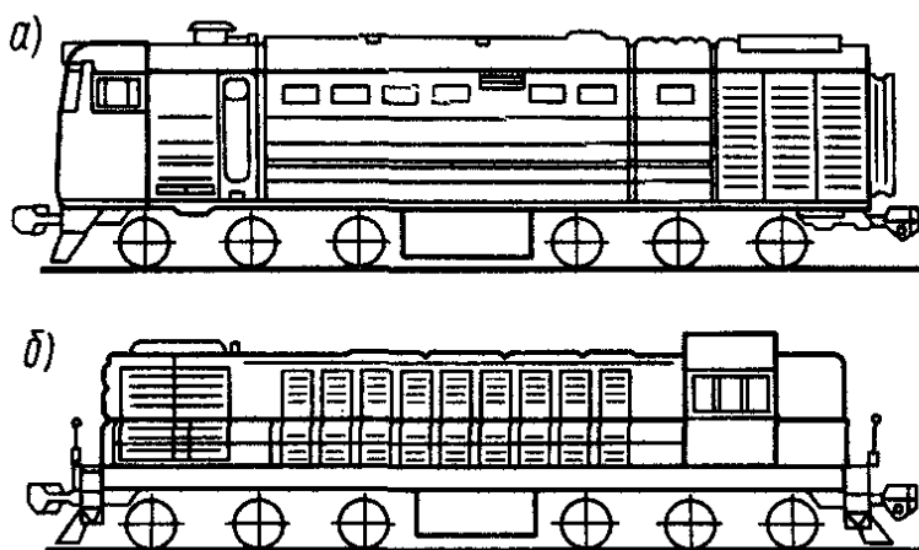
### 2.1 Mehaaniline osa

#### 2.1.1 Raam ja kere

Veduri konstruktsiooni olulisimaks osaks on tema pearaam, millele kinnituvad kõik teised osad. Veduri põhikonstruktsiooni moodustavad: kere, pearaam koos siduritega, vankrid koos rattapaaride, pukside ja vedrustusega. [2]

Veduri pearaam on baasiks, millele kinnitatakse veduri jõuallikas ja vajalikud abiseadmed. Lisaks kannab pearaam edasi pikisuunalise veojõu veotelgedelt veetavale rongile läbi raamile kinnitatud haakeseadme. Veduri kere kinnitatakse veduri raamile ning selle peamine eesmärk on kaitsta veduri seadmeid väliste mõjude eest. [2]

Eristatakse kahte tüüpi vedurikeresid: vaguntüüpi ehk suletud kere (rongiveduritel) ning kapott-tüüpi keret (manööverveduritel). Esimesel juhul kere moodustab masinaruumi koos käikudega, mille kaudu on võimalik hooldada jõuallikat. Teisel juhul katab kere kogu veduri seadmestiku ning ligipääs on tagatud külgmiste uste kaudu. Ligipääsu tagamiseks on veduril piki- ja ristiplatvormid. Tavaliselt veduri kere, eriti kapott-tüüpi kere, ei kanna vertikaalkoormuseid ning ei võta vastu pikikoormuseid. Mõningad tänapäevased vedurid kasutavad ka nn. toestavaid keresid, millele koos pearaamiga mõjuvad piki- ja vertikaalkoormused. Toestavad kered võimaldavad oluliselt kergendada veduri raami konstruktsiooni [2]



Joonis 2.1 a – suletud kerega vedur, b – kapott-tüüpi vedur. [2]

Veduri projektikohaseks tasakaalustamiseks ja vajadusel tema massi suurendamiseks paigaldatakse raami õõnsustesse malmplaatidest ballast. [1]

### **2.1.2 Siduriseade**

Siduriseade ühendab veeremiüksused rongiks ja leevendab rongi liikumisel tekkivaid pikijõude. [1]

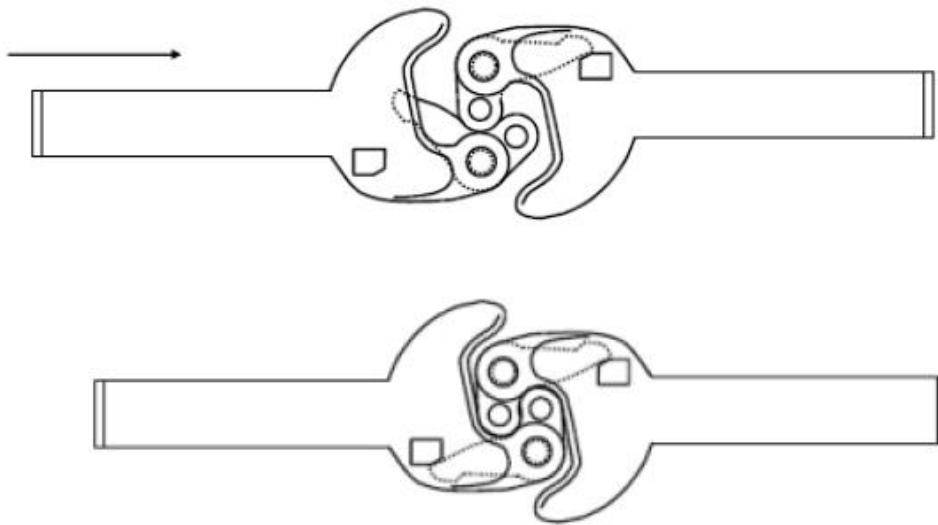
Raudteel kasutatakse kas keskpuhvriga kettsidurit, kahe puhvriga kruvisidurit või automaatsidurit. Esimest kasutatakse piiratud ulatuses kitsarööpmelisel veeremil, puhvritega kruvisidurit peaaegu kogu Euroopa raudteeveeremil. Ameerika, Aasia ja Aafrika raudteedel ja ka mõnel Euroopa raudteel on kasutusel mitmesugust tüüpi automaatsidurid. SRÜ ja Balti riikide raudteeveeremil kasutatakse eranditult automaatsidurit. [1]

Automaatsiduri kasutamine on tunduvalt lihtsam kui kruvisiduri kasutamine, kuna seda on võimalik automatiseerida. Pea kõik SA-3 siduriga varustatud manöövervedurid on varustatud süsteemiga, mis võimaldab vedurijuhil siduri lukustuse vabastada ilma kabiinist lahkumata. Küll aga on vajalik veeremi pidurimagistraali lahti ühendamise. On loodud SA-3 põhjal automaatsidur, kuhu on suruõhuühendused integreeritud, kuid see pole eriti populaarseks saanud.

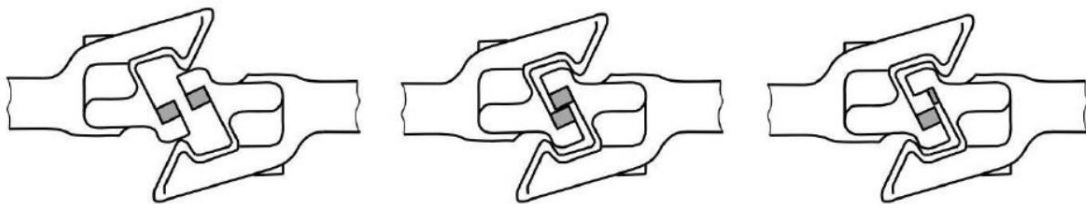
Kuna vedur ChME3 on levinud nii Euroopas kui ka SRÜ ja Balti riikide raudteedel siis on veduri raam kohandatud kasutamiseks nii kahe puhvriga kruvisiduri kui ka automaatsiduri kasutamiseks.

Automaatsidur ühendab veeremiüksused omavahel automaatselt ja edastab ning leevendab nii tõmbe- kui ka tõukejõude. Automaatsiduriseade koosneb haakemehhanismi sisaldavast ja vastava haakekontuuriga siduripeast, leevendusseadmest ning reast abiseadmetest. [1]

Maailmas on enam levinud USA-s patenteeritud AAR (Ameerika Raudteede Liit) automaatsidur ning Willisoni sidur mida täna tuntakse peamiselt tähistusega SA-3. [1]



Joonis 2.2 AAR siduri ühendamine [3]



Joonis 2.3 SA-3 sidur (vasakul – enne haakimist, keskel – haagitud, tõmbejõu all, paremal – lahtihaakimine alustatud) [3]

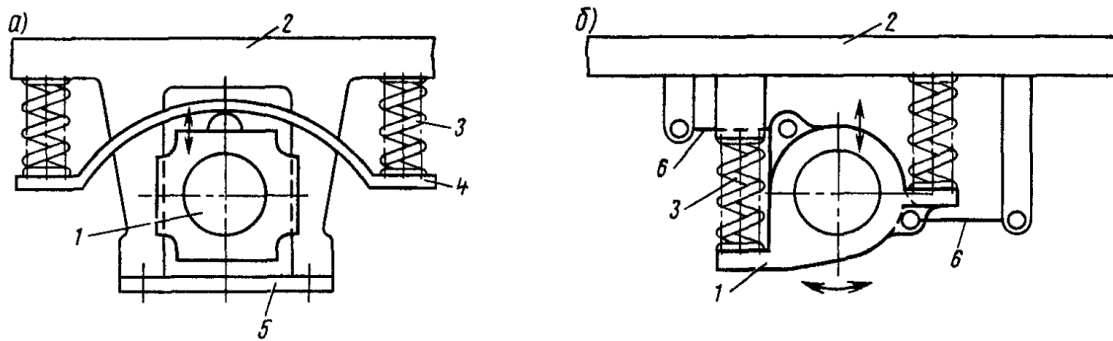
### 2.1.3 Veermik

Suurel osal tänapäevastest veduritest on rattapaarid jaotatud vankritesse (kahe- ja kolmeteljelised), mis võivad ennast pöörata veduri raamist sõltumata. Selline võimalus võimaldab veduritel läbida teekõverusi kergemini. Mitmetel väikese võimsusega manööverveduritel on vanker jäigalt seotud raamiga. [2]

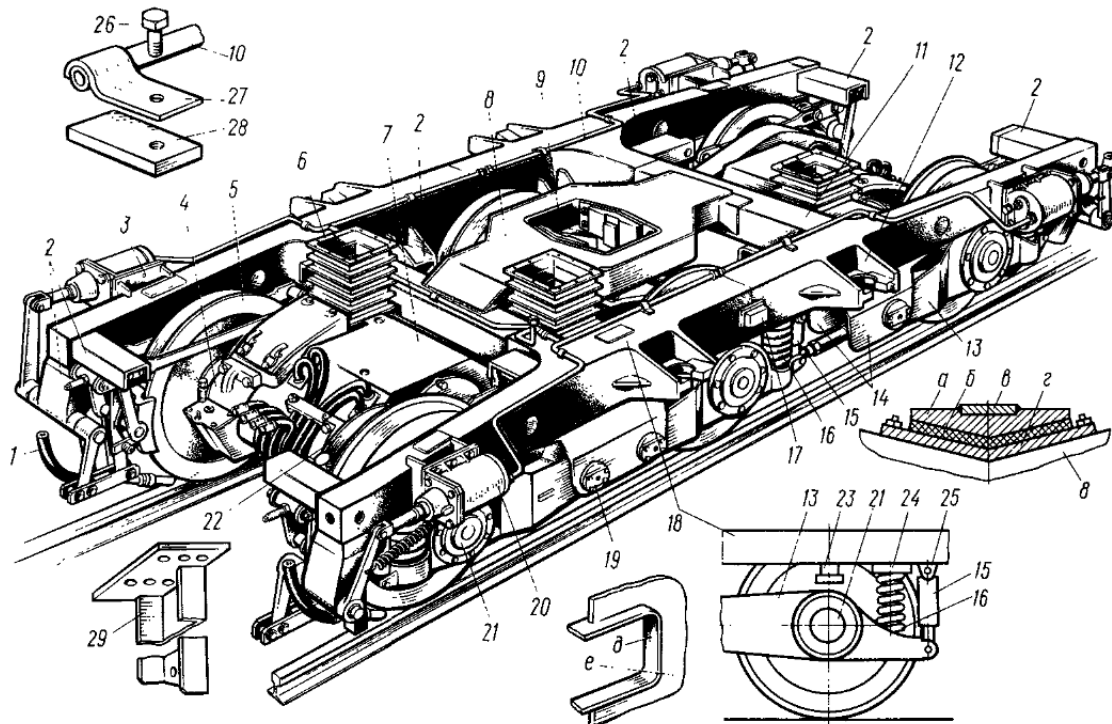
Vanker annab rattapaaride kaudu rööbastele edasi veduri enda koormuse ning liikumisel tekkivad dünaamilised koormused (veojõud, pidurdusjõud ja rööbaste ning veduri tekitatud kül- ja vertikaaljõud). [1]

Vankri raam võib olla koostatud keeviskonstruktsioon kui tervikvaluraam. Enamikel veduritel on keeviskonstruktsioonraam kuid Ameerika päritolu veduritel kasutatakse põhiliselt tervikvaluraame. [1]

Pukside kinnitusviiside järgi jagunevad vankrid puksipõskedega ja -põskedeta vankriteks. Puksipõskedega vankrid on näiteks veduritel TEM2 ja M62, puksipõskedeta vankrid on näiteks veduritel 2TE116, TEP70 ja ChME3.



Joonis 2.4 a – puksipõskedega vanker, b – puksipõskedeta vanker (1 – puks, 2 – vankri raam, 3 – vedru, 4 – balanssiir, 5 – puksi piiraja, 6 – juhtvarras) [2]



Joonis 2.5 Veduri ChME3 vankri koost [4]

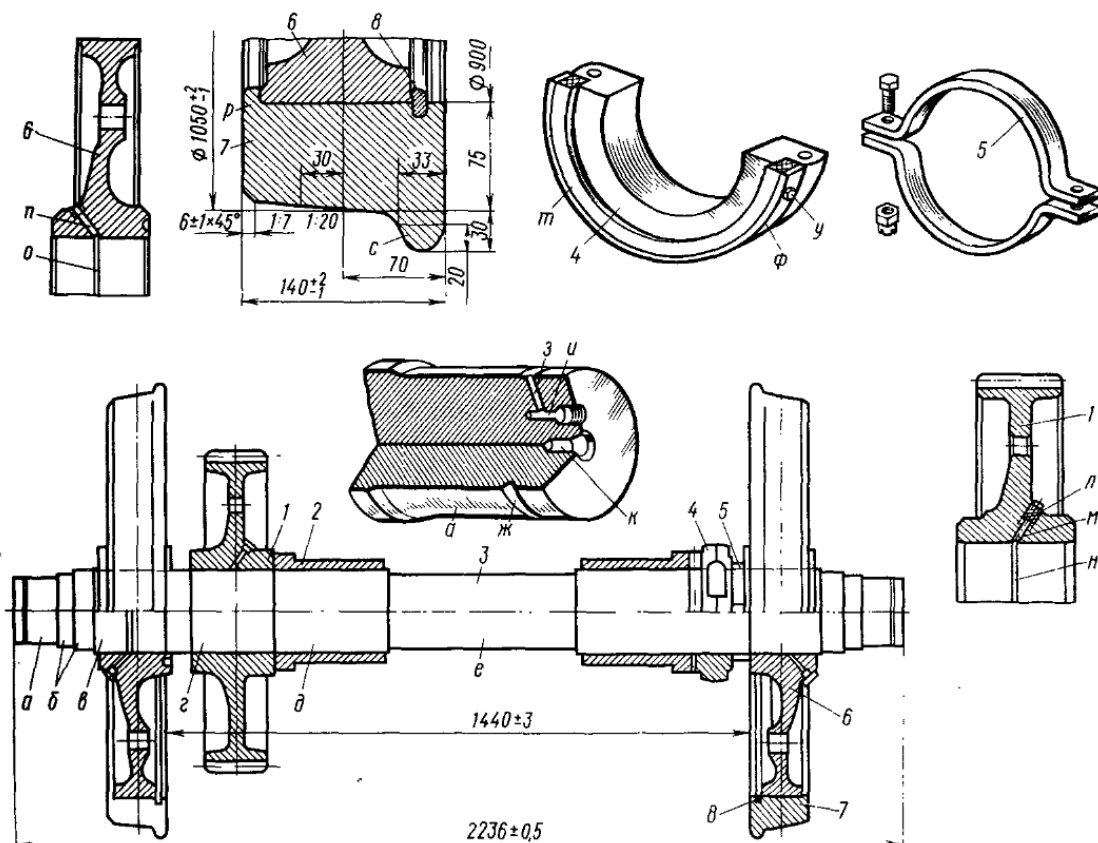
Veduri ChME3 vankril ühendatakse puks raamiga puksihoova abil, teistel veduritel veduki abil. [1]

Vankri raamile kinnitatakse läbi erinevate riputustüüpide veomootorid, rattapaarid, pidurdusseadmed koos oma hoovastikuga, liivatusseadmete osad ja teised vajalikud osad.

## 2.1.4 Rattapaarid ja puksid

Rattapaar on kaks rattateljele üksteisest kindlale vahekaugusele suure survega (kuni 100 tf) pressitud ratast. [1]

Ratas koosneb kettast ja rehvist. Rattaketas on valtsitud terasest ja tema pöiale pannakse eelkuumutatud ja jahtumisel tekkinud pingistuga rattarehv, mis kinnitatakse veel tugivõruga. Kodarrattaid ja malmvalurattaid veduritel enam ei kasutata. [1]



Joonis 2.6 Veduri ChME3 rattapaar [4]

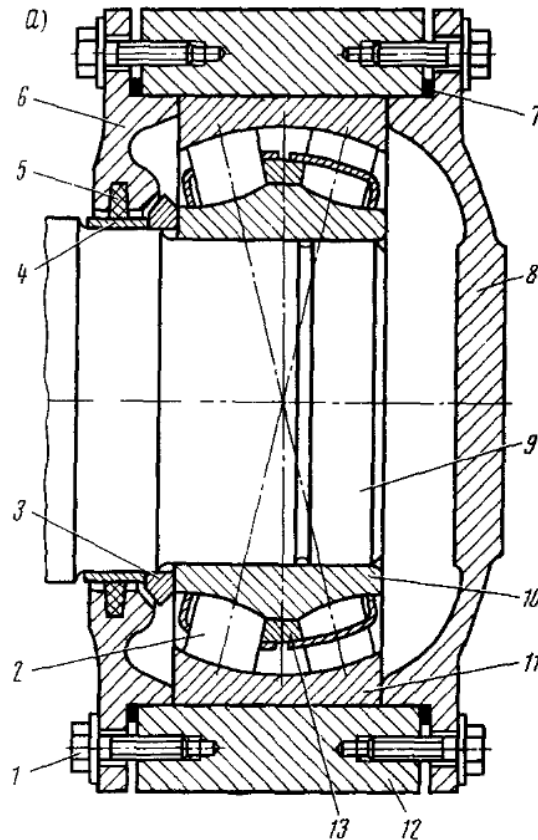
Veduri ChME3 rattapaari põhilised osad: 1 – suur hammasratas, 2 – kápplaagri hülss, 3 – telg, 4 – tolmuiseib, 5 – klamber, 6 – rattaketas, 7 – rattarehv, 8 – tugivõru. [4]

Ratta massi vähendamiseks on hakatud tootma rehvita rattaid (täisrattaid), kus rattapöia välispind on ühtlasi ka veeringiks. Selliselt vähendatakse rattapaari massi umbes poole tonni võrra. Rattapaari mõõdud, mass ja elemendid sõltuvad paljuski veduritüübist. [1]

Puksikere on valatud terasest. Sellel sees on veerelaager, millega puks toetub teljekaelale. Tavaliselt toetub ühele puksile ka üks veduri vedrustuspunkt. Puks annab

rattateljele edasi veduri massi, veo- ja pidurdusjõu, rööbastee konarustest tingitud tõuked, rattapaari külgnihete jõud jne. [1]

Veduriseeriatel võib olla erinev puksi ehitus, kuid puksi töötingimused on samased. [1]



Joonis 2.7 Veduri ChME3 puksisõlme ehitus [4]

Rull-laager koosneb sisemisest (10) ja välisest (11) rõngast ja kahest reast sfäärilistest rullidest (2) separaatorites (13). Koostatud laager pressitakse rattapaari teljekaelale (9) kuumas olekus, mis tagab pinguga istu teljekaela ja laagri sisemise rõnga (10) vahel. Puksi korpus (12) istub tihedalt laagri välisise rõnga (11) välispinnale ja suletakse mõlemalt poolt kahe kaanega (6 ja 8). Kaante ja korpuse vaheline tihendamine toimub kummirõngastega (7). [4]

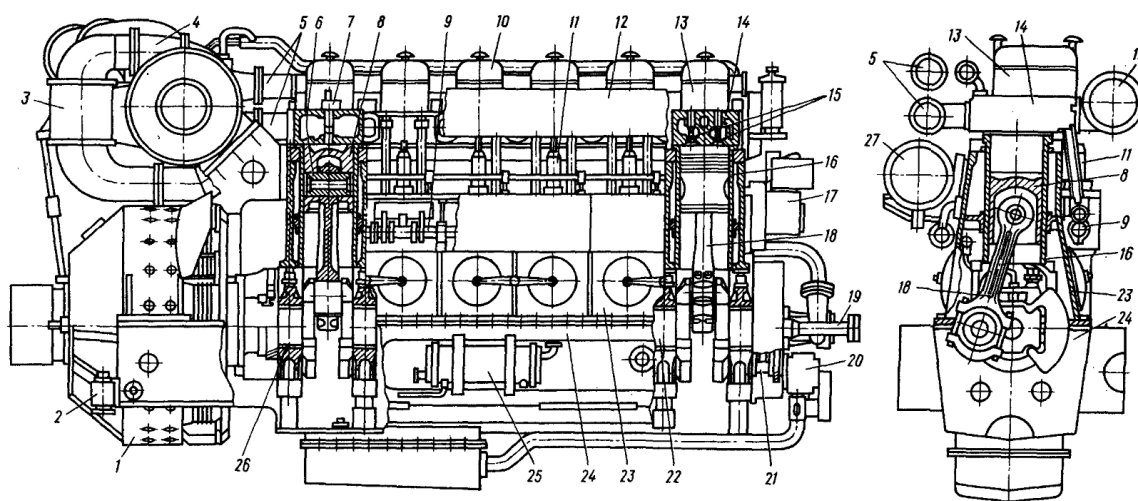
## 2.2 Diiseldiiselmootor

Mootorveduri jõuallikaks on soojust mehaaniliseks energiaks muundava soojusmootori alaliik – kas sissepõlemiskolbmootor või gaasiturbiin. Nüüdisajal kasutatakse mootorveduri jõuallikana peaaegu eranditult vedelikütusel töötavat ülelaadimisega, silindrite reas- või V-asetusega ja vedelikjahutusega diiselmootorit. [1]



Diiselmootor on enamlevinud oma suure töökindluse ja hea efektiivsuse tõttu. Manööverveduritel kasutatakse diiselmootoreid enamasti selle tõttu, et paljudes jaamades ei ole mõistlik kõikide teede elektrifitseerimine nende väheses kasutuses tõttu.

Veduril ChME3 kasutatakse Tšehhoslovakkias (tänapäeva Tšehhi Vabariigis) toodetud diiselmootorit K6S310DR, mille külge on ühendatud alalisvoolugeneraator TD-802.



Joonis 2.8 Veduri ChME3 diisलगeneraator (K6S310DR+TD-802) [4]

Veduri ChME3 diisलगeneraator koosneb järgmistest osadest: 1 – peageneraator, 2 – kinnituspuks, 3 – vahejahuti, 4 – turbo, 5 – väljalaskekollektor, 6 – kolvisõrm, 7 – pihusti, 8 – kolb, 9 – nukkvõll, 10 – klapikambri kaas, 11 – kütusepump, 12 – sisselaskekollektor, 13 – klapikamber, 14 – silindrikaas, 15 – klapid, 16 – silindri hülss, 17 – pöörete regulaator, 18 – keps, 19 – veovõll, 20 – õlipump, 21 – vibratsiooni summuti, 22 – väntvõll, 23 – silindriplokk, 24 – diisli raam, 25 – kütuse eelsoojendi, 26 – liuglaagrid, 27 – õlijahuti. [4]

Olenevalt mootori väntvõlli pöörlemiskiirusest eristatakse: aeglasekäigulised diislid, keskkäigulised diislid ning kiirekäigulised diislid. Aeglasekäigulised diislid on peamiselt levinud laevanduses ja statsionaarsetes rakendustes. Keskkäigulised diislid on laiemas kasutusala ja selle tõttu võib neid kohata laevanduses, raudteel ja statsionaarsetes rakendustes. Kiirekäigulised diislid on kasutusel erinevatel liikurmasinatel, veoautodel, sõiduautodel ja teistes mobiilsetes rakendustes.

Raudteel olid varasemalt laialt levinud keskkäigulised diislid, kuid heitgaasinormide karmistumise tõttu on neid asendama hakanud kiirekäigulised diislid. ChME3 mootor K6S310DR on keskkäiguline diisell, mille väntvõlli tühikäigupöörded on 350 p/min ning

maksimaalsed pöörded 750 p/min, maksimaalne võimsus on 993 kW 750 p/min juures.

### **2.2.1 Peageneraator**

Peageneraatori ülesanne on muuta diisli mehaaniline energia elektrienergiaks. Veduri alalisvoolugeneraatori nimivõimsus võib olla kuni 2200 kW, tööpinge võib olla olenevalt generaatoritüübist 350...1000 V ja voolutugevus kuni 6600 A. Uuematele ja võimsamatele veduriseeriatele paigaldatakse vahelduvvoolu sünkroongeneraatorid. Vahelduvvoolugeneraatori nimivõimsus ulatub kuni 4500 kW-ni, liinipinge pärast alaldit on kuni 800V ja voolutugevus võib ületada 5500 A. [1]

Alalisvoolu-veogeneraatorit kasutatakse veomootorite toitmiseks alalisvooluga elektrimootorina diisli käivitamisel. Vahelduvvoolu-veogeneraatorit kasutatakse vahelduv-alalisvoolu- ja vahelduvvooluülekanedega veduritel. [1]

Olenevalt veduri jõuülekande tüübist võib veogeneraator olla nii alalisvoolugeneraator kui ka vahelduvvoolugeneraator. Tänapäeval on pigem levinud vahelduvvoolugeneraatorid kuna suurem osa veduri abiseadmetest on üle viidud elekterülekanedele ning juhtimise lihtsustamiseks on kasutusel vahelduvvoolumootorid. Kasutades vahelduvvoolugeneraatorit veduril, mille veomootorid töötavad vahelduvvoolul, on vajalik eraldiseisva alaldi kasutamine. Eraldiseisva alaldi kasutamine võimaldab lihtsustada generaatori konstruktsiooni.

## **2.3 Vooluülekanne**

Diiselleduritel kohtab põhiliselt kolme tüüpi ülekanedid: mehaanilised, hüdraulilised ja elektrilised ülekaned. Mehaanilised ja hüdraulilised ülekaned on enamast kasutusel väikese võimsusega veduritel.

Elekterülekande puhul toodab veduri sisepõlemismootoriga ühendatud veogeneraator elektrienergiat, mis paneb tööle ratastega ühendatud veomootorid. Ülekanne on automaatreguleerimisega. Tema eelised on kohanemine veduri töötingimustega, jõuseadme täisvõimsuse ärakasutamine peaaegu kogu kiirusalal ja suur töökindlus. Teiste ülekaneseadmetega võrreldes on elekterülekanDEL suurem mass, kuid vaatamata sellele on ta levinuim ülekandeliik üle maailma. [1]

Elektriülekanedid saab jaotada kolmeks tüübiks: alalisvooluülekanne, vahelduv-alalisvooluülekanne ning vahelduvvooluülekanne. AlalisvooluülekanDES on nii generaator kui ka veomootorid alalisvoolumasinad. Vahelduv-alalisvooluülekanDES on kasutusel vahelduvvoolugeneraator, mille väljundisse on ühendatud alaldi, mis

muundab vahelduvvoolu alalisvoolumootoritele sobivaks alalisvooluks. Vahelduvvooluülekandes toimub kogu energia ülekanne generaatorist veomootoriteni vahelduvvoolu abil. Selle jaoks, et veomootorite juhtimine oleks võimalik, kasutatakse sagedusmuundureid.

## **2.4 Elektrimasinad ja abiseadmed**

Mootorveduril kasutatavad elektrimasinad on veogeneraator, veomootor ja abimasinad. Abimasinad on mitmesugused generaatorid ja mootorid. Veduri elektrimasinatel on rasked töötingimused. [1]

Veduritel kasutatavad seadmed peavad olema vastupidavad kõrgetele temperatuuridele, vibratsioonile ja tolmu. Selle tõttu eraldatakse seadmed üksteisest nii palju kui on praktiliselt mõistlik.

### **2.4.1 Abigeneraator**

Veogeneraatori ergutusmähise ja veduri juhtahelate toiteks ning akupatarei laadimiseks kasutatakse alalisvoolugeneraatoreid. Need masinad paigaldatakse mõnel veduriseerial ühisesse kereesse ja ankrud asuvad ühisvõllil. Selline kaksikgeneraator koosneb seega ergutusgeneraatorist ja abigeneraatorist. Abigeneraator toidab erguti ergutusmähist, juhtimis- ja valgustusahelaid ning laadib akupatareid. Erguti toidab veogeneraatori ergutusmähist. [1]

Tänapäevased vedurid kasutavad enamasti peageneraatorisse integreeritud või selle külge paigaldatud vahelduvvoolu abigeneraatorit, millega toidetakse veduri pardasüsteeme. Muundamaks abigeneraatorist saadavat vahelduvvoolu erinevate tarbijate jaoks sobivaks, kasutatakse invertereid (toitemuundureid).

### **2.4.2 Veomootorid**

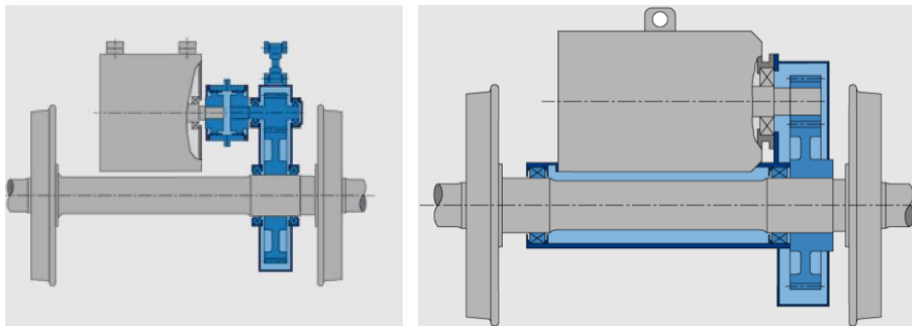
Võrreldes teiste elektrimasinatega töötavad veomootorid palju raskemates tingimustes. Nad on paigaldatud veduri vankrisse ja selle tõttu on neil ranged gabariidipiirangud, on kaitsmata kere poolt ja veduri liikumisel mõjuvad neile pidevad dünaamilised jõud, mida tekitavad raudtee ebaühtlused. Kõik need tingimused tähendavad, et veomootorite konstruktsioon peab olema lihtne, hermeetiline, ei tohi lubada siseosade määrdumist, parendatud jahutusega, suure vastupidavusega ülekoormustele ja elektriliselt hästi isoleeritud. [4]

Pea kõik raudteeveeremil kasutatavad veomootorid on kas alalisvoolu- või vahelduvvoolu reduktormootorid. Tänapäeval on seoses pooljuhtseadmete kiire

arenguga levinud rohkem vahelduvvoolumootorid, mis omavad mitmeid eeliseid alalisvoolumootorite ees. Vahelduvvoolumootorid võimaldavad saavutada läbi parema juhtimise kõrgemat haardetegurit ning nende hooldusvajadus piirdub laagrite hooldusega, kuna puuduvad kuluvad harjad ning kollektor.

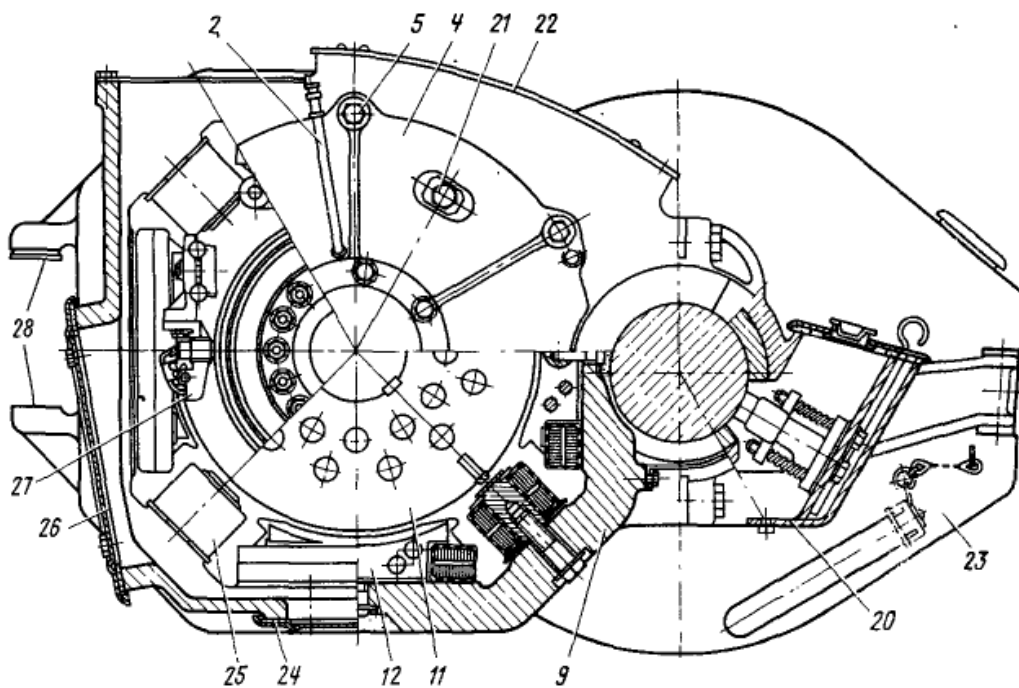
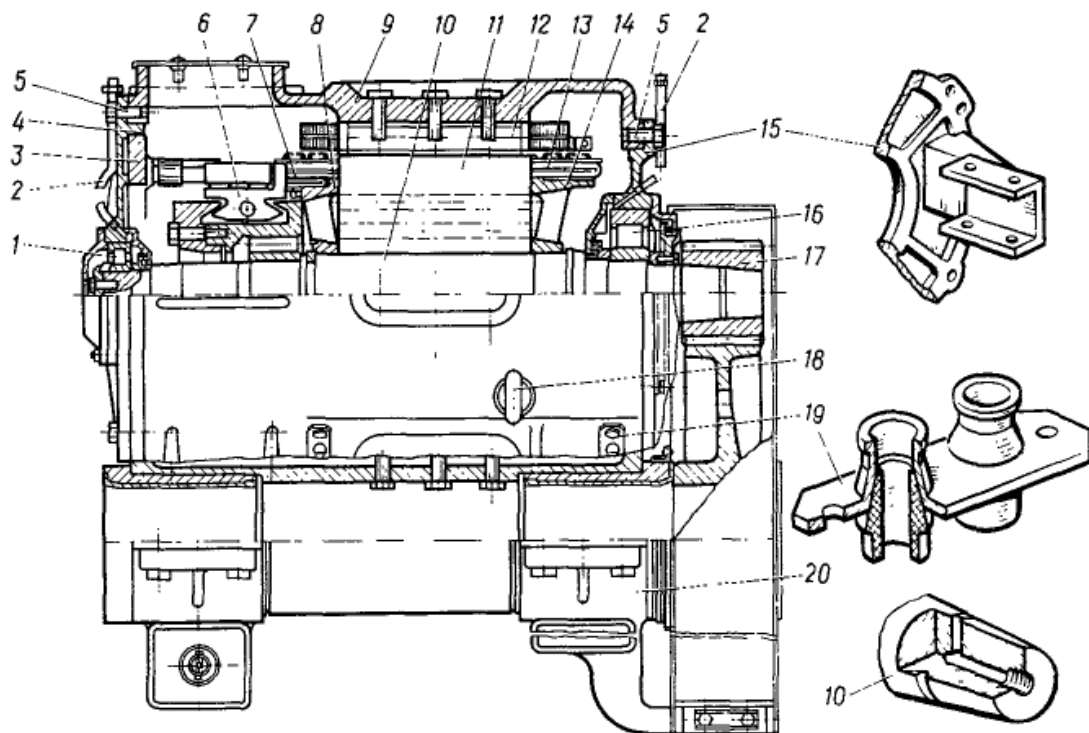
Veomootorid jaotatakse oma kinnitusviisi järgi vankriraamile kápplaagerriputusega ja raamriputusega mootoriteks. [1]

Kápplaagerriputusega mootoritel langeb osa mootori kaalust rattapaarile, raamriputusega mootoritel kannab veduri vanker kogu mootori kaalu. Raamriputusega mootor vähendab raudteele mõjuvaid dünaamilisi jõude, kuna väheneb rattapaari vedrustamata mass.



Joonis 2.9 Vasakul – raamriputus, paremal - kápplaagerriputus [5]

Vedur ChME3 kasutab kápplaagerriputusega alalisvoolureduktormootorit TE-006, mille konstruktsioon on välja toodud joonisel 2.10.



Joonis 2.10 Veduri ChME3 veomootor TE-006 [4]

Veduri ChME3 veomootor koosneb järgmistest osadest: 1, 16 – laagrisõlmed; 2 – määrdetoru; 3 – traavers; 4, 15 – eesmine ja tagumine laagri kaitse; 5, 21 – poldid; 6 – kollektor; 7 – ühtlustav ühendus; 8, 14 – eesmine ja tagumine surveseib; 9 – korpus; 10 – rootori võll; 11 – rootori südamik; 12 – peamähis; 13 – rootori mähis; 17 – vedav hammasratas; 18 – silmuspolt; 19 – kate; 20 – kápplaagri kate; 22, 24,

26 – kaaned; 23 – veoreduktori kate; 25 – abimähis; 27 – harjahoidja; 28 – kandur.  
[4]

### **2.4.3 Ventilaatorid**

Veomootorite jahutamiseks kasutatakse tsentrifugaalventilaatorit. Ventilaatoril on harilikult mehaaniline ajam, kuid uuematel veduriseeriatel on elektrijam. Õhukanali vähendamiseks on iga pöördvankri vahetus läheduses oma ventilaator. [1]

Jahutuse parandamiseks ja rikkekindluse suurendamiseks on levinud ka lahendused, kus mitu ventilaatorit jahutavad ühe vankri veomootoreid.

Diiselmootori jahutuseks kasutatakse kas mehaanilise, hüdraulilise ülekandega või nende kombinatsiooniga jahutusventilaatoreid. Näiteks veduri ChME3 puhul on kasutusel kõik kolm varianti: peaventilaator saab pöörlemiseks vajaliku energia diiselmootorilt läbi kardaaani, reduktori ja hüdrosiduri. Juhul kui peaventilaatori poolt tekitatud jahutusõhuhulgast ei piisa, lülitub sisse automaatselt läbi termostaatlüüti elektriventilaator.

### **2.4.4 Kompressor**

Kuna tänapäeval on pea kogu raudteeveerem varustatud õhkpiduritega, on igal veduril oma kompressor, mida kasutatakse suruõhu tootmiseks. Suruõhuga toidetakse pidurisüsteeme, elektropneumaatilisi juhtimisseadmeid, liivatusseadmeid ning harjamäärimise seadmeid. Paljudel veduritel on ka veel kasutusel pneumaatilised signalisatsiooniseadmed, viled ja pasunad.

Liivatusseade kasutab suruõhku, et puhuda läbi spetsiaalse dosaatori liiva veduri rataste ja rööpa vahele. See aitab tõsta ratta ja rööpa vahelist haardumist.

Harjamäärimisseade kasutab suruõhku, et kasutades pneumopumpa, pumbata suure konsistentsiga määret läbi pihustite, mis pritsivad määret veduri rataste harja servale. Selle eesmärk on vähendada müra ning vähendada rataste ja rööbaste kulumist.

## **2.5 Piduriseadmed**

Pidur on seade veeremi kiiruse vähendamiseks, tema peatamiseks või paigalhoidmiseks. Kasutatakse hõõrd-, elekter- ja hüdropidurit. [1]

### **2.5.1 Hõõrdpidur**

Kõige rohkem on raudteeveeremil levinud hõõrdpidur. Hõõrdpidur muudab kineetilise energia soojusenergiaks. Raudteeveeremil kasutatakse klotspidurit, on levinud ka

ketaspidur. Hõõrdpidur pannakse tööle kas käsitsi, vedru, raskuse, suruõhu, vaakumi, auru või elektromagneti toimel. [1]

Suruõhupidurid jagunevad mitteautomaatselt (otsepidur) ja automaatselt (automaatpidur) töötavateks. Piduril on piki vedurit ja vaguneid ühejuhtmeline suruõhu magistraaltoru (pidurimagistraal), mille kaudu juhitakse kõiki rongis olevaid õhujagajaid, laaditakse varuõhuanumaid või täidetakse pidurdamisel pidurisilindreid suruõhuga. [1]

Tänapäevasel veduri on hõõrdpiduri rakendamiseks enamasti 2 varianti: käsitsi (käsipidur) või pneumaatiliselt (veduripidur või automaatpidur). Käsipidurit kasutatakse veduri parkimisel, et takistada selle võimalikku iseeneslikku äraveeremist. Pneumaatiliselt juhitakse hõõrdpidurit läbi pneumobloki, mida omakorda juhitakse vedurijuhi või autostopiseadme poolt läbi vastavate liideste. Vedurijuhi kasutuses on nii veduripiduri juhtseade kui ka automaatpiduri juhtseade. Kasutades veduripiduri juhtseadet on vedurijuhil võimalik suunata suruõhku otse veduri pidurisilindritesse ilma haagitud veeremit mõjutamata. Kasutades automaatpiduri juhtseadet, reguleerib veduri pidurisilindritesse lastavat rõhku proportsionaalne rõhurelee, mis saab oma juhtsignaali pidurimagistraalist. Vedurijuht, vähendades rõhku pidurimagistraalis, rakendab automaatselt nii veduri kui ka veetava rongi pidurid.



Joonis 2.11 Tänapäevane hõõrdepiduri mehhanism [6]

### **2.5.2 Elektripidur**

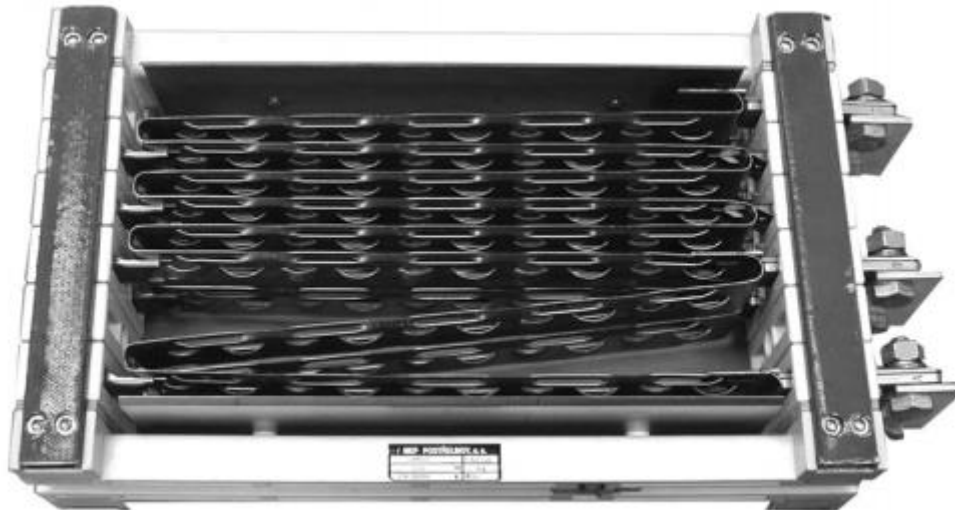
Elektripidurid on: elektrodünaamiline pidur – veomootor töötab takistiga koormatud generaatorina ning rekuperatiivpidur – tagastab generaatorina töötava veomootori toodetud elektrienergia toitevõrku (kontaktjuhtmesse või akumulaatorisse). [1]

Elektrodünaamilisel pidurdamisel lülitatakse veomootorid ümber generaator-režiimile ja rongi liikumise kineetiline energia muudetakse elektrienergiaks [1]. Reostaatpidurduse puhul muudetakse see elektrienergia pidurdustakistites soojusenergiaks. Rekuperatiivpidurdusel suunatakse elektrienergia kas veduri omatarbeks või võimalusel tagasi kontaktvõrku.

Elekterpiduri kasutamisel kuluvad piduriklotsid tunduvalt vähem. Õhk- ja elekterpidurite kombinatsiooni kasutamisel väheneb pidurdusmaa, mis võimaldab suurendada rongi sõidukiirust. [1]

Kuna ettevõtte sisesed katsed näidanud, et hästitoimiva elektrodünaamilise piduri aktiivsel kasutamisel, väheneb piduriklotside kulumine pea 70%, on mõistlik igale moderniseeritavale vedurile, millel originaalis puudub või on vähe-efektiivne elektrodünaamiline pidur, paigaldada moodsam elektripiduri süsteem. Varasemate vähe-efektiivsete elektrodünaamiliste pidurite põhiprobleem seisnes algelises juhtsüsteemis, mis ei suutnud tagada veomootorite piisavat ergutust pidurdusrežiimis. Selle tõttu langes elektrodünaamilise piduri efektiivsus madalatel kiirustel väga kiiresti. Näiteks C30-M tüüpi veduril toimib dünaamiline pidur suure efektiivsusega kiiruseni kuni 3 km/h, kuid näiteks tema baasiks oleva C30-7 veduri elektrodünaamiline pidur ei toiminud enam alla 12 km/h. Manööverveduri jaoks on oluline, et elektrodünaamiline pidur toimiks efektiivselt võimalikult madala kiiruseni.





Joonis 2.12 Elektrodünaamilise piduri takistiplokk [7]

## 2.6 Juhtimissüsteem

Kõikidel tänapäevastel veduritel on olemas veduri kõikide seadmete juhtimiseks ühtne juhtimissüsteem, mis seob kõik veduri osad tervikuks. Üldjuhul on igal veduritootjal oma spetsiifiline juhtimissüsteem, kuid on olemas ka universaalseid baassüsteeme, mida tootja võib kohaldada erinevate veduriseeriade jaoks. Varasemalt kasutati algelist relee-loogikat või käsitsijuhtimist.

Juhtimissüsteem juhib ja kontrollib kõik veduri tööd puudutavaid aspekte, alates diiseldiiselaatori võimsuse juhtimisest kuni heli- ja valgussignalisatsioonisüsteemi kontrollini. Üks olulisemaid ülesandeid on veojõu juhtimine, ilma milleta võib tekkida rattapaaride püksimine. Püksimiseks nimetatakse seda, kui veduri rattapaaril kaob haardumine (libe rööbas, määrdumine, haardeteguri ületamine) rööpaga ning rattapaar hakkab ringi käima. See võib tekkida nii veol kui ka pidurdamisel.

Lisaks juhib juhtimissüsteemi pidurisüsteemi tööd ning võimaldab (olemasolul) kombineerida erinevaid saadaolevaid pidurdusviise ning rakendada näiteks automaatset peatumispidurit või käsipidurit.

Pea kõik veduritüübid omavad mitmikveo süsteemi, mille abil on võimalik mitu vedurit omavahel kokku ühendada selliselt, et need toimiksid kui üks. Sellisel juhul on vajalik ainult üks juht (või üks brigaad) mitme veduri juhtimiseks. See võimaldab kasutada lisavedureid raskete lõikude läbimiseks või raskete rongide liikumiskiiruse suurendamiseks.



Joonis 2.13 Slovakkia tootja NES Nová Dubnica sro universaalne juhtimissüsteem RV 07 [8]

### 3. VEDURI ChME3 ISELOOMUSTUS

Antud lõputöös loodava manöövriveduri uus kontseptsioon põhineb veduri ChME3 baasil, mida toodeti ajavahemikul 1963-1994 Tšehhoslovakkias. Vedureid tootis ČKD (Českomoravská-Kolben-Daněk) tehas Libeň-is, Prahas. Veduri algne tähistus Tšehhoslovakkias oli T-669, kuid kuna Nõukogude Liidus oli sisse seatud ühtne vedurite nimetamise süsteem, siis said imporditud vedurid tähistuse ChME3 (ЧМЭ3). ChME3 tähendab: Ch – Tšehhoslovakkia, M – manöövervedur, E – elektrilise ülekandega, 3 – 3. mudel. Selle sõsarmudelid olid ChME2, mis oli neljateljeline ja ChME5, mis oli kaheksateljeline. ChME2-te peeti Nõukogude Liidu raudtee jaoks liiga kergeks ning ChME5 ei jõudnud seeriatootmisesse Nõukogude Liidu lagunemise tõttu (valmistati vaid 12 vedurit, millest täna töökorras ei ole ühtegi). Viimane säilinud ChME5 asub Ukrainas, Donetskis raudteemuuseumis.

ChME3 oli ČKD kõige populaarsem mudel ja neid valmistati mitmetes erinevates modifikatsioonides kokku 7855 vedurit. [1]

Veduril on massiivne raam ja kapottkere, ta sarnaneb mõningal määral veduriga TEM. Seeria ChME veduril on 6-silindriline reasmootor ja alalisvooluülekanne. Viimast on võimalik tehases reguleerida kas manöövritöök (jõuseadme nimivõimsust kasutatakse ainult kuni kiiruseni 68 km/h) või rongitöök. Nõukogude Liitu saabusid ainult manöövervedurid. Veermik lubab rattapaaride vahetamisel kasutada vedurit nii 1435, kui ka 1524 (1520) ja 1676 mm rööpmelaiustel. Suruõhukompressor on hüdrodünaamilise ajamiga. Kompressori tootlikkus pikkade rongidega manööverdades ei rahulda vajadust. Nagu kõik manöövrivedurid, võib ka vedur ChME3 töötada üksikjuhiga. [1]

Selle jaoks, et vedurit ChME3 oleks võimalik manöövritööl parem kasutada oli veduril olemas kaasaskantav, kaabliga ühendatud, kaugjuhtimispult. Kahjuks praktikas oli seda ebamugav kasutada ning selle tõttu on see funktsioon paljudelt vedurilt eemaldatud.

Vedureid ChME3 on võimalik kasutada mitmikveol, kuid seda tehakse harva. Manöövritöödel ei ole enamasti vajadust mitmikveoks.

Eestis kasutatakse ChME3 vedureid peamiselt manöövritööl. Vähesemal määral võib neid kohata raudtee abitöödel, näiteks lumekoristusel ja raudtee-ehitusel.



Joonis 3.1 AS Operail värvides ChME3 vedur pardanumbriga 1333 (tehase number 5116) Muuga depoo ees [9]

ChME3 on võetud uue kontseptsiooni aluseks eelkõige selle tõttu, et tegemist on ühe levinuima vedurimudelig Ida-Euroopas, Balti ja SRÜ riikides. Tänu sellele on vedur tuttav mitmetele raudteeoperaatoritele ning moderniseeritud mudel võiks huvi pakkuda paljudele. Veduri ChME3 tehnilised andmed on toodud tabelis 3.1.

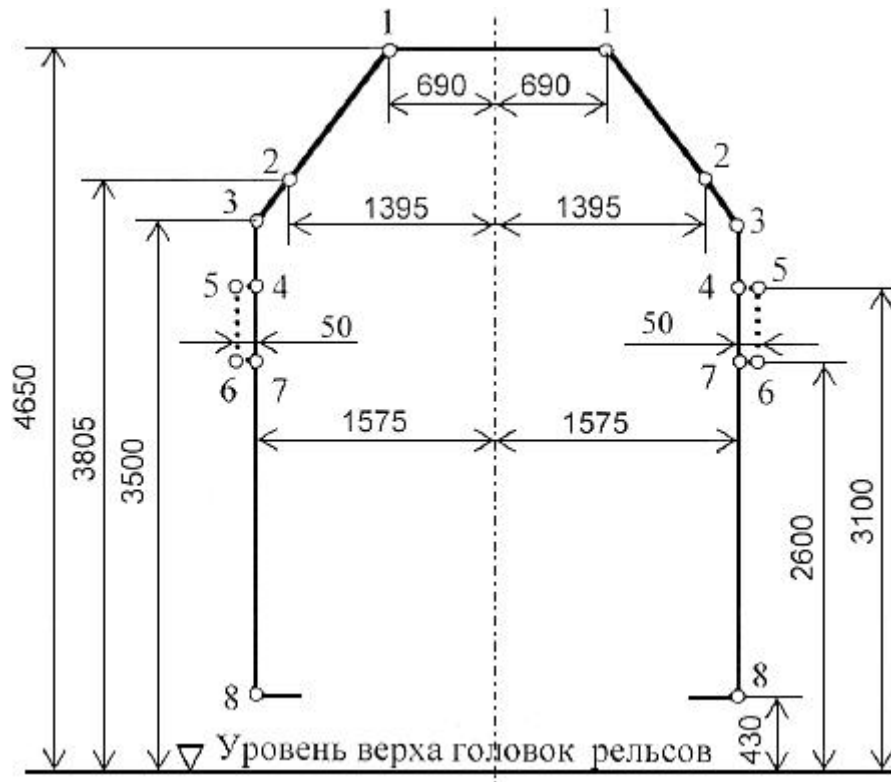
Tabel 3.1 Veduri ChME3 tehnilised andmed [4]

<b>Veduri tüüp</b>	<b>ChME3</b>
Vedurite arv	7855
Tootja	ČKD
Ehitusaastad	1963 - 1994
Teljevalem	Co-Co
Rööpmelaius, mm	1435, 1520, 1524, 1676
<b>Diiselmootor</b>	
Tüüp	ČKD K6S310DR

Võimsus, kW	993 kW
Veovõimsus, kW	736
Nimipöörded, p/min	750
Kütuse erikulu, g/kWh	220 +5 %
<b>Tehnilised näitajad</b>	
Ratta läbimõõt, mm	1050
Veoülekanne tüüp	DC/DC
Mass, t	123 ±3 %
Teljekoormus, t	20,5 ±3 %
Maksimaalne kiirus, km/h	95
Minimaalne kõveriku raadius, m	80
Pidev veojõud, kN (kiirusel, km/h)	230 (11,4)
<b>Veduri mõõdud</b>	
Pikkus, m	17,22
Laius, m	3,15
Kõrgus, m	4,63 (koos antenniga 5,24)
Gabariidiklass	02-VM
<b>Kütuse, õli ja liiva varu</b>	
Kütusepaak, l	6000 (5300 - ChME3T)
Jahutusvedelik, l	1100
Õlid, l	750
Liiv, kg	1500-2000

Kõikidele raudteelõikudele on määratud gabariidiklass, mis määrab kui suur veerem võib antud lõigul sõita. Vedur ChME3, olles projekteeritud 1435 mm rööpmelaiusele on gabariidiklassis 02-VM standardi GOST 9238-2013 järgi. Moderniseerimisel tuleb arvestada, et juhul kui etteantud gabariidiklassi ei järgita, võib veduri kasutamine teatud lõikudel olla võimatu. Kuna veduri kohandamine erinevatele rööpmelaiustele käib rattapaaride vahetamise teel, siis on mõistlik moderniseerimisel jätta gabariidiklass samaks, et vältida hilisemaid probleeme teistsuguste rööpmelaiustega raudteedel. 1520

mm raudteevõrgustikul kasutatakse enamasti 1-T gabariidiklassi, mis on oluliselt suurem kui 02-VM.



Joonis 3.2 Gabariidiklass 02-VM (alumine joon on rööpa pea tasapind) [10]

## **4. VEDURI KONTSEPTSIOONI EESMÄRK JA PIIRANGUD**

### **4.1 Eesmärk**

Lõputöö eesmärgiks on luua ChME3 veduri põhjal diiselektriline manöövervedur, mida oleks võimalik kasutada nii ettevõtte kohalike vedude vajaduste rahuldamiseks kui ka võimalikele välisklientidele müüa või rentida. Selle tõttu ei tohiks veduri võimekus moderniseerimise käigus väheneda. Ülalpidamise kulud peavad olema optimeeritud ning atraktiivsed võimalikele klientidele. Peab säilima võimalus kohandada vedurit erinevatele rööpmelaiustele ning liiklusohutussüsteemidele.

### **4.2 Taristupoolsed piirangud**

Veduri omadused peavad sarnaselt maantesõidukitele vastama kasutuskoha nõuetele ning ka sealt tulenevatele standarditele. Kuna vedur peab jääma peale moderniseerimist võimalikult universaalse kasutuspiirkonnaga, siis on oluline säilitada veduri neid omadusi mis ei piira kasutuspiirkonda.

Kuna manöövervedurite liikumiskiirused on üldiselt madalad, ei puuduta taristupoolne kiiruspiirang neid oluliselt, kuid veduri ümberpaigutamise lihtsustamiseks on eelistatav, et algne tehase poolt lubatud liikumiskiirus ei väheneks. Eesti Raudtee poolt on kaubarongi maksimaalne lubatud liikumiskiirus 80 km/h [11].

Vedur peab olema varustatud automaatpidurisüsteemiga. Moderniseerimise käigus peab pidurisüsteemi juures arvestama, et oleks võimalik juhtida nii SRÜ riikide vagunite pidureid kui ka UIC süsteemi pidurisüsteeme.

Veduri juures tehtavad muudatused vankrite osas ei tohi mõjutada rööpmelaiuse muutmise võimalust. Parima ühilduvuse huvides peab vanker jääma võimalik sarnaseks originaaliga, kuid selle käitumist taristul peab võimaluse korral parandama.

Veduri mõõtmed ei tohi parima ühilduvuse tagamiseks suureneda väljaspoole 02-VM gabariidiklassi, mis on toodud joonisel 3.2.

Olenevalt baasveduri päritolust võib see olla varustatud kas kahe puhvriga kruvisiduriga või SA-3 tüüpi automaatsiduriga. Arvestades, et sidurilahenduse ümberehitus on raami modifikatsioonide tõttu üsna keerukas, ei ole mõistlik sidurilahenduse muutus. Selle tõttu peab algne veduri kasutuspiirkond jääma ka selle tulevaseks kasutuspiirkonnaks.

Üks olulisemaid veduri parameetreid on veduri teljekoormus. Sellest sõltub otseselt veduri poolt arendatav veojõud ja selle ülekanne rööbastele. Kuna algselt on vedur projekteeritud teljekoormusele 20,5 t, siis parima ühilduvuse tagamiseks peaks see jääma samaks. Erandi võib teha juhul, kui teljekoormuse vähendamine parandab veduri sõiduomadusi. See on oluline halvas seisukorras taristul opereerimisel.

Heitgaasi emissioonide osas peab vähemalt Euroopa Liidus lähtuma direktiivist 97/68. Olenevalt valitud mootori võimsusele, kehtivad erinevad nõuded. Vastavalt regulatsioonile 2016/1628 on lubatud veduritel kasutada kuni aastani 2021 diiselmootoreid, mis kuuluvad emissiooniklassi IIIB. Kuna veduri veomootorite koguvõimsus on maksimaalselt 804 kW, siis ei ole üle 2 000 kW võimsusega diiselmootori paigaldamine otstarbekas. Võimalik on kasutada ka kõrgema emissiooniklassi (V etapi) mootoreid, kuid nende kõrge hind võib viia moderniseerimise hinna üle tasuvuspiiri. Selleks, et kasutada III B etapi mootorit, on vajalik esimese moderniseeritud veduri vastavushindamine sooritada enne V etapi kehtivuse algust. Moderniseeritud veduri mootor kuulub kategooriasse RH A ning selle heitmenormid on toodud joonisel 4.1

#### Vedurite käituritena kasutatavad mootorid

Kategooria: kasulik võimsus (P) (kW)	Süsinikoksiid (CO) (g/kWh)	Süivesinikud ja lämmastikoksiidid koos (HC + Nox) (g/kWh)		Tahked osakesed (PT) (g/kWh)
RL A: $130 \text{ kW} \leq P \leq 560 \text{ kW}$	3,5	4,0		0,2
	Süsinikoksiid (CO) (g/kWh)	Süivesinik (HC) (g/kWh)	Lämmastikoksiidid (NO <sub>x</sub> ) (g/kWh)	Tahked osakesed (PT) (g/kWh)
RH A: $P > 560 \text{ kW}$	3,5	0,5	6,0	0,2
RH A-kategooria mootorid, mille $P > 2\,000 \text{ kW}$ ja $SV > 5 \text{ l/silindri kohta}$	3,5	0,4	7,4	0,2

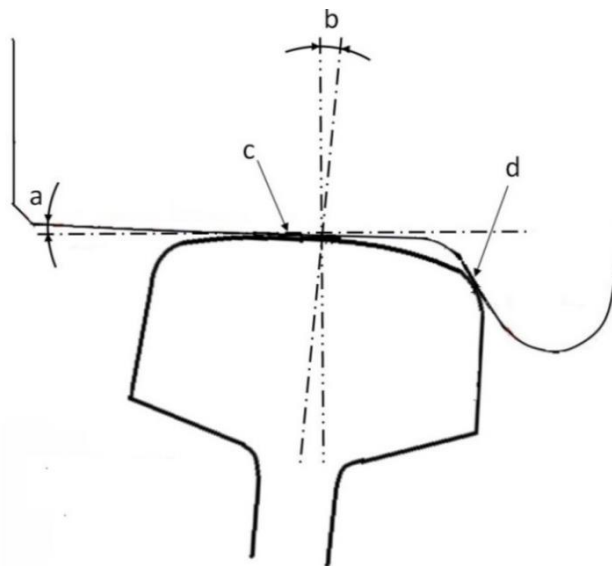
Joonis 4.1 RLL (vedurimootorite) III B etapi mootorite heitgaaside piirnormid [12]



## 4.3 Füüsikalised piirangud

### 4.3.1 Haardejõud

Veduri veojõud määrab kui suure massiga rongi on võimalik antud veduriga vedada. Arvestama peab, et arvutuslik veojõud võib ületada haardejõudu, kuid praktikas ei ole võimalik kasutada suuremat veojõudu kui on saadaolev haardejõud. Haardejõust sõltub ka rongi/veduri pidurdusmaa pikkus. Haardetegur on ratta ja rööpa vahelise haardejõu ning ratta koormuse suhe. Rongi maksimaalne mass on piiratud taristupoolse maksimaalse teljekoormusega. Haardetegur sõltub ratta ja rööpa puutepindade puhtusest ning liikumiskiirusest. Haardetegur väheneb kiiruse suurenemisel.



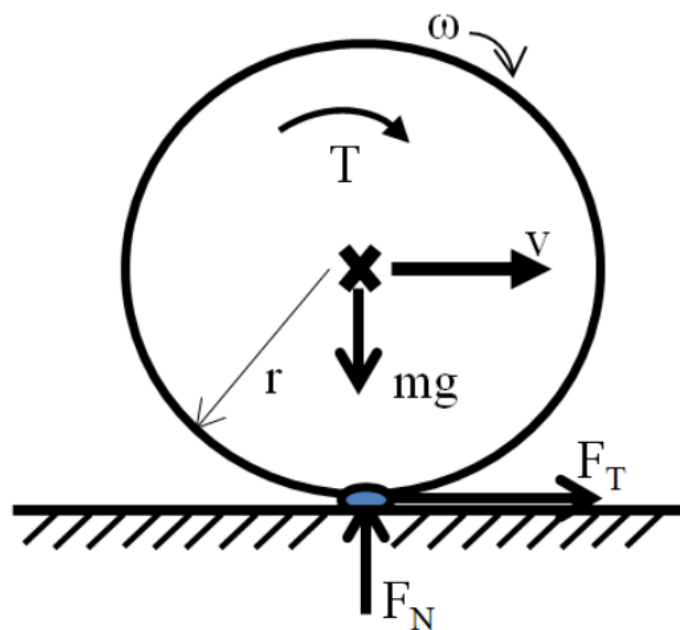
Joonis 4.2 Kontakt ratta ja rööpa vahel (a – kooniline ratta profiil, b – rööpa kalle, c – ratta veerepinna ja rööpapea kontakt, d – ratta harja ja rööpme kontakt) [13]

### 4.3.2 Veojõud

Joonisel 6.3 toodud skeemil on näidatud silindri veeremist statsionaarsel tasapinnal, mis on analoogne veduri ratta veeremisel rööpal. Rattale mõjub normaaljõud  $F_N$  ning ratas liigub piki rööbast kiirusel  $v$ . Lisaks mõjub rattale moment  $T$ , mis hoiab püsivana ratta nurkkiirust ja samaaegselt tekitab reaktiivse tangentsiaaljõu  $F_T$  ratta ja rööpa kokkupuutepunktis. Seda tangentsiaaljõudu nimetatakse haardumiseks, mis põhjustab ratta liikumist piki rööbast. [13]

Veovarvestuses kasutatakse veduri veojõudu veerepinnal ning veduri veojõud on piiratud haardejõuga. Kui veojõud ületab haardejõu toimub veduri rataste läbilibisemine ehk puksimine. Maksimaalne veojõud on saadaval läbilibisemise piiril.

Veojõu puhul eristatakse maksimaalset ja kestva režiimi veojõudu. Maksimaalne veojõud on jõud, mida vedur suudab rakendada veerepinnal ideaaltingimustel ilma läbilibisemiseta. Kestva režiimi veojõud on jõud, mida vedur suudab tagada ilma oma komponente üle koormamata piiramatu kestvusega. Kestva režiimi veojõud on saadaval teatud kiirusel, allpool seda kiirust on veojõud ajaliselt piiratud ning ülalpool seda kiirust hakkab veduri veojõud vähenema.



Joonis 4.3 Veojõu tekkeskeem (kiirendusel) [13]

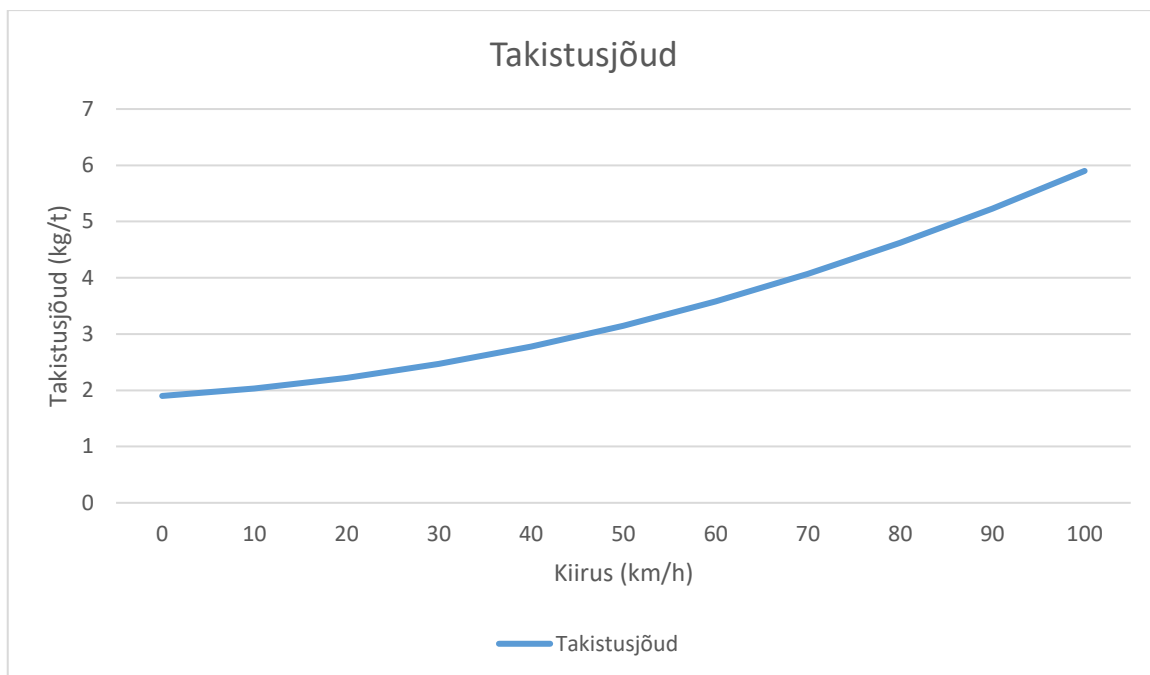
### 4.3.3 Veduri takistusjõud

Veduri liikumist takistavad mitmed tegurid ning nende ületamiseks peab vedur tekitama piisavalt veojõudu et neid ületada. Selle arvutamiseks kasutatav valem võtab arvesse haardetingimusi, veeretakistust ning õhutakistust. Antud valemis olevad konstandid on leitud katseliselt [14].

$$\omega'_0 = 1,9 + 0,01v + 0,0003v^2 \quad (4.1)$$

, kus  $\omega'_0$  – takistusjõud, kg/t,

$V$  – veduri kiirus, km/h.



Joonis 4.4 Veduri takistusjõu graafik vastavalt valemile 6.1

Jooniselt 4.4 on näha, et koos liikumiskiiruse tõusuga kasvab ka vedurile mõjuv takistusjõud.

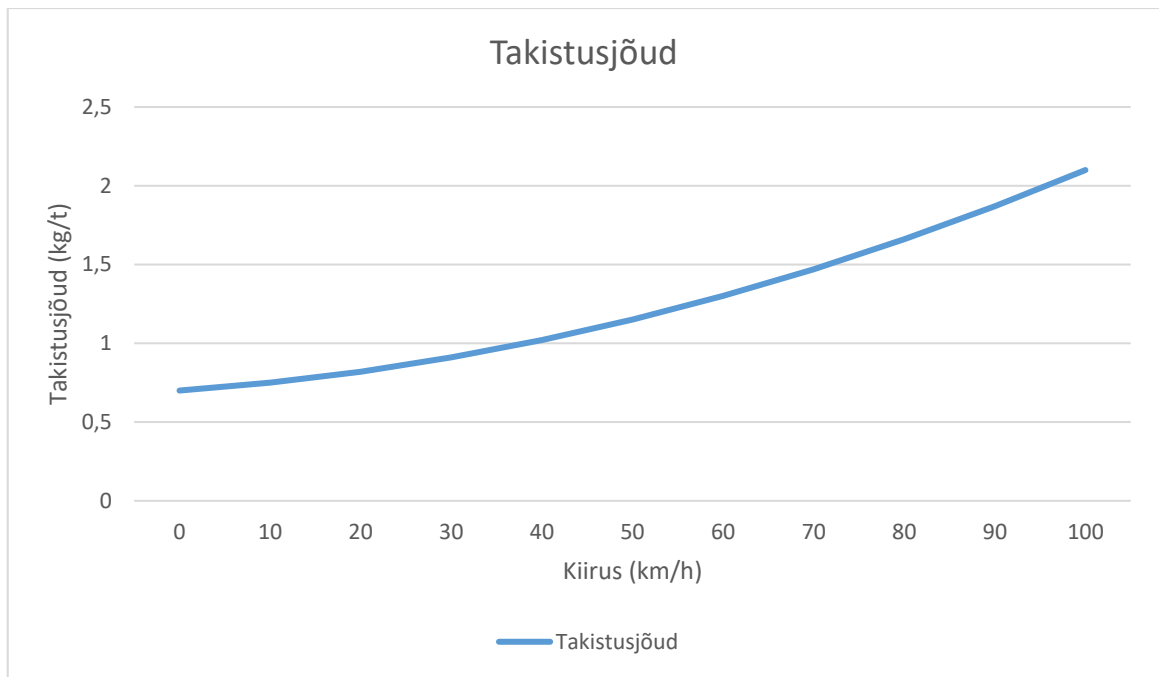
#### 4.3.4 Vagunite takistusjõud

Vagunite poolt tekitatav takistusjõud sarnaneb veduri takistusjõu valemile ning arvestab samamoodi haarde-, veere- kui ka õhutakistust. Valem 6.3 on mõeldud laaditud vaguni takistusjõu leidmiseks. Vagun on neljateljeline ning varustatud veerelaagritega. Valemis kasutatud konstandid on leitud katselisel teel. [14]

$$\omega''_0 = 0,7 + \frac{3 + 0,1v + 0,0025v^2}{q_0} \quad (4.2)$$

, kus  $\omega''_0$  – takistusjõud, kg/t,

$q_0$  – vaguni teljekoormus, t.



Joonis 4.5 Vaguni takistusjõu graafik vastavalt valemile 4.2

Kuna vaguni takistusjõu arvutamiseks on vajalik teljekoormus, siis on joonis 4.5 graafikus valitud teljekoormuseks universaalse platvormvaguni, mudel 13-6851, täisteljekoormus 25 tonni.

Nagu jooniselt 6.5 võib näha, on vaguni takistusjõud vedurist tunduvalt väiksemad. See erinevus tuleneb peamiselt sellest, et veduril on rohkem mehaanilisi sõlmi, mis tekitavad täiendavaid takistusi.

## 5. VEDURI DÜNAAMIKA

### 5.1 Veojõud veerepinnal

Veduri veojõu arvutamisel peab lähteandmed valima taristu poolt etteantud piirangutest. Võttes arvesse võimalust, et vedurit võidakse kasutada välismaal vedude teenindamiseks, siis peab teljekoormus jääma samaks. Selle tõttu jääb ka veduri üldine mass samaks. Lisaks jääb samaks ka telgede arv.

Veduri haardetegur sõltub mitmetest muutujatest, näiteks mõjutab haardetegurit oluliselt ratta ja rööpa kokkupuutepindade puhtus, liikumiskiirus, ilmastik jne. Veojõu arvutamiseks kasutatakse valemit:

$$F_{max} = \mu * m_{loc} * g \quad (5.1)$$

, kus  $F_{max}$  – maksimaalne veojõud, kN,

$\mu$  – haardetegur,

$m_{loc}$  – veduri mass, t,

$g$  – raskusjõud, 9,8 m/s<sup>2</sup>.

Kasutades valemit 4.2 ning Moore (1998) poolt katseliselt leitud haardetegureid saame järgmised maksimaalsed saavutatavad veojõud veerepinnal:

Tabel 5.1 Maksimaalse veojõu veerepinnal sõltuvus haardetegurist

Tingimus	Haardetegur, $\mu$ [15]	Maksimaalne veojõud, $F_{max}$ , kN
Kuiv rööbas (puhas)	0,25-0,30	301,35-361,62
Kuiv rööbas (liivaga)	0,25-0,33	301,35-397,78
Märg rööbas (puhas)	0,18-0,20	216,97-241,08
Märg rööbas (liivaga)	0,22-0,25	265,19-301,35
Määrdunud rööbas	0,15-0,18	180,81-216,97
Niiskus rööpal	0,09-0,15	108,49-180,81
Kerge lumi rööpal	0,10	120,54
Kerge lumi rööpal (liivaga)	0,15	180,81
Märjad lehed rööpal	0,07	84,38

Nagu tabelist 5.1 võib näha, on liivatussüsteemil oluline roll piisavate haardetingimuste tagamiseks. Selle tõttu peab moderniseeritud veduril olema tõhus liivatussüsteem.

## 5.2 Diiselmootori võimsuse arvutus

Veduri veerepinnal vajaliku veojõu saavutamiseks on veduri jõuallikal vaja toota piisavalt võimsust. Mehaanikas iseloomustatakse võimsust kui töö tegemise kiirust ehk valemi vormis:

$$P = F * V \quad (5.2)$$

, kus  $P$  – võimsus,

$F$  – jõud,

$V$  – kiirus.

Maksimaalse veojõu saavutamiseks vajaliku võimsuse veduri ratastele on võimalik kasutada sama valemit väikese muudatusega. Vajalik võimsus on otseses sõltuvuses veduri kiirusest. Tänapäevaste vahelduvvool-alalisvoolu ülekandega manöövriveduritel on kestevreežiimi kiirus u. 10 km/h, mis on ka arvutuste aluseks võetud. Leidmaks vajalikku diiselmootori võimsust on vajalik arvestada ka veduri efektiivsust. Arvutuste aluseks võtame efektiivsuse 85%. [1]

$$F_{ved} = \frac{F_{max} * V}{\eta} \quad (5.3)$$

, kus  $F_{ved}$  – veduri võimsus, kW,

$F_{max}$  – maksimaalne veojõud, kN,

$V$  – kestevreežiimi kiirus, m/s,

$\eta$  – veduri efektiivsus, %.

Kasutades valemit 5.4 ning tabelist 5.1 juba varem leitud väärtuseid saame leida vajaliku diiselmootori võimsuse erinevate veojõudude saavutamiseks.

Tabel 5.2 Maksimaalse veojõu saavutamiseks vajalik diiselmootori võimsus (kiirusel 10 km/h)

Haardetegur, $\mu$	Maksimaalne veojõud, $F_{max}$ , kN	Diiselmootori võimsus, kW
0,15	180,81	591
0,18	216,97	710
0,25	301,35	986
0,33	397,78	1301

Tabel 5.2 näitab erinevate haardetegurite juures maksimaalse veojõu saavutamiseks vajaminevat diiselmootori võimsust. Selgub, et maksimaalse veojõu saavutamiseks ideaaltingimustel (haardetegur 0,33) on vajalik 1301 kW võimsusega diiselmootor.

### 5.3 Veojõu tunnused

Lähtudes maksimaalse veojõu saavutamiseks vajalikust diiselmootori võimsusest, on võimalik koostada veojõu graafikud, mis näitavad seost veojõu, kiiruse ja haardeteguri vahel.

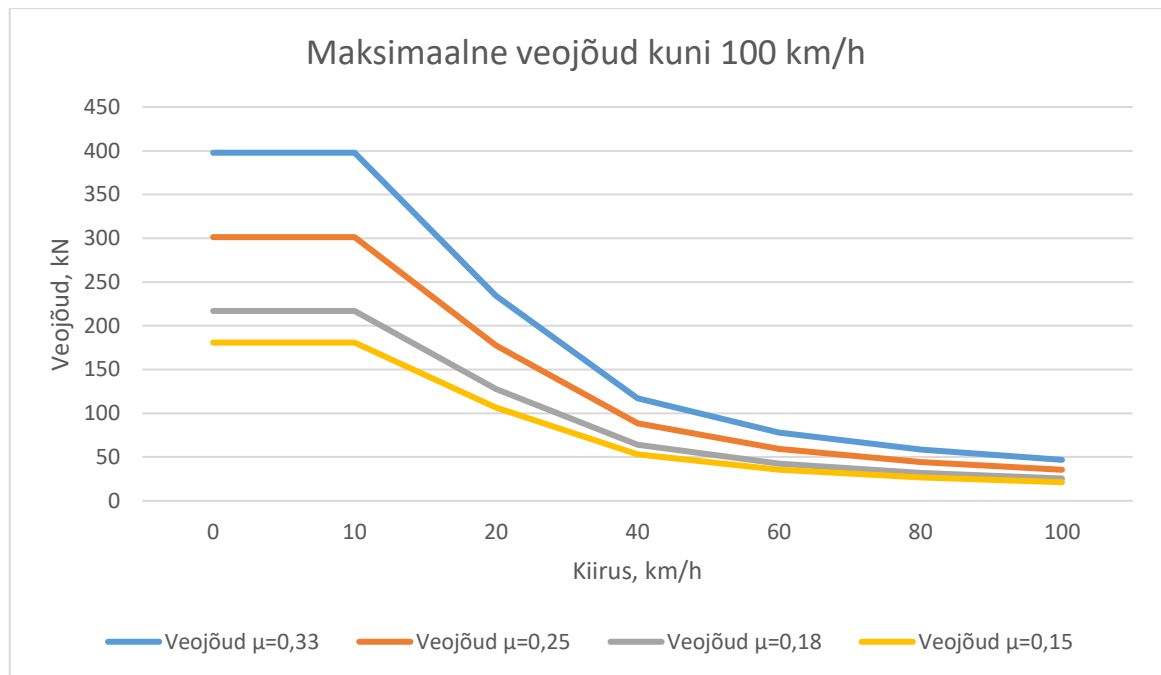
$$F_v = \frac{P_{ved} * V}{\eta} \quad (5.4)$$

, kus  $F_v$  – veojõud kiirusel  $v$ , kN,

$P_{ved}$  – veduri võimsus, kW,

$V$  – veduri kiirus, m/s,

$\eta$  – veduri efektiivsus, %.



Joonis 5.1 Veojõu tunnusjoonte sõltuvus haardetegurist

Jooniselt 5.1 on näha, et liikuma hakkamisest kuni kestevreežiimi kiiruseni püsib veojõud ühtlane ning kiiruse tõustes hakkab veojõud kiiresti langema. Manööverveduri juures on pigem oluline veojõud madalatel kiirustel, kuna manöövritööd teostatakse jaamades, kus on madalad kiiruspiirangud. Eriti on madalate kiiruste veojõud oluline sorteerimismäega jaamades, kus võivad olla üsna järsud tõusud ja langused.

## 5.4 Maksimaalse rongi massi arvutus

Rongi maksimaalne mass arvutatakse välja rongi liikumisel kõige raskemal tõusul ning seda veduri kestevreežiimi arvestades. Enamasti on manöövrivedurite jaoks kõige raskemad tõusud sorteerimisjaamades ning erinevates sadamates.

Täna opereerib üks AS Operail veduritest manöövritööd ühes Ukraina suursadamades, mille suurim tõus on 24 promilli. Eesti Raudtee infrastruktuuril nii suure tõusuga lõike ei esine.



Maksimaalset rongi massi arvutatakse valemiga:

$$Q = \frac{F_k - (\omega'_0 + i_p) * P}{\omega''_0 + i_p} \quad (5.5)$$

, kus  $Q$  – rongi mass, t,

$F_k$  – veojõud, kN,

$\omega'_0$  – veduri takistusjõud, m/s,

$\omega''_0$  – vagunite takistusjõud,

$P$  – veduri mass, t,

$i_p$  – arvutuslik tõus, ‰.

Parameetri  $F_k$  väärtuseks võtame veduri kestevreežiimi kiiruse 10 km/h. Võttes arvesse lõigu suurima ekvivalentse tõusu 24 promilli ning valemi 7.5 on võimalik arvutada maksimaalne rongi mass antud lõigul sõltuvalt haardetegurist.

Tabel 5.3 Maksimaalne rongi mass 24 promillisel tõusul

Haardetegur, $\mu$	Maksimaalne rongi mass, t
0,15	598
0,18	743
0,25	1082
0,33	1469

Tabeli 5.3 andmete analüüsil selgub, et parima haardeteguri juures saaks antud vedur vedada 14 laetud neljateljelist vagunit 25 t teljekoormusega.

## 6. UUE MANÖÖVERVEDURI KONTSEPTSIOONID

Uute kontseptsioonide loomise lähtepunktideks on töös varasemalt välja toodud erinevad aspektid. Uue veduri aluseks on ChME3 või selle modifikatsioonid. Modifikatsioonid erinevad põhimudelist peamiselt ainult pealisehituse või kasutatud agregaatide poolest. Eesmärgiks on luua diisel-elektriline manöövervedur, mis oleks atraktiivne veo-ettevõtjatele ning sobilik ka võimalikule renditurule.

### 6.1 Mehaaniline osa

Veduri põhiosa ehk raam jäetakse sama, mis doonorveduril. Küll on vajalik selle modifitseerimine ning tugevdamine, et kasutusea pikendamine oleks võimalik.

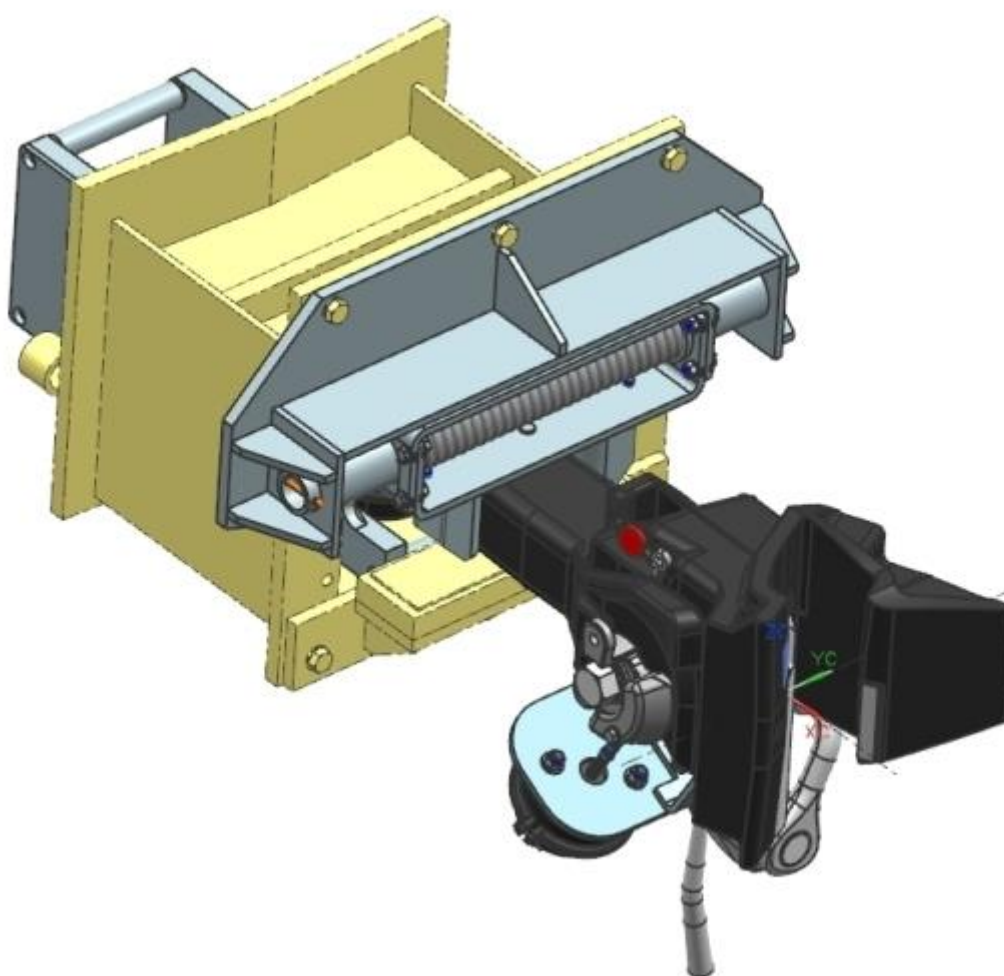
Veduri keretüüp jääb kapottkereks, kuid oluliselt muutub välisilme. Kapotid muudetakse madalamaks ning kabiin tõstetakse kapottidest kõrgemaks, et tagada vedurijuhile parem vaateväli. Kapottkere võimaldab lihtsamat ligipääsu kapottide alla paigaldatud seadmetele ning lisaks on kapottkerega vedurit oluliselt lihtsam ehitada kui vagun-tüüpi kerega vedurit



Joonis 6.1 Moodulitest koosnev kapottkerega vedur ChME3 [16]

Kütusepaagi mahutavus on ChME3 erinevatel mudelitel vahemikus 6000-5300 liitrit. Kuna paagi mahutavus on üsnagi väike, siis võimaluse korral tuleks jätta see samaks. ChME3T kasutab väiksemat kütusepaaki kuna veduri akud viidi kapoti alt selleks spetsiaalselt ehitatud kastidesse kütusepaagi sees. Selle otsuse tingis dünaamilise piduri seadmete paigaldus kapoti alla. Kuna moderniseeritud veduri kapoti all on üsna vähe ruumi ning veduri välismõõtmeid piirab gabariidiklass, siis tuleb kõikidel moderniseeritavatel veduritel viia akud kütusepaagi sisse ehitatud kastidesse.

Automaatsiduriseadmete osas muudatused pole esialgu vajalikud kuna nii kahe puhvri ja kruvisiduriga ning SA-3 tüüpi automaatsiduriga vedureid on piisavalt saada. Küll võib tulevikus osutada vajalikuks kohaldamine mõlema tüübi jaoks näiteks LAF UniLink siduriga, mis kombineerib UIC tüüpi kruvisiduri SA-3 tüüpi automaatsiduriga.



Joonis 6.2 LAF UniLink [17]

Veduri telgede arv jääb samaks ning ka vanker jääb suures osas samaks originaaliga. See võimaldab tulevikus hoolduskuludelt ning remondiprotsessidelt kokkuhoidu

saavutada. Vajalik on vankri ja raami omavahelise ühenduse ümberehitus. Veduri ChME3 vanker on oma ehituse tõttu jäik ning selle tõttu ei ole harvad juhused kus vedur sõidab rööbastelt maha või surub rööpad laiali. Selle lahendamiseks on Tšehhi ettevõtte CZ Loko a.s. välja töötanud vankri modifitseerimise projekti, mille käigus eemaldatakse riputuspolgid ning kaasaegsete lahendustega ühendatakse vanker kerega selliselt, et väände jõud väheneksid.

Rattapaarid jäävad samuti samaks originaaliga, kuid on võimalus kliendi soovi korral asendada rehviga rattad täisratasteks. Selle peamiseks eeliseks on liiklusohutuse suurendamine, kuna puudub oht et rehvi võiks rattaketta pealt maha tulla või rattaketas nihkuda rehvi sees. Üks osa ChME3 sõidumaduse parandamisest on 2. ja 5. rattapaari profiili muutmine. Nagu varem märgitud on ChME3 rattapaarid oma vedrustuse ehituse tõttu külgliikumises väga piiratud ja see tekitab probleeme raadiuste läbimisel. Selle parandamiseks on Baltikumis ja SRÜ riikides lubatud 2. ja 5. rattapaaril vähendada ratta harja paksust 10 mm võrra. See parandab vankri käitumist raadiustel, kuid Soomes leiti, et veelgi parem on vähendada ratta harja täiendavalt 2. ja 5. rattapaaril. Selliselt juhivad vankri liikumist eesmine ja tagumine rattapaar, mis tähendab, et keskmine rattapaar segab vähem vankri pöördumist veduri raami suhtes.

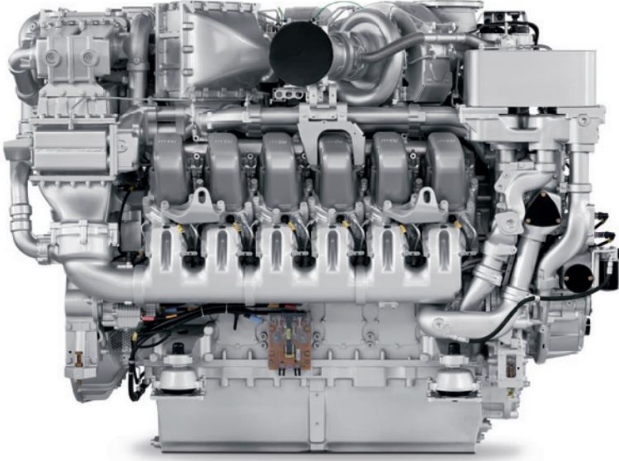
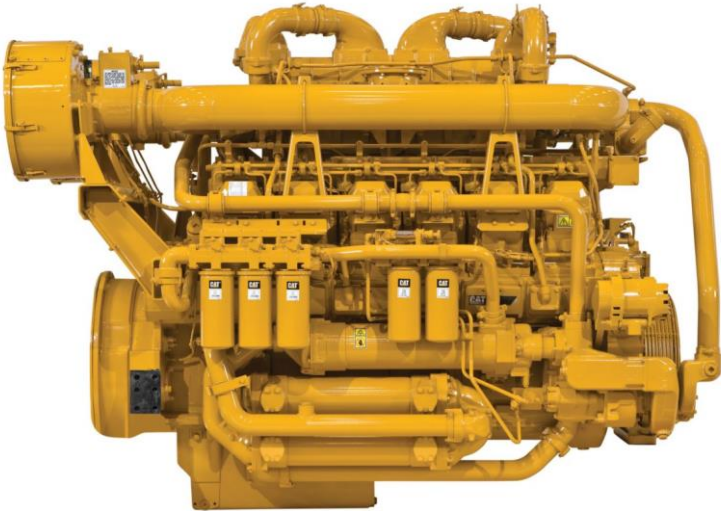


Joonis 6.3 Veduri ChME3 modifitseeritud vanker [18]





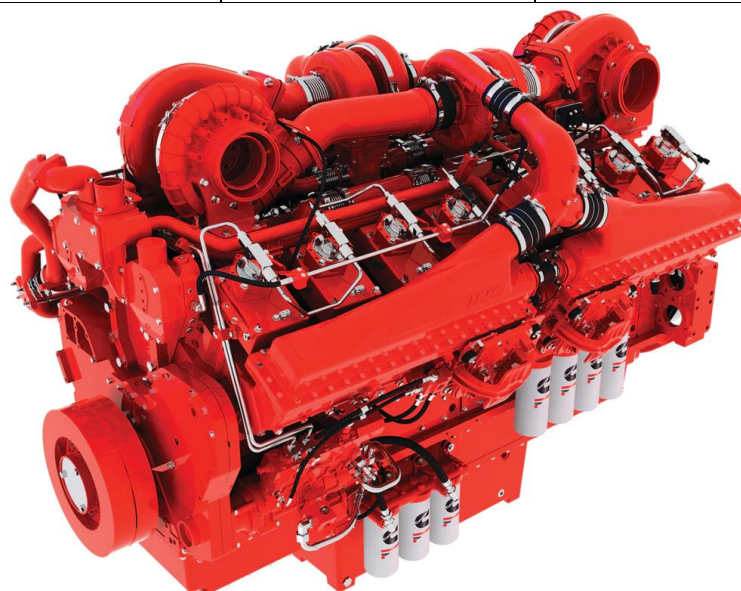
Tabel 6.1 Ülevaade võimalikest sobivatest diiselmootoritest [19] [20] [21] [22]

<b>Võimsus</b>	<b>Tootja</b>	<b>Mudel</b>
1500 kW	MTU	12V 4000 R64
		
<b>Võimsus</b>	<b>Tootja</b>	<b>Mudel</b>
746-1700 kW	Caterpillar	3512C HD
		

Võimsus	Tootja	Mudel
1250-2700 kW	Liebherr	D9812




Võimsus	Tootja	Mudel
1340-1490	Cummins	QSK50



## 6.2.2 Peageneraator

Peageneraatoriks on mõistlik valida generaator, mis on ette nähtud raudteeveeremile paigaldamiseks, kuna raudteeveeremi kasutustingimused on karmid. Maailmas on mitmeid tootjaid, kes toodavad raudteeveeremile sobilikke elektrimasinaid. Nendest tuntumad on näiteks Siemens, ABB ja teised.

Tabel 6.2 Ülevaade võimalikest sobivatest peageneraatoritest [23] [24]

<b>ABB WGX 500-560 pb6</b>	
Võimsusvahemik	1-3,3 MW
Nominaalpinge	1200V
Pöörete vahemik	600-1800 p/min
Töötemperatuur	-20 - +40 °C
	
<b>Siemens 1FC2 seeria</b>	
Võimsus	1350 kVA
Nominaalpinge	407 V
Nominaalpöörded	1800 p/min
Töötemperatuur	-40 - +65 °C





põhjendatav. Selle tõttu tuleb olemasolevad veomootorid täielikult remontida, et tagada nende pikem eluiga.

## 6.4 Elektrimasinad ja abiseadmed

### 6.4.1 Veomootorid

Veduri üheks oluliseimaks komponendiks on veomootorid, mille abil muudetakse diisलगeneraatori poolt toodetud elektrienergia taas kineetiliseks energiaks, millega on võimalik vedur liikuma panna. Veomootorite valikul on vajalik lähtuda vooluülekande tüübist. Kuna veduril ChME3 on algselt alalisvoolumootorid, siis on majanduslikult mõistlik need säilitada ning teostada neile kapitaalremont. Olenevalt juhtimisskeemist on võimalik alalisvoolumootoritega saavutada haardetegurit u. 0,25. Üle selle on juba vajalik kasutada vahelduvvoolumootoreid. Veomootorite poolelt oleks parim juhtimisskeem üksikmootori juhtimine, kuid selle rakendamine praktikas on keeruline. Selle tõttu juhitakse veomootoreid enamasti kas kogu veduri ulatuses ühesuguselt või harvem vankri kaupa.



Joonis 6.4 Veduri ChME3 veomootor koos rattapaariga [25]

Veduril ChME3 kasutatakse veomootoreid TE-006. Need veomootorid on neljapooluselised, järjestikergutusega ning välise sundõhkjahutusega reduktormootorid. Veomootori võimsus on 123 kW 295 p/min juures (197 V, 750 A) või 134 kW 1660 p/min juures (283 V, 522 A). Rattapaari ja veomootori vaheline

ülekanearv on 76:15 ehk 5,06. Lähtudes nendest andmetest on näha, et soovitud haardeteguri 0,25 juures on veduri maksimaalne veovõime saavutatav, kuid ajalise piiranguga, et vältida veomootorite ülekuumenemist. Selle vastu on võimalik kasutada elektrilisi jahutusventilaatoreid, mis reguleerivad oma tööd veomootorite temperatuuri järgi. Originaallahenduses kasutatakse kahte tsentrifugaalventilaatorit, mis saavad oma energia otse diiselmootori vāntvōllilt rihmūlekandega.

#### 6.4.2 Ventilaatorid ja kompressorid

Ventilaatorite valik sõltub diiseldiiselmootori ning veduri teiste abiseadmete jahutusvajadusest. Kaalu ja keerukuse vähendamiseks on mõistlik diiselmootori jahutusventilaator valida hūdroūlekandega, kuna selle võimsus on tavaliselt kõige suurem. Teised ventilaatorid võivad olla elektriūlekandega.

Kompressori valikul on kõige olulisem eeldatav vajalik õhukulu. Kompressor vajalik on tagada kõikide suruõhku tarbivate süsteemide tööks vajalik vooluhulk ja rõhk. Kuna tegemist on manōōvriveduriga, siis on mõistlik valida võimalikult suure tootlikkusega kompressor, kuna see mõjutab otseselt manōōvritōōde kiirust rongide suruõhusüsteemide taitmise kiiruse tōttu. Suure tootlikkusega on kruvi- ja lamellkompressorid. Ettevōte on varem kasutanud lamellkompressoreid Mattei M111H, mis on naidanud ennast tōōkindlate ning vastupidavatena. Tāpsemaks valikuks tuleb teha taidendavat uurimistōōd.



Joonis 6.5 Kompressorimoodul Mattei M111H [26]

### **6.4.3 Abiseadmed**

Abiseadmete valikul tuleb lähtuda soovitud veojõust ning selle tagamiseks vajalikust haardejõust. Haardejõu parandamiseks on mitmeid meetodeid, millest üks levinumaid on liivatus. Liivatusseadmetega tagatakse liiva täpne doseerimine ja tarne kasutuskohale ratta ja rööpa vahele. Vähem levinud on rööpapuhastusseadmed, mis soojendatud suruõhuga puhuvad rööpa pealt võõrkehade ja mustuse ning kuivatavad rööpa pinda. Levinud on ka harjamäärimisseadmed, millega pihustatakse kindlaksmääratud intervalli järgi ratta harja ja veerepinna vahelisele raadiusele väike hulk kõrge konsistentsiga määret, mille eesmärgiks on vähendada ratta harja ja rööpa kulumist. Lisaks aitab see vähendada raudtee raadiustel liikumisel iseloomulikku müra.

Eelpool nimetatud seadmete kasutusvõimalused ning täpsemad valikud sõltuvad veduri täpsest ülesehitusest ja komponentide valikust, mida mahukuse tõttu antud töös täpsemalt ei uurita.

## **6.5 Piduriseadmed**

Veduri pidurisüsteem on selle kõige olulisem osa liiklusohutuse vaatepunktist. Veduri pidurisüsteem peab tagama veduri seismajäämise ettenähtud vahemaa jooksul. Kuna veduri vankri seadmestikku ei modifitseerita, siis ka pidurisüsteemi ei muudeta. Kasutusele jääb originaalne süsteem malmist piduriklotsidega. Kuna ka veduri mass ei muutu, siis ei muutu ka veduri pidurdusdünaamika, vähemalt selles osas mis puudutab pneumaatilist pidurit. Kuna manööverveduri töö eeldab tihti peatumist ning liikuma hakkamist siis on mõistlik vedur varustada dünaamilise piduri süsteemiga, mis teeb veduri juhtimise lihtsamaks ning vähendab oluliselt piduriklotside kulumist.

Veduri C30-M pealt on ettevõtte näinud tänapäevaste dünaamiliste pidurite efektiivsust ning peab mõistlikuks nende paigaldamist ka tulevikus moderniseeritavatele veduritele. Tänapäevased süsteemid ei mõjuta kütusekulu negatiivselt, ühilduvad dünaamilise ja pneumaatilise piduri juhtimise ühtsesse süsteemi ning vähendavad piduriklotside kulu u. 30% (olenevalt kasutusintensiivsusest).

Täpsem pidurisüsteemi ülesehitus ning selle parameetrid vajavad eraldi uurimist ning detailseid arvutusi. Selle tõttu neid antud töös edasi ei uurita.

## **6.6 Juhtimissüsteem**

Veduri juhtsüsteemi valikul tuleb eelkõige arvestada veduri ülesehituse eripärasid ning valitud seadmeid. Juhtsüsteem peab endas sisaldama võimekust juhtida kõiki veo- ning

abisüsteeme korraga. Juhtsüsteemi üheks oluliseimaks ülesandeks on tagada veduri veojõud kõikides tingimustes, vajadusel reguleerides veojõudu sõltuvalt saadaolevast haardetegurist. Selliselt on võimalik vältida veduri puksimist ning rataste blokeerumist dünaamilisel pidurdamisel. ABS (*Anti-lock Braking System* – blokeerumisvastane pidurisüsteem) süsteemi ei ole majanduslikult mõistlik paigaldada. Enamasti kasutatakse ABS süsteeme ketaspidurite puhul, mis alles hakkavad kaubaveduritel levima.

Veduri juhtsüsteem peab võimaldama ka mitmikvedu vähemalt kahe veduriga. Seda funktsionaalsust on küll harva vaja, kuid tagab veduripargi paindlikkuse juhtudel kui seda on vaja. Eelistatav oleks standardiseeritud mitmikjuhtimise protokoll, näiteks UIC (*Union Internationale des Chemins de fer* – Rahvusvaheline Raudteede Liit) standardite põhine.

Veduri originaalset juhtimissüsteemi pole võimalik uute seadmetega kasutada, kuna see põhines releeloogikal ning ei sobi oma liidestelt tänapäevaste seadmetega.

Täna on turul saadaval mitmeid universaalseid juhtsüsteeme, mida tootjad kohaldavad iga veduritüübi jaoks tellija soovide järgi kohaseks.

## **7. AUTORI PAKUTAV KONTSEPTSIOON**

Lähtudes eelnevatest andmetest, arvutustest ja järeldustest toimub manööverveduri uue kontseptsiooni valik. Eesmärgiks on saada vedur, mida on majanduslikult praktiline moderniseerida, opereerida ja remontida. Selliselt on vedur vastuvõetav nii ettevõttele kui ka potentsiaalsetele klientidele. Valikul arvestatakse ettevõttele teadaolevaid vajadusi, võimalusi kui ka eelnevaid kogemusi. Võimaluse korral võetakse arvesse ka teiste ettevõtete ja raudteede kogemusi.

### **7.1 Veduri konstruktsioon**

Mõistlik ning majanduslikult praktiline on ära kasutada ChME3 raam ning modifitseerida seda ainult nii palju kui on vajalik uute komponentide mahutamiseks ning paigaldamiseks või sõiduomaduste parandamiseks. Kõik sõlmed ja agregaadid mis jäävad alles on vajalik täielikult remontida või taastada. Keretüübina on mõistlik kasutada kapottkere, mis lihtsustab veduri ehitust ning hilisemat hooldust ja remonti. Diiselmootor valitakse eelpool väljatoodud mootorite seast peale täpsemat konsultatsiooni, et saavutada parim tulemus. Diiselmootor peab vastama vähemalt Stage III B emissiooninõuetele, et seda oleks võimalik Euroopa Liidus sertifitseerida. Kuigi Balti ning SRÜ riikides on veel võimalik kasutada madalama emissiooniklassi Stage IIIA mootorit, pole see tulevikku vaadates praktiline. Peageneraatoriks on mõistlik valida kas Siemensi või EMIT-i toodang, olenevalt valitud diiselmootorist ning selle ruumivajadusest. Elektriülekanne muudetakse esialgselt DC-DC ülekandest AC-DC ülekandeks. See võimaldab säilitada olemasolevad veomootorid ning teeb veduri ehituse modulaarsemaks. ChME3 veomootorid jäävad piirama veduri suutlikkust, kuid majanduslikult ei ole nende väljavahetamine või moderniseerimine mõistlik.

### **7.2 Veduri suutlikkus**

Valitud kontseptsiooniga vedur on võimeline arendama kuni 301 kN veojõudu, mis võimaldab rahuldavat suutlikkust ka üsna rasketel profiilidel ning manöövreid ja väljavedu teostada. Antud kontseptsiooni juures on nõrgim lüli veomootorid, mille suutlikkusse tõstmist oleks vaja lähemalt uurida. Hetkel on maksimaalne veojõud saavutatav, kuid kuna puudub ligipääs veomootori veokarakteristikutele, ei ole võimalik hinnata võimalikku ajalist piirangut maksimaalsele veojõule.

## 7.3 Veduri maksumus

Eesmärk luua moderniseeritud vedur on motiveeritud peamiselt majanduslikust põhjendatusest. Kuna ChME3 vedurid olid väga populaarsed ning neid toodeti palju on neid ka vedurite järelturult palju saada. Lisaks on nende hinnad üsna madalad, kuna enamuse neist on halvas seisukorras varuosade piiratud saadavuse ning hinna tõttu. Kasutades olemasolevat vedurit moderniseerimise aluseks, on võimalik saavutada oluline kokkuhoid lõpptoote hinnalt. Lisaks on paljud mehaanikud ning hooldusmeeskonnad tuttavad ChME3 põhiosade hoolduse ja kontrolliga, mis aitab säästa hoolduskuludelt. Samuti omab ettevõtte kogemusi teist tüüpi vedurite kapitaalremondi ja moderniseerimisega ning see võimaldab tulevase moderniseeritud veduri maksumust paremini hinnata. Uute AC-DC vedurite hinnad jäävad vahemikku 2-3 miljonit eurot ning AC-AC vedurite hinnad jäävad enamasti vahemikku 4-5 miljonit eurot. Eeldatav maksumus antud kontseptsioonile jääb 1-1,5 miljoni euro vahele. Kuna praktika on näidanud, et moderniseerimise tulemusel on võimalik saavutada oluliselt parendatud suutlikkusnäitajatega vedureid, siis on mõistlik kaaluda ka teistsugust tüüpi vedurite moderniseerimist.

Veduri maksumuse hindamise juures on oluline ka hinnata selle suhet moderniseeritud veduri kasutusea pikenemisse. Enamasti projekteeritakse moderniseeritud vedurid selliselt, et nende kasutusiga oleks vahemikus 20-30 aastat.

## KOKKUVÕTE

Lõputöö eesmärgiks oli luua manööverveduri kontseptsioon AS Operail-ile veduri ChME3 baasil. ChME3 sai valitud selle tõttu, et tegemist on ühe suurima toodanguarvuga manöövriveduriga nii Euroopas kui ka Balti ja SRÜ riikides. Lisaks on märkimisväärne osa nendest veduritest oma eluea lõpul ning selle tõttu ei leia enam aktiivset kasutust. Kasutamaks ära olemasolevate vedurite baaskonstruktsioone, loodi antud veduri baasil esialgne manööverveduri uus kontseptsioon.

Esiteks, tutvustati veduri ülesehitust ja tööpõhimõtet. Mõistes veduri tööpõhimõtet, jõuallikat ning abiseadmeid, on võimalik tuvastada puudujääke, mida on mõistlik moderniseerimise käigus parendada või täielikult kõrvaldada.

Teiseks, määrati loodava veduri tüüp, võttes arvesse veduri töötingimusi ning kasutusotstarvet. Peale tingimuste määramist, uuriti veduri ehitust, selle erinevate agregaatide tööpõhimõtteid ja parameetreid eesmärgiga tõsta uue veduri jõudlust.

Kolmandaks, määrati manööverveduri kontseptsiooni piiravad tingimused, mis aitavad tagada koostalitlusvõime erinevate raudteedega ning veeremiga. Võttes arvesse piiravaid tingimusi, uuriti võimaliku moderniseeritud veduri jõudlust. Selle jaoks arvutati võimalikud saavutatavad veojõunäitajad ning sellele vastava rongi mass.

Neljandaks, pakuti välja võimalik moderniseeritud veduri ülesehitus ja abiseadmete valik. Analüüsi tulemusel leiti, et mõistlik on säilitada vana veduri raam ning vanker, kuid neid oluliselt parendades. Hinnati veojõu saavutamiseks vajalike komponentide ja seadmete parameetreid. Selgus, et peale moderniseerimist jääb veduri jõuülekande nõrgimaks lüliks veomootor, mille võimalik jõudluse tõstmise vajab täiendavat uurimist.

Antud lõputöö tulemusel loodi veduri ChME3 baasil uus manööverveduri kontseptsioon, mis on oluliselt parema jõudlusega ning parendatud sõiduomadustega võrreldes originaalveduriga. Vedur on võimeline töötama üsna karmides oludes ning peaks selle tõttu sobima paljudele operaatoritele.

Koostatud kontseptsioon vajab edasist täiendamist täpsemate veoarvestuste, täpsemate agregaatide ning seadmete valiku osas. Lisaks vajavad põhjalikumat arvestust veduri pidurisüsteem ning eeldatav moderniseerimise hind. Peale täiendavat uurimist on võimalik antud kontseptsiooni kasutada veduri moderniseerimise projekti lähteülesandena.



## SUMMARY

The aim of this thesis was to create a novel shunting locomotive concept for AS Operail based on locomotive ChME3. Locomotive ChME3 was chosen for its high production volume and its relatively widespread use in Europe, Baltic, and CIS states. Also, most of these locomotives have reached their end of useful life and are no longer in active use. To make use of these unused locomotives, a modernisation concept was created upon them.

Firstly, the general construction and working principles of locomotives were introduced. Knowing how a locomotive works and its different components interact, it is possible to assess performance shortcomings and address them during the modernization phase.

Secondly, the type of locomotive was selected considering the working conditions and intended use. After setting the criteria, the possible design and selection of auxiliary equipment was carried out to improve the performance of the modernized locomotive.

Thirdly, the modernization concept constraints were evaluated that would permit the interoperability of the locomotive on different rail gauges and with other rolling stock. Expected performance of the modernized locomotive was calculated, considering the constraints set before.

Fourthly, a possible modernization concept was proposed together with a possible selection of auxiliary equipment. In the analysis process, it was found that it is economically reasonable to keep the original frame and bogie while carrying out changes to improve the performance of those components. The selection of powerplant and auxiliary equipment were evaluated. Calculations show that the weak point of the modernized locomotive will be the traction motors, for which performance upgrades need deeper analysis.

As the result of this thesis a novel shunting locomotive concept was created based on a ChME3 locomotive, which has higher performance and improved handling characteristics. The locomotive will be able to work in harsh conditions and as such will be of interest for many possible operators.

This concept will require additional analysis for tractive effort evaluation and additionally for main and auxiliary equipment selection. More precise calculations must be done for the braking system performance and the possible total price of the modernization. After additional research, this concept could be used as a basis for a modernization project.

## KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] J. Loog ja V. Uus, Vedur, Tallinn: AS Eesti Raudtee, 2001.
- [2] В. Д. Кузьмич, С. А. Шафрановский, Н. З. Переверзев и Н. П. Коннов, Тепловозы, Москва: Транспорт, 1973.
- [3] U. Funke, "European Commision - Research & Innovation," 3 March 2017. [Online]. Available: <https://ec.europa.eu/research/participants/documents/downloadPublic?documentIds=080166e5b0be793f&appId=PPGMS>. [Accessed 9 May 2020].
- [4] Э. Х. Нотик, ТЕПЛОВОЗЫ ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ, ЧМЭЗЭ, Москва: Транспорт, 1996.
- [5] S. R. Lal, "Selection of Suspension Arrangement of Traction Motors : A Right Approach," 10 Detsember 2014. [Online]. Available: <https://www.railelectrica.com/traction-motor/selection-of-suspension-arrangement-of-traction-motors-a-right-approach-2/>. [Accessed 9 Mai 2020].
- [6] Ametsis Ingeniería y Asesoría Técnica SL, „Bogie braking components,” [Võrgumaterjal]. Available: <http://www.ametsis.com/english-version/products-services/bogie-braking-components/>. [Kasutatud 10 Mai 2020].
- [7] MEP POSTŘELMOV, a.s. , „Odporníky,” Veebruar 2004. [Võrgumaterjal]. Available: [http://www.sub.cz/userfiles/spec/sub/files/MEP/odp\\_r.pdf](http://www.sub.cz/userfiles/spec/sub/files/MEP/odp_r.pdf). [Kasutatud 10 Mai 2020].
- [8] NES Nová Dubnica sro, „Regulátory výkonu radu RV 07,” [Võrgumaterjal]. Available: <http://www.nes.sk/regulatory-vykonu-radu-rv>. [Kasutatud 10 Mai 2020].
- [9] A. Siig, „Baltic Trains Picture Gallery,” 20 september 2019. [Võrgumaterjal]. Available: <http://gallery.balticrailpics.net/displayimage.php?album=9&pid=1384041066>. [Kasutatud 11 Mai 2020].
- [10] "Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта" (ОАО "ВНИИЖТ"), „ГАБАРИТЫ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПРИБЛИЖЕНИЯ СТРОЕНИЙ,” 2013. [Võrgumaterjal]. Available: <http://docs.cntd.ru/document/1200107121>. [Kasutatud 11 Mai 2020].
- [11] AS Eesti Raudtee, „KK 2019.12.05 nr 1,” 5 Detsember 2019. [Võrgumaterjal]. Available: <https://evr.ee/files/KK-nr-2-Lubatavate-soidukiiruste-kehtestamine-11-19.docx>. [Kasutatud 13 Mai 2020].

- [12] Euroopa Parlament ja Nõukogu, „EUROOPA PARLAMENDI JA NÕUKOGU MÄÄRUS (EL) 2016/1628,“ 14 September 2016. [Võrgumaterjal]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ET/TXT/HTML/?uri=CELEX:02016R1628-20160916&from=EN>. [Kasutatud 13 Mai 2020].
- [13] Y. Zhu, „Adhesion in the wheel–rail contact,“ September 2013. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:660774/FULLTEXT01.pdf>. [Kasutatud 15 Mai 2020].
- [14] П. Н. Астахов, П. Т. Гребенюк и А. И. Скворцова, Справочник по тяговым расчетам, Москва: Транспорт, 1973.
- [15] R. Lewis and U. Olofsson, Wheel-rail interface handbook, Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2009.
- [16] D. Palko, „Sokolovská uhelná "774 702-5",“ 16 Jaanuar 2015. [Võrgumaterjal]. Available: [https://www.mainlinediesels.net/index.php?nav=1000001&file=czloko\\_774702\\_51&action=image#title](https://www.mainlinediesels.net/index.php?nav=1000001&file=czloko_774702_51&action=image#title). [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [17] LAF, „A plug-in solution,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.laf-lloyd.com/en/a-plug-in-solution-2/>. [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [18] PetrS., „CZ SUAS 774 702 bogie,“ 13 September 2011. [Võrgumaterjal]. Available: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:CZ\\_SUAS\\_774\\_702\\_bogie.jpg](https://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:CZ_SUAS_774_702_bogie.jpg). [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [19] Rolls-Royce Power Systems AG, „RAIL PRODUCTS LIST,“ Jaanuar 2020. [Võrgumaterjal]. Available: [https://www.mtu-solutions.com/content/dam/mtu/products/rail/3239961\\_MTU\\_Rail\\_spec\\_4000R04\\_St3B.pdf/\\_jcr\\_content/renditions/original./3239961\\_MTU\\_Rail\\_spec\\_4000R04\\_St3B.pdf](https://www.mtu-solutions.com/content/dam/mtu/products/rail/3239961_MTU_Rail_spec_4000R04_St3B.pdf/_jcr_content/renditions/original./3239961_MTU_Rail_spec_4000R04_St3B.pdf). [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [20] Caterpillar Inc., „RAILWAY ENGINE ratings guide,“ August 2012. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.cgt.it/sites/default/files/LEDR6317-01%20-%20Railway%20Engine%20Ratings%20Guide%202012.pdf>. [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [21] Liebherr-Components Colmar SAS, „D9812,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.liebherr.com/en/int/products/components/combustion-engines/diesel-engines/product-portfolio-diesel-engines/details/d9812.html>. [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [22] Cummins Inc., „QSK50 for Rail,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.cummins.com/engines/qs50?v=1201>. [Kasutatud 16 Mai 2020].

- [23] ABB, „Railway traction generators, Technical data,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://new.abb.com/motors-generators/traction-motors-and-generators/traction-generators/technical-data>. [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [24] Zakład Maszyn Elektrycznych EMIT S.A., „Silniki i generatory trakcyjne,” [Võrgumaterjal]. Available: [https://www.cantonigroup.com/storage/download/files/9/4706\\_emit\\_silniki\\_i\\_generatory\\_trakcyjne\\_catalogue\\_pl.pdf](https://www.cantonigroup.com/storage/download/files/9/4706_emit_silniki_i_generatory_trakcyjne_catalogue_pl.pdf). [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [25] A. Молчанова, „Ремонтируем по-хозяйски рачительно,” 24 Juuni 2014. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.gudok.ru/zdr/179/?ID=1182916>. [Kasutatud 16 Mai 2020].
- [26] MONDO s.r.o., „KOMPRESOROVÉ JEDNOTKY PRO SPECIÁLNÍ APLIKACE,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.mondo.cz/cs/modul-katalog/kompresorove-jednotky-pro-specialni-aplikace>. [Kasutatud 16 Mai 2020].