



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
MEHAANIKATEADUSKOND

Soojustehnika instituut

Soojusjõuseadmete õppetool

MSJ70LT

Renno Jürgenson

**VÄIKESE VÕIMSUSEGA TAHKEKÜTUSE
KOLDERESTIGA LEEKTORUKATLA TEHNILISED
LAHENDUSED**

Autor taotleb
tehnikateaduste magistri
akadeemilist kraadi

Tallinn
2015

AUTORIDEKLARATSIOON

Deklareerin, et käesolev lõputöö on minu iseseisva töö tulemus.

Esitatud materjalide põhjal ei ole varem akadeemilist kraadi taotletud.

Töös kasutatud kõik teiste autorite materjalid on varustatud vastavate viidetega.

Töö valmis professor Andres Siirde juhendamisel

“.....”2015 a.

Töö autor

..... allkiri

Töö vastab bakalaureusetööle esitatavatele nõuetele.

“.....”2015 a.

Juhendaja

..... allkiri

Lubatud kaitsmisele.

..... õppekava kaitsmiskomisjoni esimees

“.....”2015 a.

..... allkiri

MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE

2015. aasta kevadsemester

Üliõpilane: Renno Jürgenson, 132272MASMM
Õppekava: MASM02/09 - Soojusenergeetika
Eriala: Soojusenergeetika
Juhendaja: professor Andres Siirde

MAGISTRITÖÖ TEEMA:

Eesti keeles: VÄIKESE VÕIMSUSEGA TAHKEKÜTUSE KOLDERESTIGA
LEKTORUKATLA TEHNILISED LAHENDUSED.

Inglise keeles: TECHNICAL SOLUTIONS OF A SMALL-SCALE SOLID FUEL GRATE
FIRING FIRE-TUBE BOILER.

Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1.	Leektorukatla üldiseloomustus	15.04.2015
2.	Leektorukatla soojustehniline arvutus	28.04.2015
3.	Leektorukatla tugevusarvutus	08.05.2015
4.	Restkolle ja erinevad kolderestide tüübid	13.05.2015
5.	Liikuv mehaaniline kolderest ja selle sobivus leektorukatlaga	18.05.2015

Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid: Leektorukatla soojustehniline- ja tugevusarvutus.

Töö keel: eesti keel

Kaitsmistaoetus esitada hiljemalt: 12.05.2015

Töö esitamise tähtaeg: 25.05.2015

Üliõpilane: Renno Jürgenson

/allkiri/.....

kuupäev.....

Juhendaja: Andres Siirde

/allkiri/.....

kuupäev.....

SISUKORD

<i>MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE</i>	3
EESSÕNA	7
SISSEJUHATUS	8
1. LEEKTORUKATLA ÜLDISELOOMUSTUS	10
1.1 Leektorukatelde eelised ja puudused	11
2. LEEKTORUKATLA SOOJUSTEHNILINE ARVUTUS	13
2.1. Katlaarvutuse algandmed	13
2.2. Kütuse andmed	13
2.2.1. Puitpelleti koostis ja kütteväärtus	13
2.1.1. Puitpelleti kulu	14
2.3. Põlemisõhu ja –gaaside hulk	14
2.4. Kolde soojustechniline arvutus	18
2.4.1. Kolde gaasipoolne kiirguslik soojusülekan-detegur	19
2.4.2. Kolde gaasipoolne konvek-tiivne soojusülekan-detegur	21
2.4.3. Kolde veepoolne soojusülekan-detegur	24
2.4.4. Katla kõikide küttepindade koondandmed	27
2.4.5. Katla küttepindade arvutuslik summaarne soojusvõimsus	30
2.5. Leektorukatla soojustechnilise arvutuse järeldus	31
3. LEEKTORUKATLA TUGE-VUSARVUTUS	33
3.1. Katla väliskesta seinapaksus siserõhust	33
3.2. Kolde leegitoru seinapaksus välisrõhust	34
3.3. Pöördkambri silindrilise kesta seinapaksus välisrõhust	35
3.4. Tasapinnaliste plaatide ja torulaudade tugevus	36
3.5. Tugede ja suitsutorude pinged siserõhust seinale	38
3.5.1. Tagaseina tugede pinge siserõhust pöördkambri tagaseinale	38

3.5.2.	Suitsutorude pinge siserõhust pöördkambri torulauale.....	39
3.5.3.	Tugede ja suitsutoru pingete üldandmed	41
3.6.	Leektorukatla hüdrostaatiline proovirõhk	42
3.7.	Leektorukatla tugevusarvutuse järelalus	43
4.	RESTKOLLE JA LIIKUV KOLDEREST	44
4.1.	Restkolde ja kolderesti üldiseloomustus	44
4.1.1.	Kütuse etteande süsteem.....	44
4.1.2.	Resti koost ja erinevat tüüpi kolderestid.....	45
4.1.3.	Primaarõhk ja traditsiooniline põlemisprotsess kütusekihis.....	48
4.1.4.	Kütuse ja suitsugaasi liikumine restkoldes	49
4.2.	Liikuvad mehaanilised kaldrestid ja nende sobivus leektorukatlaaga	50
4.2.1.	Liikuvad mehaanilised kald- ja horisontaalsed restid.....	50
4.2.2.	Kaldrestid sobivus leektorukatlasse.....	53
4.2.3.	Erinevate tootjate restkoldega katelde analüüs	55
4.3.	Kolderesti ja leektorukatla valik ning järelalus	57
	KOKKUVÕTE.....	58
	SUMMARY	61
	KASUTATUD KIRJANDUS	64
	LISAD	67
	LISA 1. Leektorukatla soojustehnilist arvutust selgitavad vaated	67
	LISA 2. Katla torulaudade ja tasapinnaliste plaatide tugevusarvutuste tugiringid ja hingamisruumid.....	68
	LISA 3. Leektorukatla eest- ja külgsuuna vaade.....	69
	LISA 4. Leektorukatla tagantvaade ja pikilõige.....	70
	TABELID JA GRAAFILINE MATERJAL	
	Tabel 2.1. Puitpelleti kuivaine elementkoostis, tuhasisaldus ja alumine kütteväärtus [7]	13
	Tabel 2.2. Puitpelleti tarbimisaine elementkoostis, tuhasisaldus ja alumine kütteväärtus.....	14

Tabel 2.3. Küttepindade soojusarvutuse koondtabel.....	27
Tabel 3.1. Tugede ja suitsutorude pinged siserõhust seinale	41
Tabel 4.1. Restitüüpide põhilised omadused [22]	46
Sele 1.1. Kahekäiguline tagasipöörduva suitsugaasiga leektorukatel. [2]	10
Sele 1.2. Kolmekäiguline leektorukatel. [3].....	11
Sele 1.3. Neljakäiguline leektorukatel. [4]	11
Sele 2.1. Katla küttepindade soojusvõimsuste osakaalud	30
Sele 3.1 Teraste voolepiiri sõltuvus temperatuurist [20].....	33
Sele 4.1. AET Combi kütuse jaoturiga etteande süsteem [25].....	45
Sele 4.2. Statsionaarse kaldrestiga katla läbilõige [26]	47
Sele 4.3. Pöördliikumisega ehk kettrestkolde läbilõige [26].....	47
Sele 4.4. Liikuva mehaanilise kaldrestiga katla põhimõte [26]	47
Sele 4.5. Vibreeriva liikumisega vibrorest [27]	48
Sele 4.6. Nelinurkse sekundaarse põlemiskambri õhuvoolude liikumine [22]	49
Sele 4.7. Kütuse ja suitsugaasi vooluse liikumise süsteemid [24]	49
Sele 4.8. Kaldresti liikuvad ja mitteliikuvad restilülid [24]	51
Sele 4.9. Horisontaalse liikuva restiga kolde põhimõte [24].....	52
Sele 4.10. Horisontaalse liikuva resti diagonaalsid paiknevad restilülid [28].....	52
Sele 4.11. Liikuva mehaanilise resti lüli [29].....	53
Sele 4.12. Froeling Lambdamat liikuva mehaanilise horisontaalse restiga [30].....	54
Sele 4.13. Herz BioFire restkoldega katel [31]	54
Sele 4.14. Herz BioFire katla suitsukäigud [31]	55
Sele 4.15. Gilles HPKI-R tööstuslik katel horisontaalse restiga [32]	55
Sele 4.16. Kalvis M1 seeria liikuva kaldrestiga katel [33].....	56
Sele 4.17. Wetorexi liikuva kaldrestiga katel [34]	57

EESSÕNA

Käesoleva lõputöö teema kujunes välja autori isikliku huvi ja töölase arendustöö koosmõjul. Soojustehniliste arvutuste ja tugevusarvutuste koostamisel abistasid autorit ja andsid nõu juhendaja professor Andres Siirde, dotsent Aleksandr Hlebnikov ja insener Toomas Lausmaa. Leektorukatla esialgsed joonised valmisid autori töökohas, Rapla Metall OÜ-s.

Töö autor tänab kõiki, kes töö valmimisele kaasa aitasid.

SISSEJUHATUS

Käesoleva magistritöö teemaks on valitud väikese võimsusega tahkekütuse kolderestiga leektorukatla tehnilised lahendused, kuna väikekatelde projekteerimine ja nende erinevad lahendused on Eestis väga algelisel tasemel. Täpsemalt võiks öelda, et Eestis tegeletakse sellega lausa väga väikeses mahus. Eesti suurimaks väikekatla tootjaks on Rapla Metall OÜ, kellega koostöös ka antud töö on valminud. Rapla Metall OÜ on arenev ja kiiresti kasvav firma, kellel jääb puudu tootearendusest ja soojustehnilistest lahendustest. Kuna Eesti turul pakutakse väga suures mahus välismaa, eriti just Poola ja Austria väikekatlaid, siis oleks mõistlik hakata tegelema rohkem kohaliku toodangu arendamisega ja propageerimisega. Tihtipeale ka inimesed ise soovivad Eesti oma toodangut osta, aga lihtsalt puuduvad sobivad tooted. Selleks oleks vaja luua aga uuenduslikud ja efektiivsed katlalahendused. Sellest tulenevalt ka antud töö vajalikkus.

Kuigi leek-suitsutorukatel on juba varasemalt läbikäidud tee, ei ole seda kasutatud biomassi ja erinevate biokütuste põletamiseks. Samuti on seda katlatüüpi kasutatud põhiliselt auru tootmiseks, kuid antud töös on katel projekteeritud veesoojenduskatlaks. Tänu taastuvenergia levimisele üle kogu maailma, tasuks üle vaadata ka varasemad katelde lahendused, mis kõrvale on heidetud. Tol ajal lihtsalt biomassi sellises mastaabis ei kasutatud.

Töös arvatavaks katlaks on valitud kolmekäiguline leektorukatel. Soojustehnilised arvutused põhinevad suures osas bakalaureuse- ja magistriõppe käigus omandatud valemitega, kuid ka lisaks mõningatel abivalemitega, mida õpingute käigus ei rakendatud. Leektorukatla kui sellise kohta normatiivne soojustehniline arvutusmeetod puudub. Internetist on võimalik leida mõned venekeelsed arvutused, kuid need ei vasta antud töö raamistikule. Seetõttu on kogu katla soojustehniline arvutus üksikutest valemistest kokku pandud ning kasutatud lähendusmeetodit.

Tugevusarvutuste läbiviimisel on aluseks võetud standard EVS-EN 12953 : Trummelkatlad ja selle standardi erinevad osad. Kõige tähtsamaks standardiks oli:

EVS-EN 12953-3:2002 – Trummelkatlad. Osa 3: Survedetailide kavandamine ja arvutamine.

Väikese lihtsustusena on antud töös jäetud arvutamata katla harude ja jätkude tugevus, kuna nende suurused ja asukohad on pandud paika ilma katla koostamist arvestamata. Seda seetõttu, et antud töö on puhtalt teoreetiline arvutus. Enne reaalse katla valmistamist tuleb

kõik detailid ja nende asukohad tootmismeistriga üle vaadata, et kogu konstruktsiooni oleks üldsegi võimalik valmistada.

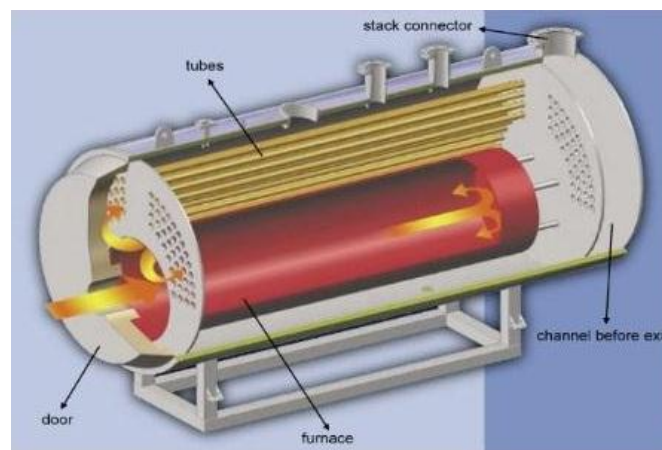
Lisaks soojustehnilisele ja tugevuslikule arvutusele on antud töö eesmärgiks selgitada välja leektorukatla sobiv ja efektiivne konstruktsioon ja sellega koos ka parim võimalik lahendus kolderesti kasutamiseks katlas. Selle hindamiseks on töös välja toodud mõned levinud restkoldega katlad ja nende omavaheline võrdlus. Lisaks ka erinevate restitüüpide üldiseloomustus.

Töö lähteandmeteks on valitud katla soojusvõimsus 250kW. Peale- ja tagasivoolutemperatuurid on 95°C ja 70°C. Katla tööõhuks on valitud 4 bar. Etteantud kasuteguriks on valitud 0,85. Kasutatavaks kütuseks on soojustehnilises arvutuses võetud puitpellet, kuna soojustehnilise arvutuse hetkeks ei olnud valitud kolde resti ning lihtsustamise mõttes on tehtud arvutus puhtalt leektorukatla kohta. Konkreetselt katla arvutus oli ka töö üheks eesmärgiks – enne, kui hakata keerulisi restkolde arvutusi tegema, peaks olema selged põhilised soojustehnilised aspektid ja nende sõltuvused üksteisest, mida antud arvutus ka väga selgelt välja tõi. Sama kehtib ka tugevusarvutuse kohta.

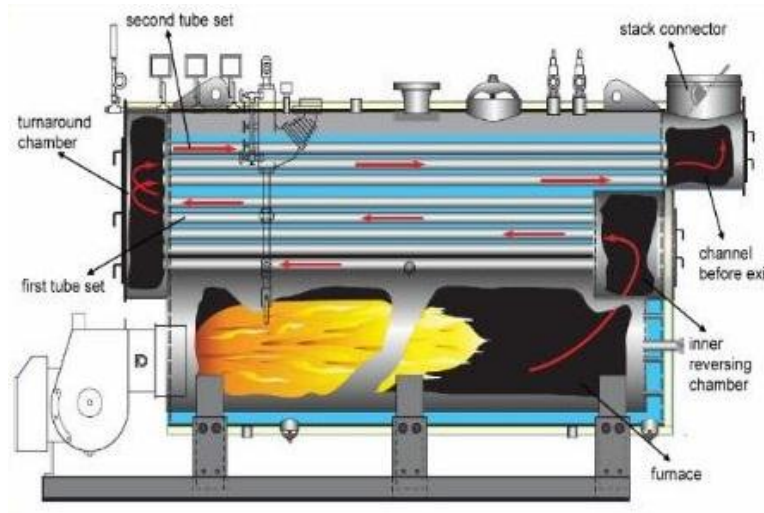
Töö esimeses osas on toodud leektorukatelde üldine iseloomustus. Selle põhjal on ka valitud katlaks kolmekäiguline leektorukatel. Töö teises osas on koostatud katla soojustehniline arvutus. Töö kolmanda osa moodustab katla tugevusarvutus. Töö neljandaks ja viimaseks osaks on restkolde ja kolderesti üldiseloomustus ja valik. Välja on toodud ka mõned konkreetsed katlad, millele tuginedes on leitud sobivad kriteeriumid, millele leektorukatel peaks vastama. Lisades on toodud soojustehnilise- ja tugevusarvutuse abijoonised ja arvutatava katla üldjoonised.

1. LEEKTORUKATLA ÜLDISELOOMUSTUS

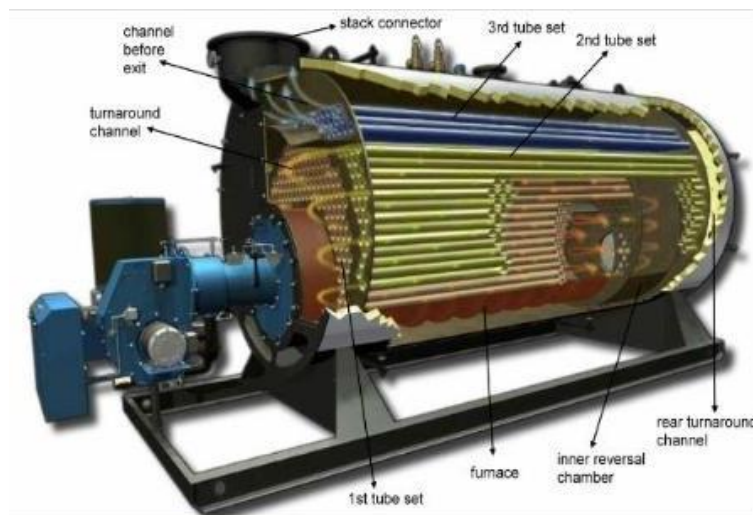
Leektorukatlad (inglise keeles *fire-tube boiler*) on enimlevinud soojusgeneraatorid kuuma vee ja auru tootmiseks kuni võimsuseni 25MW ja rõhuni 25bar. Leektorukatlaid on mitut tüüpi: kahekäiguline tagasipöörduva suitsugaasiga (inglise keeles: *two-pass reverse flue*) (vt. sele 1.1), kahekäiguline (inglise keeles: *two-pass*), kolmekäiguline (inglise keeles: *three-pass*) (vt. sele 1.2), neljakäiguline (inglise keeles: *four-pass*), tagumise veesärgiga (inglise keeles: *wetback*) ja ilma tagumise veesärgita (inglise keeles: *dryback*) katel. Üldiselt on kõige levinum kolmekäiguline leektorukatel. Need kõik katlatüübid sarnanevad üksteisele oma ümara põlemiskambri ehk leegitoru (inglise keeles: *furnace*) ja väiksemate leegi- või suitsutorude (inglise keeles: *fire- or smoke tubes*) poolest. Katla kollet ja suitsutorusid ümbritseb vesi, millele kantakse üle kütuse põletamisel eralduv soojus. Aurukatelde korral on katlas teatud kõrgusel veepiir, millest üleval pool asub aur. Kuumaveekatelde puhul on terve katel täidetud veega ja katla ülemises osas puudub tühimik auru jaoks. Osa leektorukatelde koldeid on täielikult jahutatud veega, kuid osa puhul ei ole kolde tagumises seinas veesärki, vaid hoopis kuumuskindel materjal, näiteks keraamika või ahjusegu (šamottkivi). Leektorukatla uks ei ole enamikel juhtudel vesijahutusega, mistõttu peab see olema samuti kaetud kuumuskindla ja ühtlasi ka soojust vähejuhtiva materjaliga. Peamiselt kasutatakse sellist tüüpi küttekollete puhul nii tahkekütuse, õli kui ka gaasi põletamiseks põleteid, mis paiknevad läbi katla ukse, millel on ka ühtlasi põleti hooldamiseks ja puhastamiseks vastav luuk. Põleti ümber on üldjuhul samuti kuumuskindel ja isoleeriv materjal. Põlemisgaasid juhitakse koldest läbi suitsutorudesse, kust nad pärast soojuse üleandmist veele liiguvad katlast välja korstnasse. Kuna kolle ja suitsutorud on täidetud leekide ja suitsuga ja kolle ise on torukujuline, siis sellest tuleneb ka antud katlatüübi nimetus – leektorukatel. [1]



Sele 1.1. Kahekäiguline tagasipöörduva suitsugaasiga leektorukatel [2]



Sele 1.2. Kolmekäiguline leektorukatel [3]



Sele 1.3. Neljakäiguline leektorukatel [4]

1.1 Leektorukatelde eelised ja puudused

Katla valimisel on esimeseks sammuks leektorukatla ja veetorukatla (inglise keeles: *water-tube boiler*) vahelise valiku tegemine. Need katlad erinevad üksteisest tööpõhimõttelise ehituse poolest. Trummelkatlas voolab vesi kollet ümbritsevates kiirgusküttepindade ja konvektiivküttepindade torudes. Leektorukatlas voolab aga vesi koldetoru ja suitsutorusid ümbritsevas veekestas. Leektorukatel omab tööstusliku trummelkatla ees teatavaid eeliseid, kuid samas on nendel ka mõningased puudused. Üheks suurimaks puuduseks on juba

esimeses peatükis mainitud võimsus- ja rõhupiirid, millest suuremate väärtuste korral on mõistlikum valida just tõusvate ja langevate torudega trummelkatel ning üheks suurimaks eeliseks on leektorukatla kompaktsus.

Eelised: [5, 6]

- leektorukatla 25-40% soodsam hind (peamiselt tänu väiksematele tootmiskuludele);
- katla, kui seadme, suurem efektiivsus;
- lihtsam paigaldada;
- lihtsam puhastada ja hooldada;
- lihtsam parandada (vajadusel torusid vahetada);
- kompaktsem;
- suurem veemaht ja seetõttu ka soojusmahtuvus (näiteks auru kulu muutumisel).

Puudused: [5, 6]

- piiratud võimsus ja auru tootlikkus;
- piiratud auru rõhk;
- väiksem auru kvaliteet (ei ole võimalik lisada auru ülekuumendusküttepindasid);
- suurem veepoolne takistus;
- raskem kasutada erinevaid tahkeid kütuseid.

Erinevate leektorukatelde katsetusandmete põhjal võib väita, et parimaks leektorukatla konstruktsiooniks võib pidada tagumise veesärgiga ja kolmekäigulist katelt. Kuigi käikude arvu seos katla efektiivsusega on suhteline, siis enamlevinud ongi just kolmekäigulised katlad. Tagumise veesärgi olemasolu võimaldab kasutada katla ehitusel vähem kuumuskindlat materjali, mis muudab nii ehitus- kui ka eksploatatsioonikulud väiksemaks. Lisaks on väiksem oht, et pöördkambri torulauas liiga suurte termiliste pingete tõttu praod või mõrad tekivad. Käikude arvust ja torude pikkusest tuleneb katla vee- ja gaasipoolne takistus ja ühtlasi ka katla veemaht. Mida rohkem käikusid, seda suuremad takistused, aga seda suurem ka veemaht. [5, 6]

Kuigi soojustehniliselt ei ole vahet, kui palju edasi-tagasi suitsukäike katlal on, arvestades, et oluline on just gaaside kiirus ja küttepinna suurus, siis mitmekäiguliste katelde eelis kahekäigulise tagasipöörduva suitsugaasiga katelde ees on madalamad koldetemperatuurid ja seega ka väiksemad NO_x heitmed. [1]

2. LEEKTORUKATLA SOOJUSTEHNILINE ARVUTUS

2.1. Katlaarvutuse algandmed

- Soojusvõimsus $Q_k = 250kW = 0,25MW$;
- Katlasse siseneva vee temperatuur $t'_{vesi} = 70^{\circ}C$;
- Katlast väljuva vee temperatuur $t''_{vesi} = 95^{\circ}C$;
- Katla maksimaalne töö rõhk $p = 4bar = 0,4MPa$;
- Katla kasutegur $\eta_k = 0,85$;
- Kütus: puitpellet .

2.2. Kütuse andmed

2.2.1. Puitpelleti koostis ja kütteväärtus

Leektorukatla soojustehniliste arvutuste teostamiseks on kütuseks valitud puitpellet, mille niiskusesisalduseks on arvestatud $W_t = 10\%$. Puitpelleti kuivaine koostis on toodud tabelis 2.1. Kütuse koostise puhul on kõik protsentuaalsed osakaalud antud massiprotsentides.

Tabel 2.1. Puitpelleti kuivaine elementkoostis, tuhasisaldus ja alumine kütteväärtus [7]

	Süsinik	Vesinik	Hapnik	Lämmastik	Väävel	Tuhk (550°C)	Kuivaine alumine kütteväärtus
Kütus \ Ühik	%	%	%	%	%	%	MJ/kg
Puitpellet	51,0	6,0	42,5	<0,1	0,01	0,4	19,1

Kütuse koostise kuivaine sisalduse järgi ümberarvutamiseks tarbimisaine koostisele kasutatakse järgmist valemit:

$$C_t = C_k \cdot \frac{100 - W_t}{100}, \quad (2.1)$$

kus C_t – süsiniku sisaldus tarbimisaines, % ;

C_k – süsiniku sisaldus kuivaines, % ;

W_t – tarbimisaine niiskusesisaldus, %.

$$C_t = 51 \cdot \frac{100 - 10}{100} = 45,9\%$$

Kuivaine alumise kütteväärtuse ümberarvutamine tarbimisaine alumiseks kütteväärtuseks tehakse järgmise valemi abil:

$$Q_a^t = Q_a^k \cdot \left(1 - \frac{W^t}{100}\right) - 2,44 \cdot \frac{W^t}{100}, \quad (2.2)$$

kus Q_a^t – tarbimisaine alumine kütteväärtus, MJ/kg ;

Q_a^k – kuivaine alumine kütteväärtus, MJ/kg .

$$Q_a^t = 19,1 \cdot \left(1 - \frac{10}{100}\right) - 2,44 \cdot \frac{10}{100} = 16,95 \frac{MJ}{kg}$$

Kuivainelt tarbimisainele ümberarvutatud kütuse koostis on toodud tabelis 2.2.

Tabel 2.2. Puitpelleti tarbimisaine elementkoostis, tuhasisaldus ja alumine kütteväärtus

	Süsinik	Vesinik	Hapnik	Lämmastik	Väävel	Tuhk	Tarbimisaine alumine kütteväärtus
Kütus \ Ühik	%	%	%	%	%	%	MJ/kg
Puitpellet	45,9	5,4	38,3	0,09	0,01	0,36	16,95

2.1.1. Puitpelleti kulu

Kütusekulu vastavalt katla soojusvõimsusele on järgmine:

$$B = \frac{Q_k}{Q_a^t \cdot \eta_k}, \quad (2.3)$$

kus B – kütuse kulu, kg/s .

$$B = \frac{0,25}{16,95 \cdot 0,85} = 0,0174 \frac{kg}{s}$$

2.3. Põlemisõhu ja –gaaside hulk

Liigõhutegur on antud katla jaoks valitud $\alpha_{\delta} = 1,4$.

Kütuse põlemiseks teoreetiliselt vajalik õhuhulk:

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^t + 0,375 \cdot S_1^t) + 0,265 \cdot H^t - 0,0333 \cdot O^t, \quad (2.4)$$

kus V^0 – 1 kg kütuse põlemiseks teoreetiliselt vajalik õhuhulk, nm^3/kg ;

H^t – vesiniku sisaldus tarbimisaines, % ;

S_1^t – väävli sisaldus tarbimisaines, % ;

O^t – hapniku sisaldus tarbimisaines, %.

$$V^0 = 0,0889 \cdot (45,9 + 0,375 \cdot 0,01) + 0,265 \cdot 5,4 - 0,0333 \cdot 38,3 = 4,238 \frac{nm^3}{kg}$$

Kuivade kolmeatomiliste gaaside maht:

$$V_{RO_2} = 0,01866 \cdot (C^t + 0,375 \cdot S_1^t) , \quad (2.5)$$

kus V_{RO_2} – kuivade kolmeatomiliste gaaside maht, nm^3/kg .

$$V_{RO_2} = 0,01866 \cdot (45,9 + 0,375 \cdot 0,01) = 0,857 \frac{nm^3}{kg}$$

Veeauru minimaalne maht:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^t + 0,0124 \cdot W^t + 0,0161 \cdot V^0 , \quad (2.6)$$

kus $V_{H_2O}^0$ – veeauru minimaalne maht, nm^3/kg .

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 5,4 + 0,0124 \cdot 10 + 0,0161 \cdot 4,238 = 0,792 \frac{nm^3}{kg}$$

Lämmastiku minimaalne maht:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,008 \cdot N^t , \quad (2.7)$$

kus $V_{N_2}^0$ – lämmastiku minimaalne maht, nm^3/kg ;

N^t – lämmastiku sisaldus tarbimisaines, %.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,238 + 0,008 \cdot 0,09 = 3,349 \frac{nm^3}{kg}$$

Põlemisgaasi minimaalne maht:

$$V_g^0 = V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 + V_{N_2}^0 , \quad (2.8)$$

kus V_g^0 – põlemisgaasi minimaalne maht, nm^3/kg .

$$V_g^0 = 0,857 + 0,792 + 3,349 = 4,997 \frac{nm^3}{kg}$$

Põlemisgaasis oleva lämmastiku, veeauru ja hapniku tegelik maht:

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + 0,79 \cdot (\alpha_{\delta} - 1) \cdot V^0 , \quad (2.9)$$

kus V_{N_2} – lämmastiku tegelik maht põlemisgaasis, nm^3/kg ;

$\alpha_{\bar{o}}$ – liigõhutegur.

$$V_{N_2} = 3,349 + 0,79 \cdot (1,4 - 1) \cdot 4,238 = 4,688 \frac{nm^3}{kg}$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{\bar{o}} - 1) \cdot V^0, \quad (2.10)$$

kus V_{H_2O} – veeauru tegelik maht põlemisgaasis, nm^3/kg .

$$V_{H_2O} = 0,792 + 0,0161(1,4 - 1) \cdot 4,238 = 0,819 \frac{nm^3}{kg}$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha_{\bar{o}} - 1) \cdot V^0, \quad (2.11)$$

kus V_{O_2} – hapniku tegelik maht põlemisgaasis, nm^3/kg .

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,4 - 1) \cdot 4,238 = 0,356 \frac{nm^3}{kg}$$

Põlemisgaasi tegelik maht:

$$V_g = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + V_{O_2}, \quad (2.12)$$

kus V_g – põlemisgaasi tegelik maht, nm^3/kg .

$$V_g = 0,857 + 4,688 + 0,819 + 0,356 = 6,720 \frac{nm^3}{kg}$$

Veeauru ja kolmeatomiliste gaaside osamahud:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g} = \frac{0,819}{6,720} = 0,122, \quad (2.13)$$

kus r_{H_2O} – veeauru osamaht suitsugaasides.

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_g} = \frac{0,857}{6,720} = 0,127, \quad (2.14)$$

kus r_{RO_2} – kolmeatomiliste gaaside osamaht suitsugaasides.

Veeauru ja kolmeatomiliste gaaside osarõhud: [8]

$$p_{H_2O} = r_{H_2O} \cdot p, \quad (2.15)$$

kus p_{H_2O} – veeauru osarõhk suitsugaasides, kgf/cm^2 ;

p – suitsugaasi rõhk, kgf/cm^2 (on võetud võrdseks atmosfäärirõhuga, $101325\text{Pa}=1,03\text{kgf/cm}^2$).

$$p_{H_2O} = 0,122 \cdot 1,03 = 0,126 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$p_{CO_2} = r_{RO_2} \cdot P, \quad (2.16)$$

kus p_{CO_2} – kolmeatomiliste gaaside osarõhk suitsugaasides, kgf/cm^2 .

$$p_{CO_2} = 0,127 \cdot 1,03 = 0,131 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Suitsugaaside maht vastavalt kütusekulule:

$$V_{gaas}^0 = V_g \cdot B, \quad (2.17)$$

kus V_{gaas}^0 – suitsugaaside maht vastavalt kütusekulule, nm^3/s .

$$V_{gaas}^0 = 6,720 \cdot 0,0174 = 0,117 \frac{\text{nm}^3}{\text{s}}$$

Suitsugaaside erisoojus 1 kg kütuse kohta:

$$c_p^g(1325,9^\circ\text{C}) = 1,440 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_p^{\bar{o}hk}(1325,9^\circ\text{C}) = 1,049 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho_g(0^\circ\text{C}) = 1,295 \frac{\text{kg}}{\text{nm}^3}$$

$$\rho_{\bar{o}hk}(0^\circ\text{C}) = 1,293 \frac{\text{kg}}{\text{nm}^3}$$

$$c_{kütus}^g = V_g^0 \cdot c_p^g \cdot \rho_g + (\alpha_{\bar{o}} - 1) \cdot V^0 \cdot c_p^{\bar{o}hk} \cdot \rho_{\bar{o}hk}, \quad (2.18)$$

kus $c_{kütus}^g$ - suitsugaaside erisoojus 1kg kütusele, $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{kütus} \cdot \text{K}}$;

c_p^g - suitsugaaside erisoojus gaaside keskmisel temperatuuril, $\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$;

$c_p^{\bar{o}hk}$ - õhu erisoojus gaaside keskmisel temperatuuril, $\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$;

ρ_g - suitsugaaside tihedus normaaltingimustel, $\frac{\text{kg}}{\text{nm}^3}$;

$\rho_{\text{õhk}}$ - õhu tihedus normaaltingimustel, $\frac{kg}{nm^3}$.

$$c_{\text{kütus}}^g = 4,997 \cdot 1,440 \cdot 1,295 + (1,4 - 1) \cdot 4,238 \cdot 1,049 \cdot 1,293 = 11,616 \frac{kJ}{kg_{\text{kütus}} \cdot K}$$

Antud väärtus on leitud kolde leegitoru keskmisel temperatuuril. Suitsugaaside temperatuuri langemise tõttu jooksvalt igas katla osas, on vaja suitsugaaside erisoojus 1 kg kütuse kohta iga küttepinna kohta eraldi leida. Samuti ka suitsugaaside erisoojus kütusekulu kohta.

Suitsugaaside erisoojus kütusekulu kohta:

$$c_B^g = c_{\text{kütus}}^g \cdot B, \quad (2.19)$$

kus c_B^g - suitsugaaside erisoojus kütusekulu kohta, kW/K.

$$c_B^g = 11,616 \cdot 0,0174 = 0,202 \frac{kW}{K}$$

2.4. Kolde soojustehniline arvutus

Katla soojustehniline arvutus põhineb liitsoojusülekanal ehk kiirgusliku ja konvektiivse soojusülekanalite teguri leidmisel. Arvutuse lihtsustamiseks on katel jaotatud vastavalt neljaks osaks või kehaks, mille igaühe kohta tehakse eraldi arvutus. Arvutus viiakse läbi suitsugaaside liikumise suunas (ühtlasi ka gaaside temperatuuri langemise suunas) – leegitoru (kolle), pöördkamber, esimene suitsukäik ja teine suitsukäik. Lihtsustamise mõttes on vee temperatuuri tõusu arvestatud vastavalt igas osas üleantud soojushulgale ehk iga järgneva osa arvutamisel on vee temperatuur eelnevast kõrgem, alustades koldest ja lõpetades teise suitsukäiguga (reaalselt toimub vee soojendamine vastavalt katlasse vee sisenemise ja väljumise asukohale – kuna antud katlal on tagasivool projekteeritud katla tagakülje alumisse serva, siis soojendab vett kõigepealt pöördkamber, mitte kolle). Kuna käesoleva töö raames ei ole katelt täielikult valmis projekteeritud, siis puudub ka täpne ettekujutus esimese ja teise suitsukäigu vahelise ruumi ehk pöördkambri suurusel, kus soojust antakse üle ka läbi esiotsa ehk esimese torulaua katla veele. Samuti puudub ka ettekujutus suitsugaasi väljumiskambri ehk slepe suurusel (pärast teist suitsukäiku koondub gaasivoolus ühte suurema läbimõõduga torusse), kust samuti kandub soojus läbi tagaotsa ehk tagumise torulaua katla veele. Sellest tulenevalt ei ole antud soojustehnilises arvutuses arvestatud esimese ja tagumise torulaua soojusvahetuspinnaga.

Kõik edasistes arvutustes kasutatud suitsugaaside ja vee soojusfüüsikalised omadused on võetud Soojustehnika käsiraamatust [8].

2.4.1. Kolde gaasipoolne kiirguslik soojusülekanndetegur

Kütuse põlemistemperatuuriks ehk põlemisel tekkiva gaasi algtemperatuuriks on erinevate kirjanduslike allikate põhjal valitud $t'_{kolle} = t_1 = 1500^\circ C$. [9]

Kolde leegitoru iseloomulikud mõõdud:

$d_{sk} = 0,596$ m – kolde leegitoru sisemine läbimõõt koos kividega;

$\delta_{kivi} = 0,050$ m – koldekivi paksus;

$d_s = 0,698$ m – kolde leegitoru sisemine läbimõõt;

$d_v = 0,711$ m – kolde leegitoru sisemine läbimõõt koos kividega;

$\delta_{kolle} = 0,0063$ m – kolde leegitoru seinapaksus;

$L_{kolle} = 1,4$ m – kolde leegitoru pikkus.

$$F_{kolle} = \pi \cdot d_{sk} \cdot L_{kolle} = 3,14 \cdot 0,596 \cdot 1,4 = 2,621 m^2,$$

kus F_{kolle} – kolde sisekülgpindala.

$$F_{ristlõige} = \frac{\pi \cdot d_{sk}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,596^2}{4} = 0,279 m^2$$

kus $F_{ristlõige}$ – kolde vaba ristlõikepindala.

Gaaside keskmine temperatuur kolde leegitorus:

Gaaside temperatuur koldest lahkumisel on leitud arvutuste käigus lähendusmeetodiga, kasutades valemit 2.37: $t''_{kolle} = t_2 = 1131,3^\circ C$.

$$\bar{T} = \sqrt[4]{\frac{1}{5} \cdot \frac{(T_1^5 - T_2^5)}{(T_1 - T_2)}}, \quad (2.20)$$

kus \bar{T} - gaaside keskmine absoluutne temperatuur koldes, K ;

T_1 – kütuse absoluutne põlemistemperatuur, K ;

T_2 – gaaside absoluutne temperatuur koldest lahkumisel, K. [10]

$$\bar{T} = \sqrt[4]{\frac{1}{5} \cdot \frac{(1500 + 273,15)^5 - (1131,3 + 273,15)^5}{[(1500 + 273,15) - (1131,3 + 273,15)]}} = 1599,05 K$$

$$\bar{t} = \bar{T} - 273,15 = 1599,05 - 273,15 = 1325,9^\circ C$$

Kiirgava gaasikihi efektiivpaksus:

$$l_{ef} = 0,9 \cdot d_{sk}, \quad (2.21)$$

kus l_{ef} – kiirgava gaasikihi efektiivpaksus (vanemas kirjanduses ka s_{ef}), m. [11]

$$l_{ef} = 0,9 \cdot 0,596 = 0,536m$$

Gaasi optiline tihedus sõltuvalt kolmeatomilistest gaasidest:

$$\tau_{H_2O+CO_2} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{(p_{H_2O} + p_{CO_2}) \cdot l_{ef}}} \cdot (1 - 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{T}) \cdot (p_{H_2O} + p_{CO_2}) \cdot l_{ef}, \quad (2.22)$$

kus $\tau_{H_2O+RO_2}$ - gaasi optiline tihedus sõltuvalt kolmeatomilistest gaasidest. [8]

$$\tau_{H_2O+CO_2} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 0,122}{\sqrt{(0,126 + 0,131) \cdot 0,536}} \cdot (1 - 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot 1599,05) \cdot (0,126 + 0,131) \cdot 0,536 = 0,145$$

Leegis hõljuvate tuhaosakeste optiline tihedus:

$$\tau_t = \frac{b}{\sqrt[3]{\bar{T}^2 \cdot \delta^2}} \cdot \mu_t \cdot l_{ef}, \quad (2.23)$$

kus τ_t – leegis hõljuvate tuhaosakeste tihedus ;

b – tegur, hea reaktsioonivõimega kütustele $b \sim 5$;

δ – osakeste keskmine läbimõõt, μm ;

μ_t – tolmu kontsentratsioon gaasisegus, g/m^3 . [8, 12]

$$\tau_t = \frac{5}{\sqrt[3]{1599,05^2 \cdot 20^2}} \cdot 0,05 \cdot 0,536 = 0,00013$$

Leegi tahmaosakeste kiirgus:

$$\tau_{tahm} = 0,03 \cdot (2 - \alpha_{\delta}) \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{T} - 0,5) \cdot \frac{C^t}{H^t} \cdot l_{ef}, \quad (2.24)$$

kus τ_{tahm} – leegi tahmaosakestest tulenev optiline tihedus. [8]

$$\tau_{tahm} = 0,03 \cdot (2 - 1,4) \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1599,05 - 0,5) \cdot \frac{45,9}{5,4} \cdot 0,536 = 0,169$$

Gaaside mustusaste:

$$\varepsilon_{\Sigma} = 1 - e^{-(\tau_{H_2O+CO_2} + \tau_t + \tau_{tahm})}, \quad (2.25)$$

kus ε_{Σ} – gaaside mustusaste, mis arvestab mitme komponendi samaaegse kiirgusega. [8]

$$\varepsilon_{\Sigma} = 1 - e^{-(0,145 + 0,00013 + 0,169)} = 0,269$$

Kiirguslik soojusvoog:

Kolde sisepinna temperatuur on leitud arvutuste käigus lähendusmeetodiga, kasutades valemit 2.45: $t_s = 1184,5^\circ C$.

$$q_{kolle} = \varepsilon_\Sigma \cdot \varepsilon_s \cdot \sigma_0 \cdot (\bar{T}^4 - T_s^4), \quad (2.26)$$

kus q – kolde kiirguslik soojusvoog, W/m^2 ;

$$\sigma_0 - \text{Stefani Boltzmanni konstant, } \sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4};$$

ε_s – pinna mustusaste (nii terase kui ka tulekindla kivi jaoks võetud 0,9). [8, 13]

$$q_{kolle} = 0,269 \cdot 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot [1599,05^4 - (1184,5 + 273,15)^4] = 27828,0 \frac{W}{m^2} = 27,828 \frac{kW}{m^2}$$

Kiirguslik soojusülekannekoefitsient:

$$\alpha_{kiirg} = \frac{q_{kolle}}{(T - T_s)}, \quad (2.27)$$

kus α_{kiirg} – kiirguslik soojusülekannekoefitsient kolde, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$. [13]

$$\alpha_{kiirg} = \frac{27828,0}{[1599,05 - (1184,5 + 273,15)]} = 196,79 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

2.4.2. Kolde gaasipoolne konvektiivne soojusülekannekoefitsient

Gaaside reaalne maht ja kiirus kolde leegitorus:

$$V_{gaas} = \frac{V_{gaas}^0 \cdot \bar{T}}{273,15}, \quad (2.28)$$

kus V_{gaas} – gaaside maht vastavalt gaaside keskmisele temperatuurile, m^3/s .

$$V_{gaas} = \frac{0,117 \cdot 1599,05}{273,15} = 0,683 \frac{m^3}{s}$$

$$w = \frac{V_{gaas}}{F_{ristlõige}}, \quad (2.29)$$

kus w – gaaside keskmine kiirus kolde leegitorus, m/s .

$$w = \frac{0,683}{0,279} = 2,45 \frac{m}{s}$$

Reynoldsi arvu leidmine:

$$Re = \frac{w \cdot d_{sk}}{\nu}, \quad (2.30)$$

kus Re – Reynoldsi arv, mis iseloomustab voolamisrežiimi ;

ν – gaaside kinemaatiline viskoossus nende keskmisel temperatuuril, m^2/s .

$$\nu(1326^\circ C) = 2,55 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}$$

$$Re = \frac{2,45 \cdot 0,596}{2,55 \cdot 10^{-4}} = 5720,0 \Rightarrow \text{üleminekurežiim}$$

Nusselti arvu leidmine:

Kuigi Reynoldsi arv näitab voolamisrežiimiks üleminekurežiimi, siis on arvutuste lihtsustamiseks kasutatud turbulentsele voolamisele ($Re > 10^4$) sobivat Nusselti arvu leidmise valemit.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_v}{Pr_s}\right)^{0,25}, \quad (2.31)$$

kus Nu – Nusselti arv, mis iseloomustab soojusülekanne tahke keha ja vedeliku vahel ;

Pr – Prandtl'i arv, mis iseloomustab impulsi- ja soojusülekangetegurite suhet. Indeksid v ja s tähistavad vastavalt keskkonda ja pinda, mille temperatuuri järgi antud suurus leitakse. [8, 13]

$$Pr_v(1325,9^\circ C) = 0,547$$

$$Pr_s(1184,5^\circ C) = 0,562$$

$$Nu = 0,021 \cdot 5720,0^{0,8} \cdot 0,547^{0,43} \cdot \left(\frac{0,547}{0,562}\right)^{0,25} = 16,33$$

Konvektiivne soojusülekangetegur:

$$Nu = \frac{\alpha_{konv} \cdot d_{sk}}{\lambda_g} \Rightarrow \alpha_{konv} = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{d_{sk}}, \quad (2.32)$$

kus α_{konv} – konvektiivne soojusülekangetegur, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$;

λ_g – suitsugaaside soojusjuhtivustegur gaaside keskmisel temperatuuril, $\frac{W}{m \cdot K}$.

$$\lambda_g(1325,9^\circ C) = 0,137 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\alpha_{konv} = \frac{16,33 \cdot 0,137}{0,596} = 3,75 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Liitsoojusülekanne:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{kiirg} + \alpha_{konv}, \quad (2.33)$$

kus α_{Σ} – summaarne soojusülekangetegur liitsoojusülekanandel, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

$$\alpha_{\Sigma} = 196,79 + 3,75 = 200,54 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Summaarse soojusülekangeteguri abil on võimalik leida kogu kolde leegitoru läbiv soojusvoog q_{Σ} , kasutades valemi 2.25 teisendatud kuju.

$$q_{\Sigma} = \alpha_{\Sigma} \cdot (\bar{T} - T_s), \quad (2.34)$$

kus q_{Σ} – kogu kolde leegitoru summaarne soojusvoog, W/m^2 . [13]

$$q_{\Sigma} = 200,54 \cdot (1325,9 - 1184,5) = 28358,0 \frac{W}{m^2} = 28,358 \frac{kW}{m^2}$$

Arvestades kolde leegitoru pindala, on võimalik leida kolde summaarne soojusvõimsus Q_{kolle} .

$$Q_{kolle} = q_{\Sigma} \cdot F_{kolle}, \quad (2.35)$$

kus Q_{kolle} – kolde summaarne soojusvõimsus, W.

$$Q_{kolle} = 28358,0 \cdot 2,621 = 74336W = 74,336kW$$

Soojusvõimsus kolde leegitoru 1m kohta:

$$Q_{kolle}^{1m} = \frac{Q_{kolle}}{L_{kolle}} = \frac{74,336}{1,4} = 53,097 \frac{kW}{m}$$

Kolde leegitorule vastav gaasi temperatuuri lang:

Kasutades punktis 2.3 leitud suitsugaasi erisoojust kütusekulu kohta on võimalik leida kolde leegitoru soojusvõimsusele vastav temperatuurilang.

$$\Delta t_{kolle} = \frac{Q_{kolle}}{c_B^g}, \quad (2.36)$$

kus Δt_{kolle} – kolde leegitorule vastav gaaside temperatuuri langus, K.

$$\Delta t_{kolle} = \frac{74,336}{0,202} = 368,7K$$

Gaaside temperatuuri lang kolde leegitoru 1m kohta:

$$\Delta t_{kolle}^{1m} = \frac{\Delta t_{kolle}}{L_{kolle}} = \frac{368,7}{1,4} = 263,4 \frac{K}{m}$$

Suitsugaasi temperatuur koldest väljumisel:

$$t_{kolle}'' = t_{kolle}' - \Delta t_{kolle} \quad , \quad (2.37)$$

kus t_{kolle}'' - koldest lahkuv suitsugaasi temperatuur, °C.

$$t_{kolle}'' = 1500 - 368,7 = 1131,3^{\circ}C$$

2.4.3. Kolde veepoolne soojusülekanne

Arvutamisel on kolde leegitorult soojust ülekannet veele arvestatud kui vabakonvektsiooni horisontaalsele torule.

Katla soojusvõimsusele vastav vee massikulu läbi katla:

$$Q_k = M_{vesi} \cdot c_p^{vesi} \cdot (t_{vesi}'' - t_{vesi}') \Rightarrow M_{vesi} = \frac{Q_k}{c_p^{vesi} \cdot (t_{vesi}'' - t_{vesi}')} \quad (2.38)$$

kus M_{vesi} – vee massikulu vastavalt katla nominaalvõimsusele, kg/s ;

$$c_p^{vesi} \text{ - vee masserisoojus, } \frac{kJ}{kg \cdot K} \text{ , } c_p^{vesi} (82,5^{\circ}C) = 4,198 \frac{kJ}{kg \cdot K} .$$

$$M_{vesi} = \frac{250}{4,198 \cdot (95 - 70)} = 2,382 \frac{kg}{s}$$

Vee keskmine temperatuur kolde leegitoru ümber:

Vee keskmine temperatuur on ligikaudselt arvutatav kolde leegitorus üleantava soojusvõimsuse järgi, kui arvestada katlasse siseneva vee temperatuuriga $t_{vesi}' = 70^{\circ}C$.

$$t_{k,vesi}'' = t_{vesi}' + \frac{Q_{kolle}}{c_p^{vesi} \cdot M_{vesi}} \quad , \quad (2.39)$$

kus $t_{k,vesi}''$ - vee temperatuur pärast kolde seinadelt ülekantud soojusvõimsust, °C.

$$t_{k,vesi}'' = 70 + \frac{74,336}{4,198 \cdot 2,382} = 77,4^{\circ}C$$

Vee keskmine temperatuur kolde leegitoru ümber:

$$\bar{t}_{k,vesi} = \frac{t_{vesi}' + t_{k,vesi}''}{2} \quad , \quad (2.40)$$

kus $\bar{t}_{k,vesi}$ - vee keskmine temperatuur kolde leegitoru ümber, °C.

$$\bar{t}_{k,vesi} = \frac{70 + 77,4}{2} = 73,7 \approx 74^\circ\text{C}$$

Grashoffi arvu leidmine:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d_v^3}{\nu^2}, \quad (2.41)$$

kus Gr – Grashoffi arv, mis iseloomustab gravitatsioonijõudude ja viskoossusjõudude suhet.

g – raskusjõud, $g=9,8066 \text{ m/s}^2$;

β – ruumpaisumistegur keskkonna ja pinna keskmisel temperatuuril, $1/\text{K}$;

Δt – keskkonna ja pinna keskmine temperatuur, $^\circ\text{C}$;

ν – vee kinemaatiline viskoossus keskkonna ja pinna keskmisel temperatuuril, m^2/s .

Keskkonna ja pinna keskmine temperatuur:

$$\Delta t = \frac{t_{s,välis} + \bar{t}_{k,vesi}}{2}, \quad (2.42)$$

kus Δt – keskkonna ja pinna keskmine temperatuur, $^\circ\text{C}$;

$t_{s,välis}$ – kolde leegitoru välispinna temperatuur, $^\circ\text{C}$.

Keskkonna ja pinna keskmine temperatuuri leidmiseks kasutatav kolde välispinna temperatuur on leitud arvutuste käigus lähendusmeetodiga, kasutades valemit 2.46:

$$t_{s,välis} = 87,7^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t = \frac{87,7 + 74}{2} = 80,9 \approx 81^\circ\text{C}$$

$$\beta(81^\circ\text{C}) = 6,38 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$$

$$\nu(81^\circ\text{C}) = 0,361 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Gr = \frac{9,8066 \cdot 6,38 \cdot 10^{-4} \cdot 80,9 \cdot 0,711^3}{0,361 \cdot 10^{-6}} = 1,40 \cdot 10^{12}$$

Nusselti arvu leidmine:

$$Nu = 0,135 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3} \cdot \left(\frac{Pr_v}{Pr_s} \right)^{1/3}, \quad (2.43)$$

$$Pr_v(74^\circ\text{C}) = 2,41$$

$$Pr_s(88^\circ\text{C}) = 2,00$$

$$Nu = 0,135 \cdot (1,40 \cdot 10^{12} \cdot 2,41)^{1/3} \cdot \left(\frac{2,41}{2,00} \right)^{1/3} = 2153,8$$

Veepoolne soojusülekande tegur kolde leegitorule:

Soojusülekande tegur on leitud kasutades valemit 2.32.

$$\alpha_{vesi} = \frac{Nu \cdot \lambda_{vesi}}{d_v}$$

$$\lambda_{vesi}(74^\circ\text{C}) = 67,0 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\alpha_{vesi} = \frac{2153,8 \cdot 67 \cdot 10^{-2}}{0,711} = 2030,9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Kolde leegitoru sisepinna ja välispinna temperatuurid:

Lineaarne soojusvoog läbi kolde seina gaasidelt veele:

$$q_L = \frac{\pi \cdot (\bar{t} - \bar{t}_{k,vesi})}{\frac{1}{\alpha_\Sigma \cdot d_{sk}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{kivi}} \cdot \ln\left(\frac{d_s}{d_{sk}}\right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{toru}} \cdot \ln\left(\frac{d_v}{d_s}\right) + \frac{1}{\alpha_{vesi} \cdot d_v}}, \quad (2.44)$$

kus q_L – lineaarne soojusvoog läbi kolde seina gaasidelt veele, W/m

$$\lambda_{kivi} \text{ – koldekivi soojusjuhtivustegur, } \lambda_{kivi} = 1,47 \frac{W}{m \cdot K};$$

$$\lambda_{toru} \text{ – koldetoru soojusjuhtivustegur, } \lambda_{toru} = 40 \frac{W}{m \cdot K}.$$

$$q_L = \frac{3,14 \cdot (1325,9 - 74)}{\frac{1}{200,54 \cdot 0,596} + \frac{1}{2 \cdot 1,47} \cdot \ln\left(\frac{0,698}{0,596}\right) + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln\left(\frac{0,711}{0,698}\right) + \frac{1}{2030,9 \cdot 0,711}} = 62218,2 \frac{W}{m}$$

Kolde leegitoru sisepinna (kivide pinna) temperatuur:

$$t_{s,kivi} = \bar{t} - \frac{q_L}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_\Sigma \cdot d_{sk}}, \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.45)$$

$$t_{s,kivi} = 1325,9 - \frac{62218,2}{3,14} \cdot \frac{1}{200,54 \cdot 0,596} = 1184,5^\circ\text{C}$$

Kolde leegitoru välispinna temperatuur:

$$t_{s,välis} = \bar{t}_{k,vesi} + \frac{q_L}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_{vesi} \cdot d_v}, [^{\circ}\text{C}] \quad (2.46)$$

$$t_{s,välis} = 74 + \frac{62218,2}{3,14} \cdot \frac{1}{2030,9 \cdot 0,711} = 87,7^{\circ}\text{C}$$

2.4.4. Katla kõikide küttepindade koondandmed

Antud töös on välja toodud ainult kolde leegitoru soojustehniline arvutus, kuna kõikide teiste küttepindade arvutused on suhteliselt sarnased. Mõningane erinevus on vaid küttepindade kujus ja sellest tulenevalt ka teatav soojusülekande teguri leidmiseks kasutatavate valemite teistsugune esituslik vorm. Küttepindade koondandmed on toodud tabelis 2.3. Märkused on toodud tabeli 2.3 järel.

Tabel 2.3. Küttepindade soojusarvutuse koondtabel

Näitaja	Ühik	Kolle	Pöördkamber	Esimene suitsukäik	Teine suitsukäik	Valem
Gaasipoolne soojusülekanne	-	-	-	-	-	-
Kiirguslik soojusülekanne	-	-	-	-	-	-
Gaaside temperatuur sisenemisel	°C	1500,0	1131,3	624,3	300,2	-
Gaaside temperatuur väljumisel	°C	1131,3	624,3	300,2	203,3	(2.37)
Gaaside keskmine temperatuur	°C	1325,9	904,5	497,2	253,6	(2.20)
Kiirgava gaasikihi efektiivpaksus	m	0,536	0,968	0,046	0,046	(2.21)
Gaasi optiline tihedus kolmeaatomilistest gaasidest	-	0,145	0,274	0,076	0,085	(2.22)
Leegis hõljuvate tuhaosakeste optiline tihedus	-	0,00013	0,00029	0,00002	0,00002	(2.23)
Leegi tahmaosakeste kiirgus	-	0,169	0,205	0,005	0,002	(2.24)
Gaaside mustusaste	-	0,269	0,371	0,004	0,004	(2.25)
Kiirguslik soojusvoog	$\frac{W}{m^2}$	27828,0	36021,8	56,7	12,1	(2.26)

Kiirguslik soojusülekande tegur	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	196,79	45,80	0,15	0,08	(2.27)
Konvektiivne soojusülekanne	-	-	-	-	-	-
Suitsugaaside reaalne maht	$\frac{m^3}{s}$	0,683	0,503	0,321	0,225	(2.28)
Gaasikäigu ristlõige	m^2	0,279	0,281	0,002	0,002	-
Gaasikäikude arv	tk	1	1	24	21	-
Suitsugaaside kiirus ristlõikes	$\frac{m}{s}$	2,45	1,79	6,48	5,18	(2.29)
Reynoldsi arv	-	5720,0	4968,2	4643,1	3715,4	(2.30)
Nusselti arv	-	16,32	38,19	14,46	12,45	(2.31)
Konvektiivne soojusülekande tegur	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	3,75	9,15	27,07	16,24	(2.32)
Liitsoojusülekanne	-	-	-	-	-	-
Liitsoojusülekande tegur	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	200,54	54,94	27,22	16,32	(2.33)
Summaarne soojusvoog	$\frac{W}{m^2}$	28358,0	43215,5	10426,5	2583,5	(2.34)
	$\frac{kW}{m^2}$	28,358	43,216	10,426	2,583	-
Soojusvahetuspind	m^2	2,621	2,238	5,415	6,180	-
Küttepinna soojusvõimsus	kW	74,336	96,724	56,460	15,966	(2.35)
Gaaside erisoojus 1kg kütuse kohta	$\frac{kJ}{kg_{kütus} \cdot K}$	11,616	10,992	10,037	9,500	(2.18)
Gaaside erisoojus kütusekulu kohta	$\frac{kW}{K}$	0,202	0,191	0,174	0,165	(2.19)
Gaaside temperatuuri lang	K	368,7	507,0	324,1	96,8	(2.36)
Veepoolne soojusülekanne	-	-	-	-	-	-
Vee keskmine temperatuur	°C	74	83	91	94	(2.40)
Keskkonna ja pinna keskmine temperatuur	°C	80,9	97,2	93,1	94,5	(2.42)
Grashoffi arv	-	$1,40 \cdot 10^{12}$	$3,25 \cdot 10^{11}$	$1,47 \cdot 10^9$	$1,48 \cdot 10^9$	(2.41)
Nusselti arv	-	2153,84	1321,01 / 1568,18	191,99	190,36	(2.43)
Veepoolne soojusülekande tegur	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	2030,85	2550,68 / 1067,25	2166,04	2150,44	(2.32)
Lineaarne soojusvoog läbi küttepinna	$\frac{W}{m}$	62218,2	148197 / 42591	1680,4	416,4	(2.44)

Küttepinna gaasipoolne temperatuur	°C	1184,5	117,9	96,2	95,3	(2.45)
Küttepinna veepoolne temperatuur	°C	87,7	111,5	95,1	95,0	(2.55)

Lisainfo tabeli 2.3 küttepindade arvutusmeetodi täpsustamiseks:

Pöördkamber:

- Gaasipoolse konvektiivse soojusülekande teguri arvutamisel on Reynoldsi arvu leidmisel kasutatud gaaside voolamise kiirust, mis vastab pöördkambri ristlõikepinnale kolde leegitoru tsentris (vt LISA 1). Reynoldsi arvu leidmisel on iseloomulikuks mõõtmeks kõrgus H, mis on kolde leegitoru tsentri ja esimeste suitsutorude tsentri vahe (vt LISA 1). Kuna $Re < 10^4$, siis on voolamine laminaarne.
- Nusselti arvu leidmisel on kasutatud valemit, mis sobib laminaarse voolamise arvutamiseks tasapinnalise plaadi ääres.
- Veepoolne soojusülekande tegur on leitud eraldi pöördkambri küljele kui vabakonvektsioon horisontaalsele torule ning pöördkambri otstele kui vabakonvektsioon vertikaalsele plaadile. Tabelis 2.3 esitatud väärtustest esimene on vabakonvektsiooni korral horisontaalsele torule ja teine vabakonvektsioon vertikaalsele plaadile. Sellest tulenevalt ka eraldi väärtused Nusselti arvu ja soojusvoo puhul.
- Metallipinna temperatuurid gaaside ja vee poolel on leitud eraldi soojusülekande tegurite kasutamisel ja seejärel võetud nende väärtuste aritmeetiline keskmine.

Suitsukäigud:

- Gaasipoolse soojusülekande teguri leidmisel on üleminekurežiimile vastava Reynoldsi arvu korral kasutatud arvutuse lihtsustamiseks turbulentsse voolamisele vastavat Nusselti arvu valemit.
- Suitsukäikudesse on soojusülekande intensiivistamiseks ette nähtud turbulaatorid, mille mõju soojusülekande tegurile oleneb turbulaatorite ehitusest ja gaaside liikumisest. Erinevate kirjanduslike allikate põhjal on antud olukorra jaoks valitud vastav soojusülekande teguri kordaja 1,5, mis tähendab seda, et gaasipoolset soojusülekande tegurit on korrutatud läbi teguriga 1,5. [14, 15]

2.4.5. Katla küttepindade arvutuslik summaarne soojusvõimsus

Leektorukatla arvutuslikul teel leitud küttepindade summaarne soojusvõimsus on võrdne kõigi erinevate katla küttepindade soojusvõimsuste summaga. Katla küttepindade soojusvõimuste osakaalud on toodud graafikul Sele 2.1.

$$Q_{\Sigma} = Q_{kolle} + Q_{pöörd} + Q_{I.käik} + Q_{II.käik} , \quad (2.47)$$

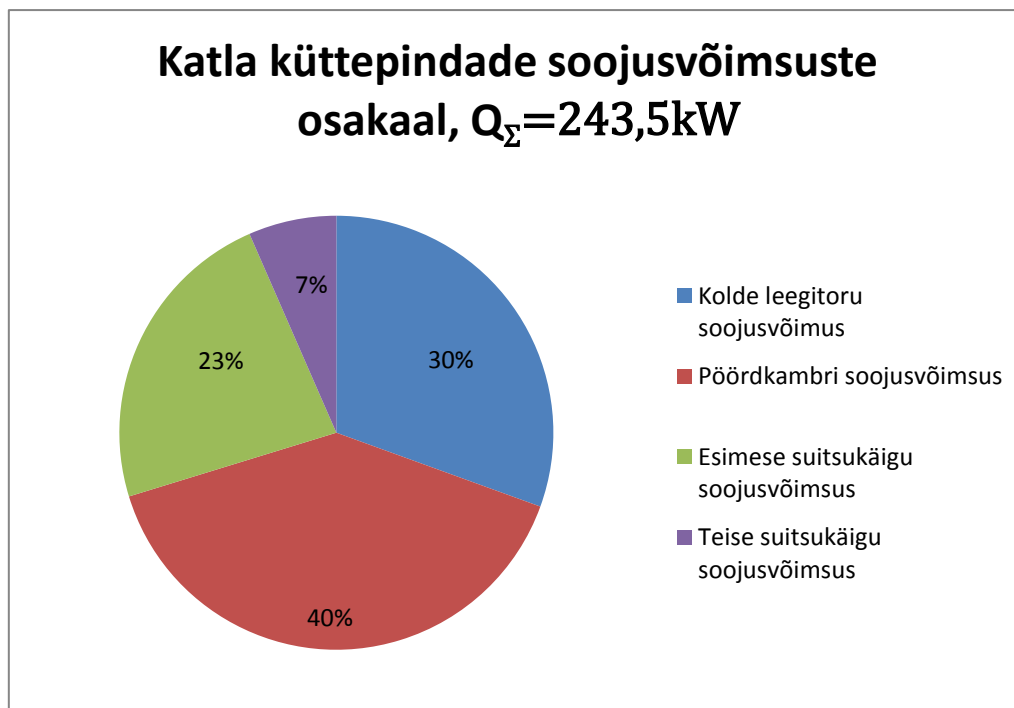
kus Q_{Σ} – katla kõigi küttepindade summaarne soojusvõimsus, kW ;

$Q_{pöörd}$ – pöördkambri küttepinna soojusvõimsus, kW ;

$Q_{I.käik}$ – esimese suitsukäigu soojusvõimsus, kW ;

$Q_{II.käik}$ – teise suitsukäigu soojusvõimsus, kW.

$$Q_{\Sigma} = 74,336 + 96,724 + 56,460 + 15,966 = 243,486 \text{ kW} \approx 243,5 \text{ kW}$$



Sele 2.1. Katla küttepindade soojusvõimsuste osakaalud

Arvutusliku soojusvõimsuse ja katla etteantud soojusvõimsuse suhteline erinevus:

$$\Delta Q = \frac{Q_k - Q_{\Sigma}}{Q_k} \cdot 100\% , \quad (2.48)$$

kus ΔQ – katla arvutusliku ja etteantud soojusvõimsuse suhteline erinevus, %.

$$\Delta Q = \frac{250 - 243,5}{250} \cdot 100\% = 2,61\%$$

2.5. Leektorukatla soojustehnilise arvutuse järeldus

Antud töö raames teostatud 250kW leektorukatla soojustehniline arvutus näitab väga ilmekalt, et puhtalt arvutuslikult on katla projekteerimine väga keerukas ja tihtipeale ka ebatäpsete tulemustega protsess. Näiteks õige Nusselti arvu valemi valimine võib olla väga keeruline ja aeganõudev ettevõtmine. Antud töö raames arvutati läbi ka veepoolsed soojusülekanndetegurid risti voolamisel üksiku silindriga, aga kuna katla mõõdud on suured ja vaba ristlõikepindala vee voolamisel tuli suur, siis ka etteantud soojusvõimsusele vastav vee voolamise kiirus tuli väga madal. Sellest tulenevalt jäi ka Reynoldsi arv väikeseks ja soojusülekanndetegur tuli ebamõistlikult väike ($\sim 60 \frac{W}{m^2 \cdot K}$, mis ei ole varasema õpitu põhjal reaalne tulemus ja ei anna võrrelda vabavoolu korral saadud tulemusega, mis oli $\sim 2000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$). Vee vabal voolul horisontaalse toru ääres andis palju reaalsema soojusülekanndeteguri väärtuse.

Suitsukäikude gaasipoolse soojusülekanndeteguri arvutamisel on arvestatud turbulaatorite 1,5-kordse efektiga, aga reaalne number sõltub tegelikust olukorrast, turbulaatori kujust ja on väga keeruline arvutada. Tunduvalt lihtsam oleks selliseid järeldusi teha konkreetse katla katsetamisel erinevate turbulaatoritega ja erineva koormuse juures. Konkreetse katla katsetamisel saadud tulemused võivad arvutustest erineda väga suures mahus. Põhilised muutujad on järgmised:

- katla küttepinnad saastuvad ja soojusülekanndetegur väheneb (nii gaasi- kui ka veepoolne);
- suitsutorudes paiknevate turbulaatorite efekti ei ole võimalik täpselt ette määrata;
- leegi temperatuuri on raske määrata ja sõltub katla koldest ehitusest ja selle jahutavast omadusest (külmade pindade või koldekivide olemasolu);
- soojusülekanndetegur sõltub katla koormusest;
- gaaside maht, koostis ja temperatuur sõltuvad kütuse omadustest ja kvaliteedist.

Antud leektorukatla arvutuslik soojusvõimsuse erinevus etteantud katla soojusvõimsusest tuli $\sim 2,6\%$. Kui arvestada kõikide erinevate võimalike muutujatega, võib seda erinevust pidada suhteliselt marginaalseks.

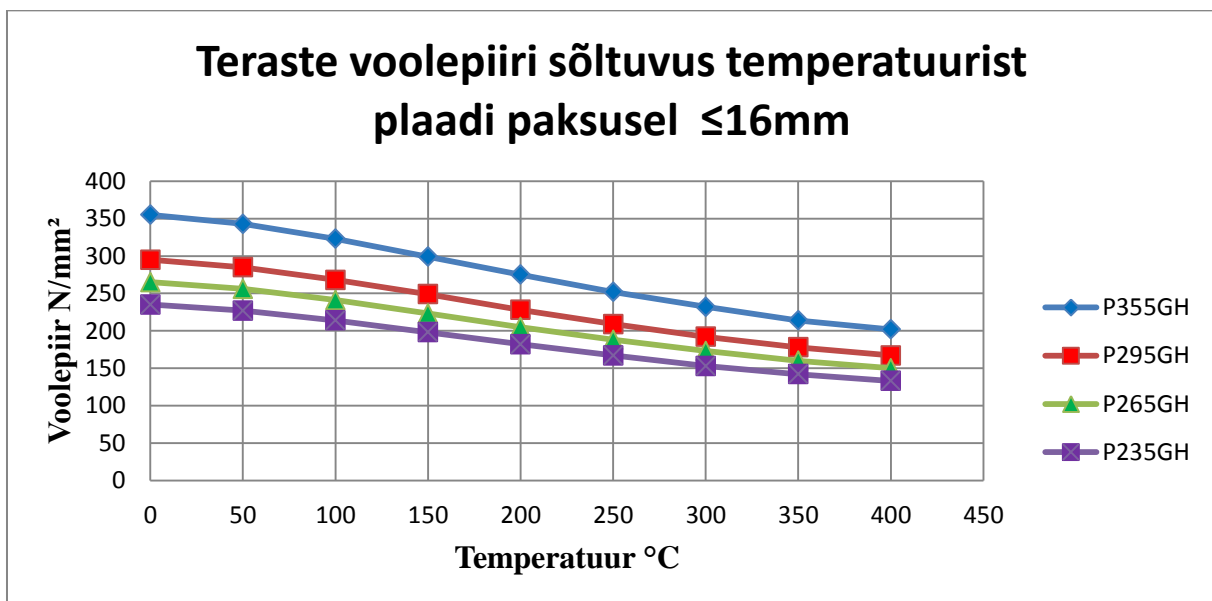
Üheks oluliseks küsimuseks on antud arvutuse juures suitsugaaside lõpptemperatuur ehk temperatuur teisest suitsukäigust väljumisel, mis on $203,3^\circ\text{C}$. See temperatuur on ilmselgelt

liiga suur ja vähendab lahkvate gaasidega katla kasutegurit. Kui lisaks vaadata graafikut Sele 2.1, siis on näha, et teise suitsukäigu osakaal kogu katla võimsuses on kõigest 7%. Seetõttu võib järeldada, et kui leida moodus, kuidas tõsta teise suitsukäigu soojusülekanndetegurit, siis suureneks sellega katla summaarne soojusvõimsus (vähendades erinevust etteantava võimsusega), väheneks lahkvate suitsugaaside temperatuur ja sellega suureneks ka katla kasutegur.

3. LEEKTORUKATLA TUGEVUSARVUTUS

Antud töös teostatud leektorukatla tugevusarvutus põhineb standardil EVS-EN 12953-3:2002. Kuigi standard piiritleb väga selgelt, millised detailid ja koostud tuleb katla korral läbi arvutada, siis lihtsustamise mõttes on antud töös jäetud arvutamata harud ja jätkud ning tasapinnaliste detailide (torulaud, katla otsad ja pöördkambri tagasein) korral on tehtud lihtsustatud arvutus. Lisaks ei ole tugevusarvutusel arvestatud ka pelletite kasutamise tarbeks projekteeritava tuhaeraldussüsteemiga, mis realsuses läbibistab leegitoru ja katla kesta põhja.

Tugevusarvutus on läbi tehtud erinevate katla tööõhkude ja materjalide korral. Tööõhuks ja ühtlasi ka arvutuslikuks rõhuks valiti juba katla projekteerimise algandmetes ette antud $p_c=p_s=4\text{bar}=0,4\text{Mpa}$ ja materjaliks osutus sobivaks nii tasapinnalise seina kui ka torude korral teras P235GH. Teras P235GH mehaanilised omadused pärinevad tasapinnalise materjali puhul standardist EVS-EN 10028-2:2009 ning toru puhul standardist EVS-EN 10216-2:2013. Tasapinnalise plaadi voolavuspiir sõltuvalt temperatuurist on toodud graafikul Sele 3.1.



Sele 3.1 Teraste voolepiiri sõltuvus temperatuurist [20]

3.1. Katla väliskesta seinapaksus siserõhust

Katla väliskest ehk trummel on soojusvahetuses mitte osalev katla osa, mistõttu võib selle korral arvutuslikuks temperatuuriks t_c võtta tööõhule vastava vee küllastustemperatuuri $t_c=t_s(0,4\text{Mpa})=152^\circ\text{C}$. [17, 18]

Silindertrumli seinapaksus ilma lubatud kõrvalekalleteta:

$$e_{cs} = \frac{p_c \cdot d_{is}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v}, \quad (3.1)$$

kus e_{cs} – kesta seinapaksus ilma lubatud kõrvalekalleteta, mm ;

d_{is} – kesta sisemine läbimõõt, $d_{is}=1321$ mm ;

f_s – lubatud pinge, MPa ;

p_c – arvutuslik rõhk, MPa ;

v – keevitustegur, $v=0,85$. [18, 19]

$$f_s = \min \left\{ \frac{R_{p0,2,tc}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\}, \quad (3.2)$$

kus $R_{p0,2,tc}$ – terase voolepiir arvutuslikul temperatuuril, MPa ;

R_m – terase tõmbetugevus, MPa. [18]

$$R_{p0,2,tc}(152^\circ C) = 197 \text{ MPa} \quad [20]$$

$$R_m = 360 \text{ MPa} \quad [20]$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{197}{1,5}; \frac{360}{2,4} \right\} = \min \{131; 150\} = 131 \text{ MPa}$$

$$e_{cs} = \frac{0,4 \cdot 1321}{(2 \cdot 131 - 0,4) \cdot 0,85} = 2,37 \text{ mm}$$

Vajalik seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega:

$$e_{sa} = e_{cs} + c_1 + c_2, \quad (3.3)$$

kus e_{sa} – vajalik seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega, mm ;

c_1 – materjali paksuse lubatud kõrvalekalle tootmisprotsessis, $c_1=0$ mm ;

c_2 – materjali paksuse lubatud kõrvalekalle korrosioonist, $c_2=0,75$ mm. [18]

$$e_{sa} = 2,37 + 0 + 0,75 = 3,12 \text{ mm}$$

Arvestades trummelkatla standardis etteantud minimaalset silindertrumli seinapaksust, on katla väliskesta sobivaks materjalipaksuseks valitud 6mm.

3.2. Kolde leegitoru seinapaksus välisrõhust

Koldetoru arvutuslik temperatuur:

$$t_c = t_s + 50, \quad (3.4)$$

$$t_c = 152 + 50 = 202^\circ C$$

Kolde leegitoru seinapaksus ilma lubatud kõrvalekalleteta:

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{1,6 \cdot f_s \cdot v}, \quad (3.5)$$

kus e_{ct} – koldetoru seinapaksus ilma lubatud kõrvalekalleteta, mm ;

d_{os} – koldetoru välimine läbimõõt, $d_{os}=711,0\text{mm}$. [18]

Lubatud pinge leidmisel tuleb arvestada leegitoru kõrgemat arvutuslikku temperatuuri ja lisaks ka eraldi toru kohta kehtivaid voolavuspiiri väärtusi. Kasutades valemit 3.2 on leitud järgmised lubatava pinge väärtused:

$$R_{p0,2,t_c}(202^\circ C) = 169\text{MPa} \quad [21]$$

$$R_m = 360\text{MPa} \quad [21]$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{169}{1,5}; \frac{360}{2,4} \right\} = \min \{112; 150\} = 112\text{MPa}$$

$$e_{ct} = \frac{0,4 \cdot 711}{1,6 \cdot 112 \cdot 0,85} = 1,86\text{mm}$$

Vajalik seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega:

$$e_{ta} = e_{ct} + c_1 + c_2, \quad (3.6)$$

kus e_{ta} – koldetoru vajalik seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega, mm. [18]

$$e_{ta} = 1,86 + 0 + 0,75 = 2,61\text{mm}$$

Vastavalt valitud koldetorule, välisläbimõõduga 711mm ja seinapaksusega 6,3mm, võib väita, et arvutusliku seinapaksuse järgi on kolde tugevus tagatud.

3.3. Pöördkambri silindrilise kesta seinapaksus välisrõhust

Pöördkambri kesta arvutuslik temperatuur:

Sarnaselt valemile 3.4, võib tuletada pöördkambri kesta arvutusliku temperatuuri:

$$t_c = 152 + 50 = 202^\circ C$$

Pöördkambri kesta ilma lubatud kõrvalekalleteta seinapaksus:

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{1,6 \cdot f_s \cdot v}, \quad (3.7)$$

kus d_{os} – pöördkambri kesta välimine läbimõõt, $d_{os}=1088\text{mm}$. [18]

$$R_{p0,2,t_c}(202^\circ\text{C}) = 181\text{MPa}$$

Valemi 3.2 põhjal leitakse lubatud pinge.

$$f_s = \min\left\{\frac{181}{1,5}; \frac{360}{2,4}\right\} = \min\{120; 150\} = 120\text{MPa}$$

$$e_{ct} = \frac{0,4 \cdot 1088}{1,6 \cdot 120 \cdot 0,85} = 2,65\text{mm}$$

Pöördkambri kesta vajalik seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega:

Valemi 3.6 põhjal on seinapaksus leitav järgmiselt:

$$e_{ta} = 2,7 + 0 + 0,75 = 3,40\text{mm}$$

Pöördkambri silindrilise kesta paksuseks on valitud 6mm, mis on piisav, et tagada selle tugevus.

3.4. Tasapinnaliste plaatide ja torulaudade tugevus

Siledade toestatud plaatide paksuse leidmiseks on standardis antud lihtsustatud valem:

$$e'_{pa} = e_{ch} + c_1 + c_2, \quad (3.8)$$

kus e_{pa} – tasapinnalise plaadi seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega, mm ;

e_{ch} – tasapinnalise plaadi seinapaksus ilma lubatud kõrvalekalleteta, mm. [18]

Ilma lubatud kõrvalekalleteta torulaua paksuse arvutamiseks on järgmine valem:

$$e_{ch} = c_4 \cdot b \cdot y \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f}}, \quad (3.9)$$

kus c_4 – konstant, mis tuleneb erinevatest tasapinnalise plaadi tugevde võimalusest ;

b – tugiringi läbimõõt tasapinnalisel plaadil (vt LISA 2) ;

y – tegur (EVS-EN 12953-3:2002 põhjal on valitud $y=1,1$). [18]

Torulaudadele ja tasapinnaliste plaatide arvutuslik temperatuur on arvutatav sarnaselt valemile 3.4:

$$t_c = 152 + 50 = 202^\circ\text{C}$$

Sarnaselt valemile 3.2 on leitud lubatud pinge arvutuslikul temperatuuril:

$$f_s = \min \left\{ \frac{181}{1,5}; \frac{360}{2,4} \right\} = \min \{120; 150\} = 120 \text{MPa}$$

Tegur c_4 on trummelkatla standardi põhjal valitud 0,3. [18]

Pöördkambri torulaua seinapaksus ilma lubatud kõrvalekalleteta:

$$e_{ch} = 0,3 \cdot 203 \cdot 1,1 \cdot \sqrt{\frac{0,4}{120}} = 3,86 \text{mm}$$

Pöördkambri torulaua seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega:

$$e'_{pa} = 3,86 + 0 + 0,75 = 4,61 \text{mm}$$

Pöördkambri torulaua paksuseks on valitud 8mm, mistõttu võib väita, et selle tugevus on tagatud.

Esiotsa seinapaksus ilma lubatud kõrvalekalleteta:

$$e_{ch} = 0,3 \cdot 284 \cdot 1,1 \cdot \sqrt{\frac{0,4}{120}} = 5,40 \text{mm}$$

Esiotsa seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega:

$$e'_{pa} = 5,4 + 0 + 0,75 = 6,15 \text{mm}$$

Esiotsa paksuseks on valitud 7mm, mistõttu võib väita, et selle tugevus on tagatud.

Tagaotsa seinapaksus ilma lubatud kõrvalekalleteta:

$$e_{ch} = 0,3 \cdot 292 \cdot 1,1 \cdot \sqrt{\frac{0,4}{120}} = 5,55 \text{mm}$$

Tagaotsa seinapaksus koos lubatud kõrvalekalletega:

$$e'_{pa} = 5,55 + 0 + 0,75 = 6,30 \text{mm}$$

Tagaotsa paksuseks on valitud 7mm, mistõttu võib väita, et selle tugevus on tagatud.

Pöördkambri tagaseina paksus ilma lubatud kõrvalekalleteta:

$$e_{ch} = 0,3 \cdot 211 \cdot 1,1 \cdot \sqrt{\frac{0,4}{120}} = 4,01 \text{mm}$$

Pöördkambri tagaseina paksus koos lubatud kõrvalekalletega:

$$e'_{pa} = 4,01 + 0 + 0,75 = 4,76 \text{mm}$$

Pöördkambri tagaseina paksuseks on valitud 6mm, mistõttu võib väita, et selle tugevus on tagatud.

3.5. Tugede ja suitsutorude pinged siserõhust seinale

Tugede läbimõõt peab olema valitud selliselt, et nendele mõjuv normaalpinge ei ületaks 80 N/mm². Lisaks on trummelkatla standardis ära määratletud minimaalne pöördkambri toe läbimõõt, milleks on Ø20mm.

Suitsutorude seinapaksus peab samuti olema valitud selliselt, et nendele mõjuv normaalpinge ei ületaks väärtust 80 N/mm² nende kõige õhemas kohas.

3.5.1. Tagaseina tugede pinge siserõhust pöördkambri tagaseinale

Pöördkambri tagaseina vaba pindala:

$$S_{PK}^{vaba} = S_{PK} - S_{\Sigma, tugi} - S_{HL} , \quad (3.10)$$

kus S_{PK}^{vaba} - pöördkambri tagaseina vaba pindala, mm² ;

S_{PK} - pöördkambri tagaseina kogupindala, mm² ;

$S_{\Sigma, tugi}$ - tugede kogu ristlõikepindala, mm² ;

S_{HL} - hooldusluugi ristlõikepindala, mm² .

Pöördkambri tagaseina kogupindala:

$$S_{PK} = \frac{\pi \cdot d_{PK}^2}{4} , \quad (3.11)$$

kus d_{PK}^2 - pöördkambri tagaseina läbimõõt, mm.

$$S_{PK} = \frac{3,14 \cdot 1075^2}{4} = 907626 \text{ mm}^2$$

Tugede kogu ristlõikepindala:

$$S_{\Sigma, tugi} = x_{tugi} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tugi}^2}{4} , \quad (3.12)$$

kus x_{tugi} - tugede arv, $x_{tugi}=13$;

d_{tugi} - toe läbimõõt, mm.

$$S_{\Sigma, tugi} = 13 \cdot \frac{3,14 \cdot 20^2}{4} = 4084 \text{ mm}^2$$

Hooldusluugi ristlõikepindala:

$$S_{HL} = \frac{\pi \cdot (d_{os}^{HL})^2}{4}, \quad (3.13)$$

kus d_{os}^{HL} – hooldusluugi välisläbimõõt, mm.

$$S_{HL} = \frac{3,14 \cdot 499^2}{4} = 195565 \text{ mm}^2$$

$$S_{PK}^{vaba} = 907626 - 4084 - 195565 = 707977 \text{ mm}^2$$

Tagaseina tugede pinge siserõhust pöördkambri tagaseinale:

$$\sigma_{PK} = \frac{p_s \cdot S_{PK}^{vaba}}{S_{HL}^{\delta} + S_{\Sigma, tugi}}, \quad (3.14)$$

kus σ_{PK} – tagaseina tugede pinge siserõhust pöördkambri tagaseinale, N/mm² ;

S_{HL}^{δ} – hooldusluugi raami ristlõikepindala, mm².

Hooldusluugi raami ristlõikepindala:

$$S_{HL}^{\delta} = \frac{\pi \cdot [(d_{os}^{HL})^2 - (d_{is}^{HL})^2]}{4}, \quad (3.15)$$

kus d_{is}^{HL} - hooldusluugi siseläbimõõt, mm.

$$S_{HL}^{\delta} = \frac{3,14 \cdot (499^2 - 487^2)}{4} = 9293 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{PK} = \frac{0,4 \cdot 707977}{9293 + 4084} = 21,2 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

3.5.2. Suitsutorude pinge siserõhust pöördkambri torulauale

Pöördkambri torulaua vaba pindala:

$$S_{TL}^{vaba} = S_{TL} - S_{\Sigma, toru} - S_{kolle}, \quad (3.16)$$

kus S_{TL}^{vaba} - pöördkambri torulaua vaba pindala, mm² ;

S_{TL} – pöördkambri torulaua kogupindala, $S_{TL} = S_{PK}$, mm² ;

$S_{\Sigma,toru}$ – suitsutorude kogu ristlõikepindala, mm^2 ;

S_{kolle} – kolde leegitoru ristlõikepindala, mm^2 .

Suitsutorude kogu ristlõikepindala:

$$S_{\Sigma,toru} = x_{toru} \cdot \frac{\pi \cdot (d_{os}^{toru})^2}{4}, \quad (3.17)$$

kus d_{os}^{toru} - suitsutoru välisläbimõõt, mm ;

x_{toru} – suitsutorude arv.

$$S_{\Sigma,toru} = 24 \cdot \frac{3,14 \cdot 60,3^2}{4} = 68539 mm^2$$

Kolde leegitoru ristlõikepindala:

$$S_{kolle} = \frac{\pi \cdot (d_{os}^{kolle})^2}{4}, \quad (3.18)$$

kus d_{os}^{kolle} - kolde leegitoru välisläbimõõt, mm.

$$S_{kolle} = \frac{3,14 \cdot 711^2}{4} = 397035 mm^2$$

Torulaua vaba pindala:

$$S_{TL}^{vaba} = 907626 - 68539 - 397035 = 442052 mm^2$$

Esimese suitsukäigu suitsutorude pinge siserõhust pöördkambri torulauale:

$$\sigma_{TL} = \frac{p_s \cdot S_{TL}^{vaba}}{S_{kolle}^{\delta} + S_{\Sigma,toru}^{\delta}}, \quad (3.19)$$

kus S_{kolle}^{δ} - kolde leegitoru materjali ristlõikepindala, mm^2 ;

$S_{\Sigma,toru}^{\delta}$ - suitsutorude kogu materjali ristlõikepindala, mm^2 .

Kolde leegitoru materjali ristlõikepindala:

$$S_{kolle}^{\delta} = \frac{\pi \cdot [(d_{os}^{kolle})^2 - (d_{is}^{kolle})^2]}{4}, \quad (3.20)$$

kus d_{is}^{kolle} - kolde leegitoru siseläbimõõt, mm.

$$S_{kolle}^{\delta} = \frac{3,14 \cdot (711^2 - 698,4^2)}{4} = 13947 mm^2$$

Suitsutorude materjali ristlõikepindala:

$$S_{\Sigma, toru}^{\delta} = x_{toru} \cdot \frac{\pi \cdot [(d_{os}^{toru})^2 - (d_{is}^{toru})^2]}{4}, \quad (3.21)$$

kus d_{is}^{toru} - suitsutoru siseläbimõõt, mm.

$$S_{\Sigma, toru}^{\delta} = 24 \cdot \frac{3,14 \cdot (60,3^2 - 51,3^2)}{4} = 18932 \text{ mm}^2$$

Pinge piki suitsutorusid:

$$\sigma_{TL} = \frac{0,4 \cdot 442052}{13947 + 18932} = 5,4 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

3.5.3. Tugede ja suitsutoru pingete üldandmed

Tugede ja suitsutorude arvutus on teostatud pöördkambri tagaseinale, pöördkambri torulauale, katla esiotsale ja tagaotsale. Arvutuste sarnasuse tõttu ei ole rohkem välja kirjutatud, kui nendest neljast kaks esimest. Ülejäänud anded on loetavad tugede ja suitsutorude pingete koondtabelist 3.1.

Tabel 3.1. Tugede ja suitsutorude pinged siserõhust seinale

Näitaja	Ühik	Pöördkambri tagasein	Pöördkambri torulaud	Katla esiots	Katla tagaots
Plaadi läbimõõt	mm	1075	1075	1320	1320
Plaadi täispindala	mm ²	907626	907626	1368478	1368478
Toe läbimõõt	mm	20	-	20	20
Toe ristlõikepindala	mm ²	314	-	314	314
Tugede arv	tk	13	-	2	15
Tugede kogu ristlõikepindala	mm ²	4084	-	628	4712
Suitsutoru välisläbimõõt	mm	-	60,3	60,3	60,3
Suitsutoru siseläbimõõt	mm	-	51,3	51,3	51,3
Suitsutorude arv	tk	-	24	45	21
Suitsutorude kogu ristlõikepindala	mm ²	-	68539	128510	59971

Suitsutorude materjali ristlõikepindala	mm ²	-	18932	35498	16566
Kolde leegitoru välisläbimõõt	mm	-	711	711	-
Kolde leegitoru siseläbimõõt	mm	-	698,4	698,4	-
Kolde leegitoru kogu ristlõikepindala	mm ²	-	397035	397035	-
Kolde leegitoru materjali ristlõikepindala	mm ²	-	13947	13947	-
Hooldusluugi välisläbimõõt	mm	499	-	-	499
Hooldusluugi siseläbimõõt	mm	487	-	-	487
Hooldusluugi kogu ristlõikepindala	mm ²	195565	-	-	195565
Hooldusluugi materjali ristlõikepindala	mm ²	9293	-	-	9293
Plaadi vaba pindala	mm ²	707977	442052	842304	1108229
Maksimaalne lubatav rõhk	N/mm ²	0,4	0,4	0,4	0,4
Pinge piki tugesid/torusid	N/mm ²	21,2	5,4	6,7	14,5

3.6. Leektorukatla hüdrostaatiline proovirõhk

Hüdrostaatilise proovirõhu leidmiseks on kaks erinevat arvutusvalemit. Saadud tulemustest suurim on sobiv proovirõhk.

$$1) p_t = 1,25 \cdot p_d \cdot \frac{R_{p0,2,20}}{R_{p0,2,tc}}, \quad (3.22)$$

kus p_d – katla maksimaalne töö rõhk ($p_d = p_s$), MPa ;

$$p_t = 1,25 \cdot 0,4 \cdot \frac{235}{197} = 0,596 \text{ MPa}$$

$$2) p_t = 1,43 \cdot p_d, \quad (3.23)$$

$$p_t = 1,43 \cdot 0,4 = 0,572 \text{ MPa}$$

Sobivaks hüdrostaatiliseks proovirõhuks on $p_t = 0,596 \text{ MPa} \approx 0,6 \text{ MPa}$.

3.7. Leektorukatla tugevusarvutuse järelendus

Tehtud tugevusarvutuse põhjal võib öelda, et kõik läbiarvutatud detailid ja olukorrad on piisavalt tugevad ja materjal ning materjalipaksus on valitud korrektselt.

Katla edasises projekteerimisjärgus tekkivate muudatuste korral tuleks tugevusarvutused uuesti läbi teha ja juba märksa põhjalikumalt, kui antud töös. See tähendab lisaks ka harude, jätkude ning hooldusavade tugevusarvutust. Lisaks tuleks läbi arvutada ka planeeritava tuhaeraldussüsteemi konstruktsioon ja sellega kaasnevad kolde ning katla kesta muudatused.

Kuigi materjalid ja nende paksused kõik arvutuste põhjal sobivad, siis reaalselt oleks väga arukas üle kontrollida erinevate detailide standardijärgsed minimaalsed materjalipaksused ja proovida neid nendele suurustele lähendada. Sellega oleks võimalik kindlasti materjalis kokku hoida ja sellega ka katla massi vähendada. Suure tõenäosusega oleks küll vaja tugesid lisada, kuid on ka võimalik, et piisab täiesti tugevate või suitsutorude ümberpaigutamisest. Näiteks on torulaudadele esitatud ainult keevisliite korral seinapaksuse minimaalne nõue 6mm. Antud töös on pöördkambri torulaua paksuseks valitud 8mm ja katla otsteks 7mm.

Tugevate ja suitsutorude arvutus näitab väga ilmekalt, et tugevusvaru pingele siserõhust on kindlalt tagatud. Suurimaks pingeks piki tugevate pöördkambri tagumise seina korral $21,2 \text{ N/mm}^2$, kuid lubatud on kuni 80 N/mm^2 . Seega on varu peaaegu neljakordne.

4. RESTKOLLE JA LIIKUV KOLDEREST

4.1. Restkolde ja kolderesti üldiseloomustus

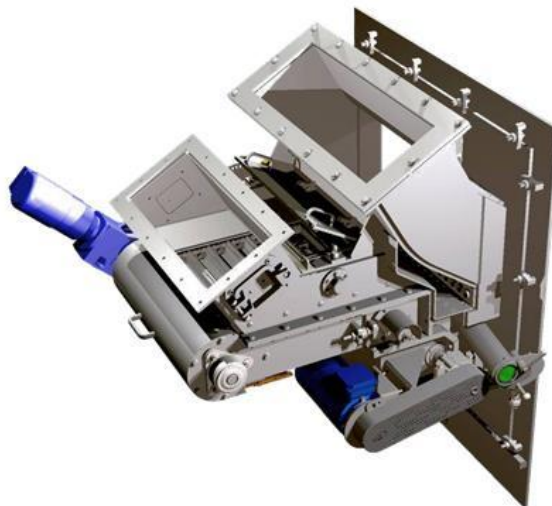
Kaks kõige levinumat biokütuste põletamise moodust suurte energeetiliste katelde hulgas on restpõletussüsteem ja keevkihtpõletamine. Neist mõlemal on väga hea paindlikkus kütuse kvaliteedi osas ning lisaks on võimalik kasutada kütusena ainult biomassi või siis ka põletada näiteks koos söega. Erinevate kütuste, millel on ka erinev mineraalosa sisaldus, lendosade sisaldus, niiskus ning põletamise moodus, on põhjustanud mitmete erinevat tüüpi restkollete kasutamise. Restil põletamine on ühtlasi ka esimene põletamissüsteem, mida kasutati tahkekütuse põletamiseks. Nüüdisajal kasutatakse seda põhiliselt keskmise võimsusega soojuse ja elektri koostootmisjaamades ning uueks trendiks on saamas ka liikuva resti kasutamine tööstuslikes väikekateldes (alates ~200kW). Uued restkoldega katlad koosnevadki põhiliselt neljast tähtsamast alamosast: kütuse etteandesüsteem, resti koost, sekundaarõhusüsteem ja tuhaarastussüsteem. Nende alamosade põhilised operatsioonid on:

- kütuse restile suunamine;
- põleva kihi kobestamine ja kohendamine;
- tuha ja räbu eemaldamine koldest. [22, 23]

4.1.1. Kütuse etteande süsteem

Tüüpilised biomassi põletamiseks kasutatavad restkoldega katelde kütuse etteande süsteemid on mehaanilise kütuse lisamisega – kütusetigu või -konveier veab biomassi ette või langeb see vastavalt kütuseetteandele restile. Suurtel energeetilistel kateldel on kütuse etteande puhul heterogeense kütuseosakese suuruse ja suure peenfraktsiooni sisaldusega kütuse korral vajalik kütuse jaotur (vt sele 4.1), mis tagab erineva suurusega kütuse osakeste jagunemise selliselt, et suurem fraktsioon jõuab restile ning põleb seal ja peenem põleb resti alt puhutava primaarõhuvooluses ära enne, kui restile langeb. [22]

Väiksematel tööstuslikel biomassikateldel on kütuse etteanne lahendatud kütuseteoga, mis restile kütust ette transpordib. Kuna tigu töötab üldiselt elektrilise impulsi põhisel ehk kütust antakse ette intervallidega, siis on vajalik liikuv mehaaniline rest, mis kütuse ühtlasemalt restile laiali jaotab.



Sele 4.1. AET Combi kütuse jaoturiga etteande süsteem [25]

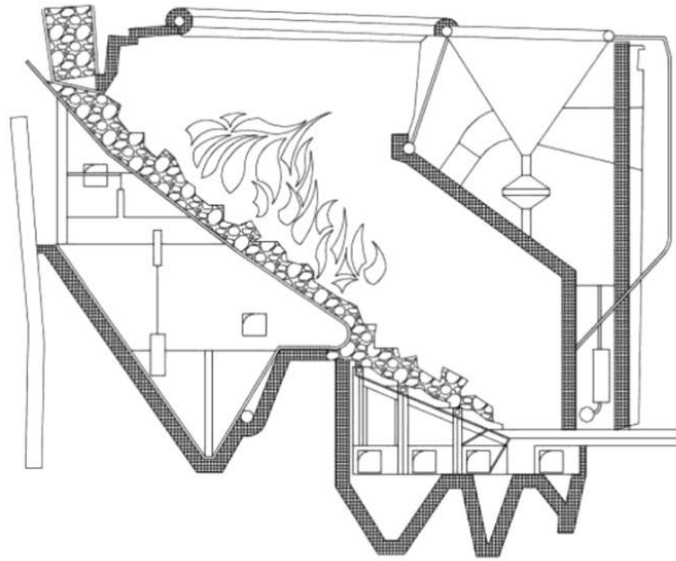
4.1.2. Resti koost ja erinevat tüüpi kolderestid

Rest, mis asub restkoldega katla põlemiskambri põhjas, omab kahte põhilist funktsiooni: kütuse edasikandmine põlemiskambri pikkuses ja resti alla juhitava primaarõhu jaotamine kütusekihti ehk põlemistsooni. Resti konstruktsioon sõltub kasutatava kütuse omadustest ja katla konstruktsioonist. Reste on olemas nii õhk- kui ka vesijahutusega. Vesijahutusega rest vajab jahutamiseks väga vähesel määral õhku, mistõttu on primaarõhk reguleeritud suhteliselt täpselt põlemiseks vajaliku õhukoguse järgi ning on seetõttu sekundaarõhusüsteemi suhtes väga paindlik. Primaarõhukiiruse liigsul tõusul on oht, et kütuseosakesi võidakse põlemisõhuga restilt ära kanda. Seetõttu on kihis põlemise puhul parem kasutada sorteeritud ja võimalikult vähese peenfraktsiooni sisaldusega kütust. Restid jaotatakse põhiliselt nelja gruppi: statsionaarsed kaldrestid (inglise keeles: „*stationary sloping grate*“), pöördliikumise rest ehk kettrest (inglise keeles: „*travelling grate*“), edasi-tagasi liikumisega ehk liikuv mehaaniline kald- või horisontaalne rest (inglise keeles: „*reciprocating grate*“) ja vibreeriva liikumisega ehk vibrorest (inglise keeles: „*vibrating grate*“). Illustreerivad restitüüpide kujutised on toodud joonistel Sele 4.2 – 4.5. Restitüüpide põhilised omadused on toodud tabelis 4.1. [22, 23]

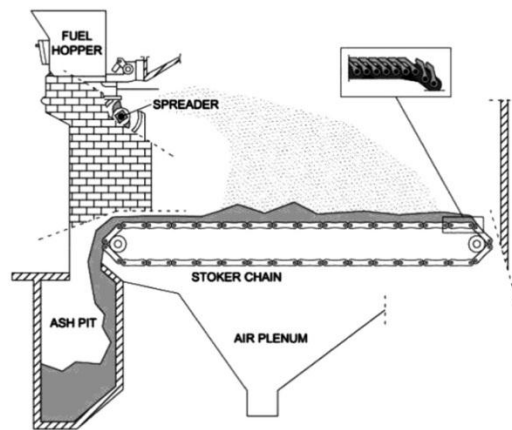
Tabel 4.1. Restitüüpide põhilised omadused [22]

Resti tüüp	Põhilised omadused
Statsionaarne kaldrest	<ul style="list-style-type: none"> - Rest ei liigu; - kütus põleb vaikselt gravitatsiooni mõjul restil allapoole liikudes; - resti kaldenurk on väga oluline; - raske põlemist kontrollida; - kütuse varisemise oht.
Pöördliikumisega ehk kettrest	<ul style="list-style-type: none"> - Kütus antakse ette ühele resti poolele ja põleb sel ajal, kui rest seda vaikselt tuhakambrisse juhib; - võrreldes statsionaarse kaldrestiga on parem kontroll põlemisprotsessi üle ning suurem süsiniku väljapõlemine, mis tuleneb õhemast kütusekihist restil.
Edasi-tagasi liikumisega rest	<ul style="list-style-type: none"> - Rest segab ja liigutab kütust edasi restilülide edasi-tagasi liikumisega põlemisprotsessi jätkumisel; - tuhk ja põlemata kütusejäägid transporditakse resti lõpus olevasse tuhakambrisse; süsiniku väljapõlemine on veelgi efektiivsem tänu resti kütust segavale omadusele.
Vibreeriva liikumisega rest	<ul style="list-style-type: none"> - Vibreeriv liikumine tagab kütuse ühtlase jaotumise restil; - vähem liikuvaid osi, kui teistel restitüüpidel (seetõttu ka väiksemad hoolduskulud ja suurem töökindlus); - süsiniku väljapõlemine on veelgi efektiivsem.

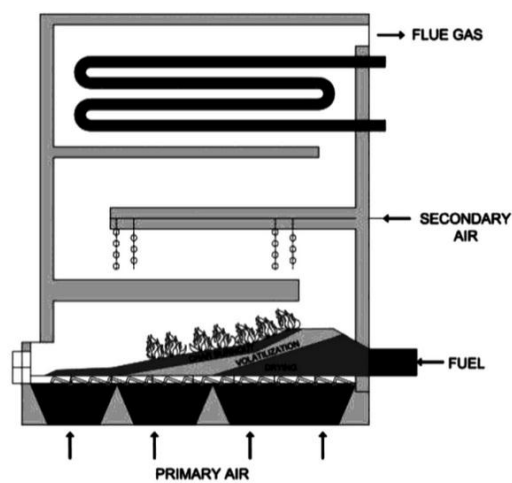
Resti koostu on võimalik märksa efektiivsemaks optimeerida. Näiteks saab muuta primaarõhu jagunemist resti all paremaks ja ühtlasemaks, täiustada kütuse segamist restil või hoopiski muuta kogu süsteemi hermeetilisemaks, et vältida soovimatuid õhulekkeid. [22]



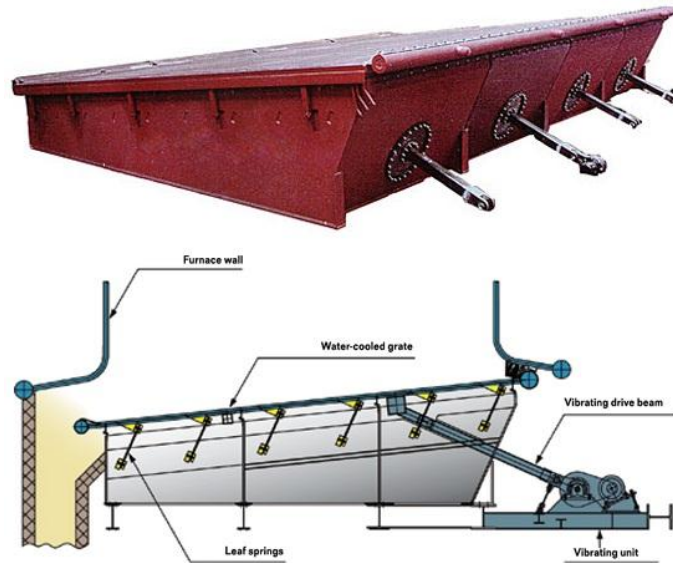
Sele 4.2. Statsionaarse kaldrestiga katla läbilõige [26]



Sele 4.3. Pöördliikumisega ehk kettrestkolde läbilõige [26]



Sele 4.4. Liikuva mehaanilise kaldrestiga katla põhimõte [26]



Sele 4.5. Vibreeriva liikumisega vibrorest [27]

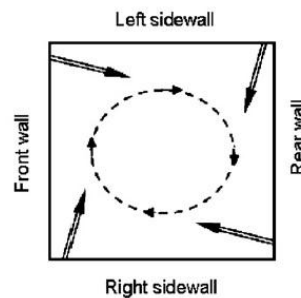
4.1.3. Primaarõhk ja traditsiooniline põlemisprotsess kütusekihis

Primaar- ja sekundaarõhu varustus omab väga olulist rolli põlemise efektiivsusel ja täiuslikkusel. Biomassi jaoks on restpõletuse korral üldiselt lisaõhu protsent 25% või rohkem. Primaarõhu suhe sekundaarõhu jaoks kipub jääma 40/60 moodsamate biomassi restkollete korral võrreldes 80/20 suhtega vanemate katelde puhul. See annab aga suurema võimaluse kasutada täpsemat sekundaarõhu lisamist. [22]

Primaarõhu jagunemine koos resti liikumisega mõjutab märkimisväärselt kütuse segunemist ja selle põlemist kütusekihis. Kuigi mõnedel restkoldega kateldel toimib kütuse etteanne ühtlaselt ja kütuse kiht on restil samuti ühtlaselt ja õhukeselt, siis kirjanduse põhjal tekib enamikel kateldel ikka restile kuhjad, mis paiknevad õhuvoolusega risti ja seetõttu on ülemisele kihile õhu juurdepääs raskendatud. Kütusekiht koosneb suurest arvust erineva suurusega osakestest, mis on poorses kuhjas koos. Koldes oleva leegi- ja kuumuskindlast segust seinad kiirgavad kuumust kütusele niikaua, kuni selle pealne kiht süttib. Kütuse süttimine resti algosas on tihtipeale seatud konkreetseks eesmärgiks, mis tuleneb sellest, et see tagab lendosa eraldumise, kindla soojusvoo teatud katla piirkonnas ning põlemise stabiilsuse. [22]

Veel üheks tähtsaks restkolde aspektiks on kütuse astmeline põlemine, mis peaks olema tagatud primaarse ja sekundaarse põlemise eraldamisega selleks, et vältida sekundaarõhu sattumist primaarõhutsooni ning eraldada gaasistamise ja oksüdeerimise tsoone. Kuna restil oleva hõõguva kütuse tõttu ei ole võimalik primaarses põlemiskambris tekitada piisavat

turbulentsi, mis segaks õhu ja suitsugaasi omavahel korralikult läbi, et saavutada optimaalset põlemist, siis peab sekundaarne põlemiskamber ja sekundaarõhu düüsid olema selliselt kujundatud, et tagada täielik õhu ja suitsugaasi segunemine. Mida parem on nende omavaheline segunemine, seda vähem lisaõhku on vaja kütuse täielikuks põlemiseks ja seda kõrgem on põlemise ja katla efektiivsus. Õhu ja põlemisgaaside segunemist on võimalik parandada kasutades sekundaarses põlemiskambris väiksema läbimõõduga toru või torusid (selleks, et tõsta gaaside liikumise kiirust) ning paigutades õhudüüsid toru ringjoonele selliselt, et need tagaksid võimalikult keeristerohke õhuvoolu (vt sele 4.6). [24]

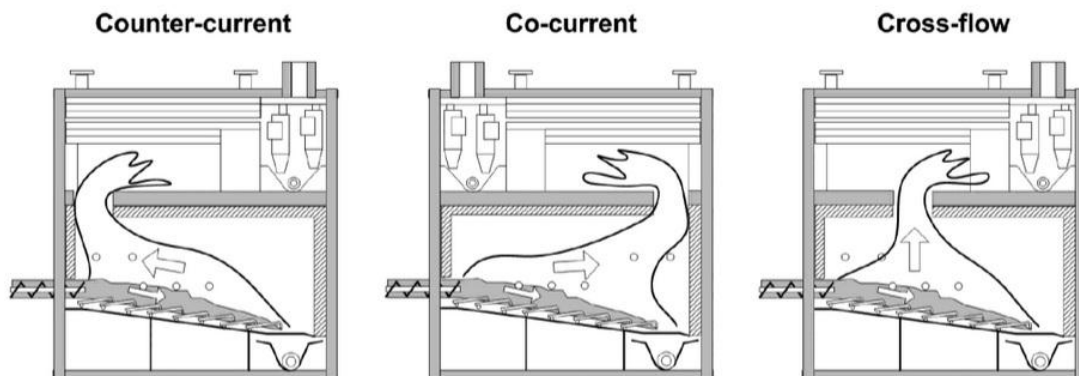


Sele 4.6. Nelinurkse sekundaarse põlemiskambri õhuvoolude liikumine [22]

4.1.4. Kütuse ja suitsugaasi liikumine restkoldes

Suitsugaasi ja kütuse liikumise suuna põhjal koldes, on võimalik eristada kolme süsteemi (vt sele 4.7):

- vastuvoolu suitsuvoolus, kus leek on suunatud kütuse liikumise vastas suunas (inglise keeles: „*counter-current flow*“);
- pärioolu suitsuvoolus, kus leek on suunatud kütuse liikumisega samas suunas (inglise keeles: „*co-current flow*“);
- risti-voolus, kus suitsugaasi väljavõte on kolde keskel (inglise keeles: „*cross-flow*“). [24]



Sele 4.7. Kütuse ja suitsugaasi vooluse liikumise süsteemid [24]

Vastuvoolu suitsugaasi voolusega põletamine on kõige sobilikum madala kütteväärtusega kütuste, nagu näiteks niiske puukoor, puiduhake või saepuru, kasutamisel. Tänu sellele, et kuumad gaasid liiguvad üle värske ja niiske kütuse, mis koldesse antakse, siis kütuse kuivamine ja veeauru transport kütuse kihist eemale on suurem tänu konvektsioonsoojusülekande suurenemisele (lisaks põhilisele kiirgussoojusülekandele kütuse kihile). Selline süsteem eeldab põhjalikku põlemisgaaside ja sekundaarõhu segamist põlemiskambris, et vältida kihilist vooluste, mis on rikastatud põlemata gaasidega, moodustumist ja liikumist edasi järgmistesse käikudesse, mille tagajärjel suurenevad katlast väljuvad heitmed. [24]

Päriivoolu suitsugaasi voolusega põletamine on kasutusel kuivade kütuste, nagu näiteks puidujäägid või põhk, korral või juhul, kui süsteemis kasutatakse primaarõhu eelsoojendamist. Selline süsteem suurendab kütusekihist eralduva põlemata gaaside voo viibimise aega põlemiskambris ning võib ka vähendada NO_x heitmeid tänu suitsugaaside suuremale kontaktile resti tagaosas asuva söekihiga. Samas võib esineda suuremat lendtuha kontsentratsiooni suitsugaasis, mille tõkestamiseks peaks olema tagatud sobivad suitsugaasi vooluse tingimused tulenevalt kolde ehitusest. [24]

Risti-vooluse süsteemid on kombinatsioonid kahest eelmisest süsteemist ja on põhiliselt kasutusel kateldes, kus on vertikaalne sekundaarne põlemiskamber. [24]

4.2. Liikuvad mehaanilised kaldrestid ja nende sobivus leektorukatlaga

4.2.1. Liikuvad mehaanilised kald- ja horisontaalsed restid

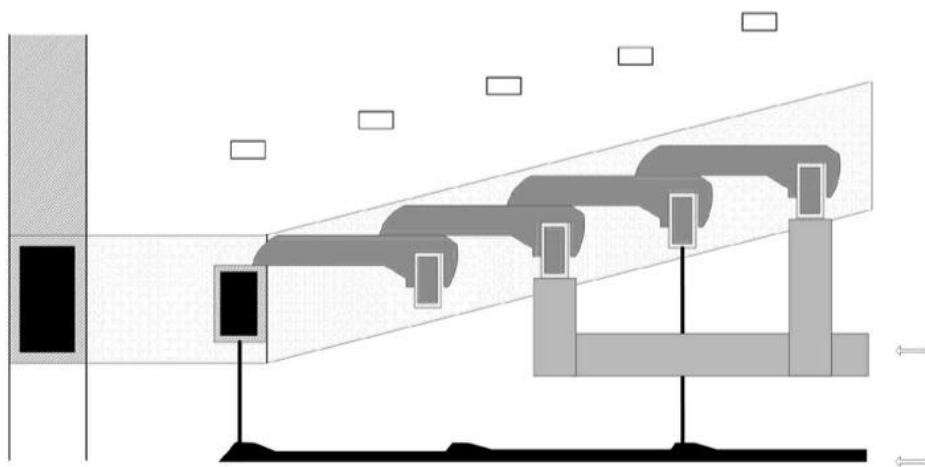
Liikuvatel mehaaniliste restidega kolletel on tavaliselt kaldu paiknevad restid, mis koosnevad liikuvatest ja mitteliikuvatest restilülide ridadest (vt sele 4.8). Tänu horisontaalsele vaheldumisi edasi ja tagasi resti liikumisele kantakse kütust restil edasi. Sellega saavutatakse põlenud ja põlemata kütuse osakeste segunemine, kütusekihi pinnakihi uuenemine (uut kütust lisatakse koguaeg peale) ja tunduvalt ühtlasem kütuse jagunemine restil (tähtis primaarõhu ühtlase jaotamise tagamiseks resti lõikes). Tavaliselt jagatakse rest mitmeks eraldi restisektsiooniks, mida on võimalik vastavalt põlemisstaadiumile erineva kiirusega liigutada. Restilülide liikumine on saavutatav hüdrauliliste silindritega. Resti lülid ise on valmistatud kuumuskindlatest terase sulamitest või malmist, millel on kõrge krooni ja nikli sisaldus.

Lülid on varustatud väikeste kanalitega nende külgedel, kust kaudu pääseb läbi resti alla antav primaarõhk ja mille kaju on aetud suhteliselt kitsaks, et tagada ühtlasem õhujaotus kütusekihis. [24]

Liikuvate restidega kolletes on võimalik põletada väga erinevaid biomassi baasil kütuseid. Õhkjahutusega restidel sobib põletada niiskeid kütuseid, nagu näiteks märg puukoor, puiduhake ja saepuru. Kuiva biomassi või biomassi, millel on madal tuha sulamistemperatuur, korral on soovitatav kasutada vesijahutusega liikuvat kolderesti. [24]

Võrreldes kettresti süsteemiga on liikuva mehaanilise kaldresti puhul märksa keerulisem resti liikumise sagedusele sobivat väärtust seada. Kui liikumissagedus on liiga suur, siis hakkab tuhakambrisse pudunema põlemata kütust ning kütuse jaotus restil on tunduvalt ebahühtlasem. Infrapuna kiirguse abil on võimalik erinevate restisektsioonide kohal adekvaatselt määrata kütusekihi kõrgust. [24]

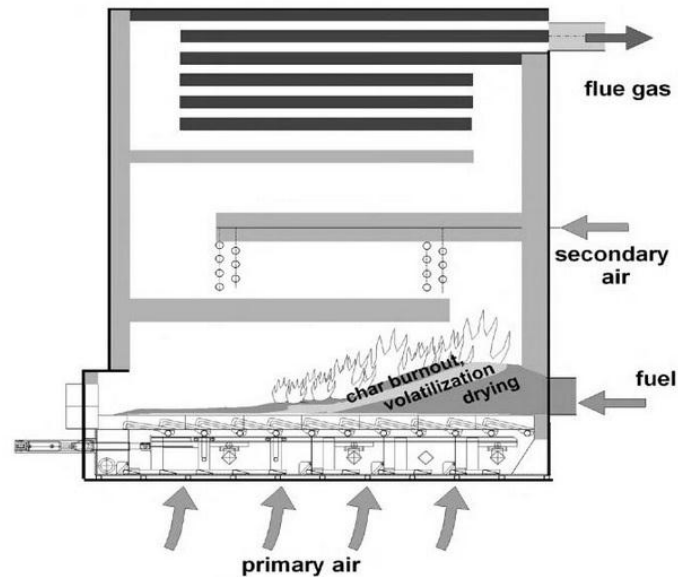
Restialune tuhaeraldus võib olla nii kuiv kui ka märg tuhaeraldus. Tavaliselt on see protsess täisautomaatne. [24]



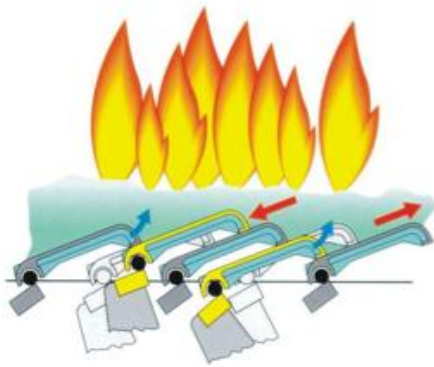
Sele 4.8. Kaldresti liikuvad ja mitteliikuvad restilülid [24]

Horisontaalselt liikuvatel restidel on täielikult horisontaalne kütusekiht. See on saavutatud restide paiknemisega diagonaalselt (vt sele 4.9 ja 4.10). Selle tehnoloogia eeliseks on kontrollimatu kütuse gravitatsiooni mõjul liikumise tõkestamine ja kütuse jaotamise efektiivsuse tõus tänu restide liikumisele, mis omakorda toob kaasa homogeensema kütuse jaotuse resti ulatuses ja seejuures välditakse slaki moodustumist kuumemates resti punktides (kütus ei kuhju ühte kohta ja rest on ühtlasemalt jahutatud). Lisaks on horisontaalsel restil

eelis katla konstruktsioonilises mõttes – katla üldkõrgust on võimalik tänu resti horisontaalsusele vähendada võrreldes kaldrestiga. Selleks, et vältida tuha ja kütuseosakeste kukkumist läbi diagonaalselt paiknevate restilülide, peaks horisontaalse liikuva restiga kolde olema eelnevalt kütusega täidetud, et restilülide vahel ei oleks vaba ruumi. [24]



Sele 4.9. Horisontaalse liikuva restiga kolde põhimõte [24]



Sele 4.10. Horisontaalse liikuva resti diagonaalselt paiknevad restilülid [28]

Resti lülid paiknevad restireas üksteise kõrval, toetudes tugikõrvaga resti konstruktsioonis olevale talale või torule ning samal ajal ka eesoleva resti pealispinnale. Seetõttu käib restilülide paigaldamine alustades kõige alumisest kihist ehk põlemistsooni lõpust. Erinevaid reste ja restide liigutamise süsteeme on väga palju ja väga erinevaid. Kõik sõltub kasutatavast kütusest ja katla tüübist. Üks lihtsamaid resti lüli kujusid on toodud joonisel Sele 4.11. Reste liigutatakse samade tugitalade või –torude abil, millele nad toetuvad. Kuigi eelnevalt on töös mainitud, et põhiliselt kasutatakse hüdraulilisi silindreid, siis väiksemate tööstuskatelde korral

on palju levinud ka pneumoajamiga või hoopiski reduktormootoriga resti liigutamine. Reduktormootoriga restide liigutamine on tihtipeale ka kõige töökindlam ja lihtsam valmistada (ei ole vaja eraldi hürdaulika keskust või suruõhku).



Sele 4.11. Liikuva mehaanilise resti lüli [29]

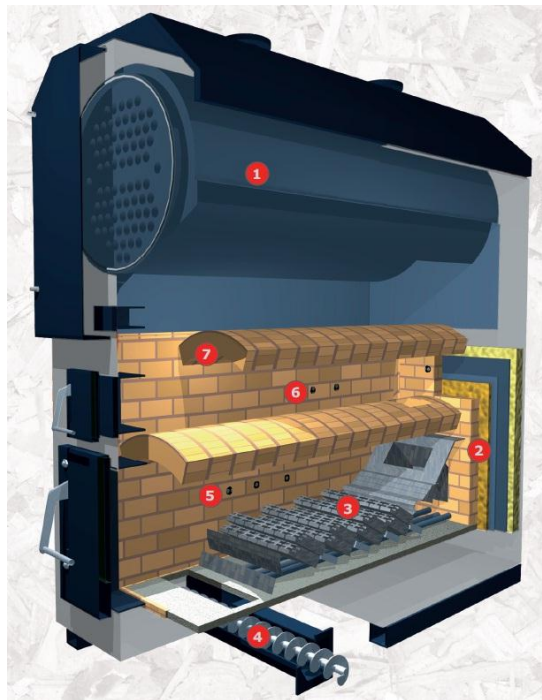
4.2.2. Kaldresti sobivus leektorukatlasse

Antud töös projekteeritud leektoruklatla kolde leegitoru siseläbimõõt on $\varnothing 698,4$ mm. Siin ei ole arvestatud arvutuses kasutatud siseläbimõõtu koos kividega, vaid puhtalt koldetoru läbimõõtu. Mõõdu kui sellise poolest ei olekski mingit küsimust, et kas see kolderest ära mahub või mitte. Probleem tekib aga siinkohal just toru kui ümara keha endaga. Nimelt on kolderesti tunduvalt lihtsam ja mugavam paigaldada koldesse, mis on tasapinnaliste seintega. Sellisel juhul mahub nii rest ise, kui selle liigutamise mehhanism kõik ilusti koldesse. Lisaks ka veel restialune tuhaeraldus. Ümara kolde korral ongi resti, selle liigutamise mehhanismi ja tuhaeralduse küsimus kõige suuremad probleemid.

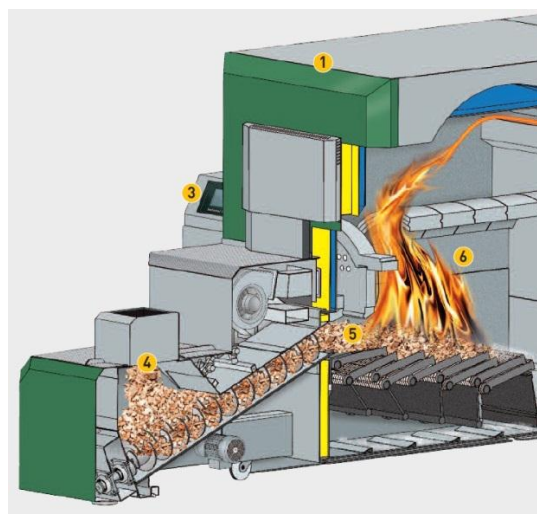
Erinevat kirjandust ja katlatootjate kodulehekülgi sirvides ei jää silma ühtegi ümarasse koldesse paigaldatud liikuvat kaldrestit, mille võimsus jääks antud töös käsitletava leektoruklatla võimsuse lähedusse (100-500kW). Vähe sellest, et leektorukatlaid ei kasutata restkoldele üleviimiseks, siis tegelikult ei ole need ka sugugi populaarsed isegi pelletitega kütmisel. Teadaolevalt on mitmeid õli- ja gaasikatlaid (tüübi poolest leektorukatlad) ümber ehitatud petteetitega kütmiseks. Selleks tuleb lahendada põhimõtteliselt vaid tuhaeralduse ja katla puhastamise küsimus (lisaks ka tsükloni kasutamise vajadus). Siinkohal tulekski väga tõsiselt analüüsida kõiki leektoruklatla nii tootmise kui ka paigaldamise ja eksploatatsiooni eeliseid ning puudusi võrreldes teiste katlatüüpidega. Kuna antud töö põhineb puhtalt katla soojustehnilisel ja tugevuslikul arvutusel, siis ei ole hetkel võimalik selle katla kohta sellist põhjalikku analüüsi teha. Selleks oleks vaja katel täielikult valmis projekteerida (kõik

süsteemid, mis katla tööks vajalikud) ja lisaks ka üks prototüüp valmis teha ja seda ka katsetada (valmis tegemisel saab hinnata katla ehitus- ja komplekteerimiskulusid ning katsetamisel selle reaalset soojusvõimsust ja kasutegurit). Antud töö raames selliseid tehnilisi ja majanduslikke võimalusi aga ei ole. Seetõttu ongi piiratud vaid arvutusliku poolega.

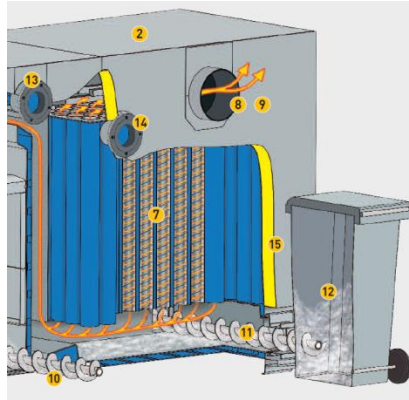
Kuigi restkoldega leektorukatla kohta kirjanduses ega internetis infot ei ole, siis on seal piisavalt palju teisi restkoldega katlaid. Nendest osa tootjate katlad on välja toodud joonistel Sele 4.12 – 4.17.



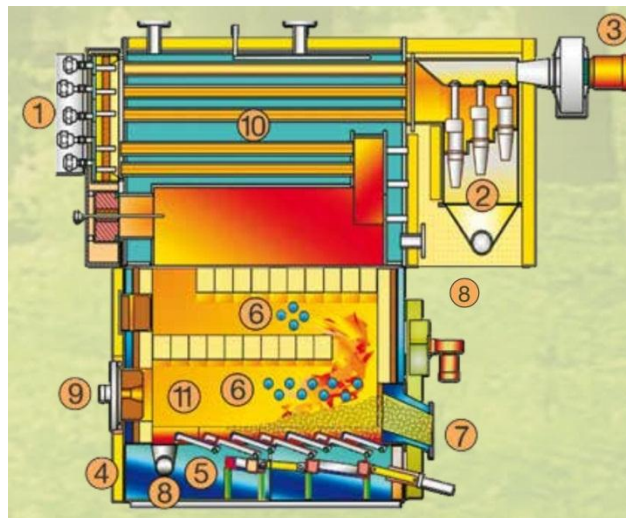
Sele 4.12. Froeling Lambdamat liikuva mehaanilise horisontaalse restiga [30]



Sele 4.13. Herz BioFire restkoldega katel [31]



Sele 4.14. Herz BioFire katla suitsukäigud [31]



Sele 4.15. Gilles HPKI-R tööstuslik katel horisontaalse restiga [32]

4.2.3. Erinevate tootjate restkoldega katelde analüüs

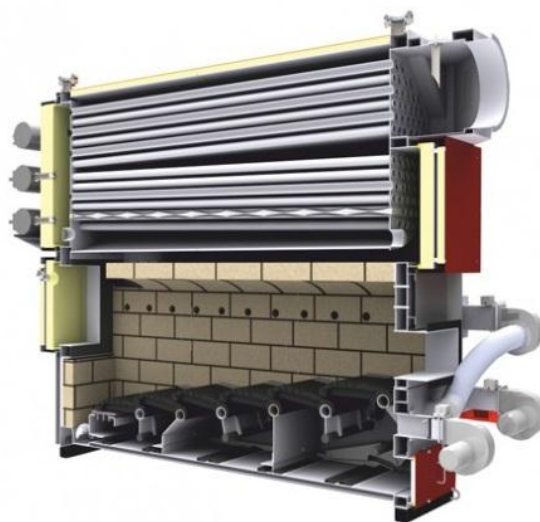
Joonistel Sele 4.12 – 4.15 toodud katlad on horisontaalse liikuva restiga. See näitab väga ilmekalt, et väiksemate tööstuslike veesoojuenduskatelde puhul on levinud mõlemad, nii liikuv mehaaniline horisontaalne kui ka kaldrest. Lisaks saab neid katlaid võrrelda ka suitsuvooluse liikumise suuna järgi olenevalt kütuse etteande suunast (vt Sele 4.7). See tähendab, et Froelingu, Kalvise ja Wetorexi katlad on kõik päri voolu suitsugaasi voolusega ning Gillese ja Herzi katlad on vastuvoolu suitsugaasi voolusega. Kuigi Froelingu katla puhul teeb suitsugaas tagasipöörangu sekundaarses põlemiskambris (selliselt, nagu vastuvoolu suitsugaasivoolusega koldes), siis see ei mõjuta enam restile antava kütuse kuivamist ja põlemist. Lisaks võib välja tuua tähelepaneku, et kõigil nendel kateldel on pärast põlemiskambrist ja enne suitsutorusid veel vähemalt üks gaaside liikumise käik. Froelingu, Gillese ja Herz katla puhul võib pildi põhjal väita, et tegemist on puhtalt sekundaarse põlemiskambriga, kuhu antakse ka sekundaarõhku. Wetorexi katla puhul ei ole võimalik

kindlaks teha, kas seal suitsukäigus on sekundaarõhuavad või mitte, aga Kalvise puhul ei ole kindlasti. Kalvisel on sekundaarõhuavad ainult resti kohal põlemiskambri sirge seina üleval ääres.

Jooniste Sele 4.12 – 4.17 põhjal võib väita, et restkolle on kindlasti sobilik tasapinnaliste seintega kollete jaoks. Samas on kõigi katelde suitsukäigu soojusvaheti osa lahendatud klassikalise toru-torus soojusvaheti mudeliga – trumlitorul on kaks torulauda, kuhu kinnituvad suitsutorud. Trumlis voolab vesi ja väiksemates torudes liigub suitsugaas. Ühtlasi annab selline eraldi soojusvaheti osa võimaluse katelt kergemini komplekteerida. Kolle tehakse eraldi koostuna ja soojusvaheti osa eraldi. Kohapeal siis ühendatakse 2 osa omavahel torude või spetsiaalsete voolikutega. See annab võimaluse ka katelt mahuliste piirangute korral eraldi osadena transportida.

Joonise Sele 4.14 pealt on näha, et mitte kõik katlad ei ole horisontaalsete suitustorudega. Küll aga on seda enamik. Vertikaalsete suitsutorude kasuks räägib nende puhastamise võimalikkus mehaaniliselt, kasutades pöörlevaid turbulaatoreid või spiraale (mootori ja redukoriga kantakse pöörlev liikumine üle turbulaatoritele, mis suitsukäiku puhastavad). Suuremate katelde korral ei ole see aga niivõrd tõhus lahendus, kui horisontaalsete torude katelde korral on pneumopuhastus – suitsutorud puhutakse sektsioonide kaupa suruõhuga läbi.

Joonisel Sele 4.17 toodud Wetorexi katelt toodetakse Eestis. Kalvise katelt (vt sele 4.16) toodetakse Leedus ning ülejäänud katlad (vt sele 4.12-4.15) on Austria toodang.



Sele 4.16. Kalvis M1 seeria liikuva kaldrestiga katel [33]



Sele 4.17. Wetorexi liikuva kaldrestiga katel [34]

4.3. Kolderesti ja leektorukatla valik ning järeldus

Eelnevate peatükkide ja nende alampunktide põhjal võib teha järelduse, et liikuva mehaanilise resti valikul võib otsustada nii horisontaalse kui ka kaldrestiga kasuks. Kuna leektorukatla koldetoru on piiratud kõrgusega, siis peaks pigem kalduma horisontaalse liikuva resti kasuks. Samas ei tasuks ka kõrvale heita kettrestiga, mis samuti suhteliselt vähe ruumi võtab. Samuti ei tohi ka unustada tuhaärasussüsteemi ehk siis rest peaks olema selliselt kujundatud, et selle alt on võimalik tuhaärasus läbi viia.

Suitsugaasi ja kütuse liikumise suuna põhjal tasuks valida pigem vastuvoolu suitsugaasivoolusega süsteem, kuna see võimaldab põletada ka niiskemat ja seetõttu ka madalama kütteväärtusega kütust. Sellise süsteemi valikul tasuks mõelda ka katla ehituse puhul koldes tagasipöörduva suitsugaasiga leektorukatla (vt sele 1.1). Suitsukäike ei pea sellise tüüpi katlal ilmtingimata kaks olema. Lisaks tuleks leektorukatla projekteerida ka sekundaarne põlemiskamber, kuhu juhitakse sekundaarõhku (võimalikult keeriselise liikumisega) ja kus toimub gaasides sisalduva kütuse täielik põlemine. Sellele järgneks siis vastavalt projekteeritud soojusvõimsusele sobiv arv suitsukäike ja suitsutorusid.

KOKKUVÕTE

Käesoleva lõputöö eesmärgiks oli teostada etteantud võimusega leektorukatla soojustehniline arvutus, misjärel arvutada läbi ka katla tugevus ja ettenähtud materjalipaksused. Samuti oli oluliseks leida vajalikud parameetrid, mille järgi valida sobiv katla konstruktsioon ja kolderesti tüüp. Kuna töö koostamise järjekord oli täpselt selline, nagu kirja sai pandud, siis tekkis olukord, kus alguses valitud kolmekäiguline leektorukatla tüüp osutus teatavate parameetrite, nagu sekundaarne põlemiskamber ja kütuse ning suitsugaasi liikumise vastuvoolu suund, osas suhteliselt kehvaks valikuks. Samas võib öelda, et esialgselt leektorukatelde valikust ei oleks ükski teine variant paremaid näitajaid omanud.

Leektorukatelde tüübi valik antud töös oli väga üksluine ja ühesuunaline – kahekäiguline, kolmekäiguline ja neljakäiguline katel. Töö viimases osas tuli aga välja, et selline lihtne konstruktsioon ei pruugi tagada piisavat efektiivsust ja konstruktsioonilist täiuslikkust.

Antud töös teostatud soojustehniline arvutus kujunes arvatust keerulisemaks tänu raskendatud olukorra hindamisele ja õigete valemite leidmisele ehk teisisõnu puudub normatiivne arvutusmeetod. Näiteks oli raske arvutada veepoolset soojusülekandeegurit – valides Nusselti arvu leidmiseks vee voolamise risti silindriga, tuli soojusülekandeegur ebareaalselt väike. Samas ei ole valemite algallikas mingeid piiranguid toodud, mille vastu see valik oleks eksinud. See näitab ilmekalt, kui keeruline on tühjast kohast katla projekteerimine ja kuivõrd teoreetiline saadud tulemus ikkagi on. Antud arvutuses tuli katla soojusvõimsuseks 243,5kW mis omab 2,6%-list suhtelist erinevust arvutuses etteantud 250kW-st. Seda vahet võib pidada marginaalseks, kui arvestada erinevate ligikaudsete olukorra hindamistega. Näiteks turbulaatorite soojusülekandeeguri tõstmise koefitsient valiti erinevate allikate põhjal 1,5, kuid reaalne number sõltub konkreetsest katlast ja kütustingimustest. Lisaks jäi kõrgeks ka suitsugaasitemperatuur ($203,3^{\circ}\text{C}$), mis näitab, et teises suitsukäigus (moodustas 7% kogu ülekantavast soojusvõimsusest) tuleb soojusülekanne märkimisväärselt intensiivistada. Sellega kaasneks ka suitsugaaside temperatuuri langus ja soojusvõimsuse tõus. Samuti kasvaks katla kasutegur.

Katla üldjoonised tehti antud töös tugevusarvutuse teostamiseks. Tehtud tugevusarvutus näitas, et kõik läbiarvutatud detailid ja olukorrad on piisavalt tugevad ja materjalipaksus ning materjali mark said valitud korrektselt. Kuna käesolevas töös tuli välja, et katla konstruktsioon peaks olema teistsugune (vastavalt peatüki 4 soovitudele), siis tuleks uue konstruktsiooni korral teha kindlasti uus ja ka juba põhjalikum (koos jätkude ja harudega)

arvutus. Samuti ei tohiks unustada ära vajalikku tuhaärastussüsteemi, mis peaks hakkama läbima katla kollet. Kui antud katlale paigaldada kolderest, siis see tähendab veel lisaavasid ja -harusid, mis kõik üle tuleks arvutada.

Kuigi tugevusarvutusest tuli välja, et kõik materjalid sobivad, siis oleks mõistlik kontrollida standardis etteantud minimaalseid detailide lubatud seinapaksuseid, et võimaluse korral tugede ümberpaigutamise või lisamisega materjalide paksusi vähendada. Näiteks torulaudade 7 ja 8 mm asemel 6 mm paksusega materjal. Sellega hoiaks kokku nii rahaliselt kui ka katla massis. Tugede ja suitsutorude arvutus tagas kindlalt nende tugevuse – tugevusvaru on peaaegu neljakordne.

Restkolde ja kolderesti uurimus tõi välja, et liikuva resti valikul võib otsustada nii liikuva horisontaalse kui ka kaldrestiga kasuks. Mõlemad restitüübid on laialdaselt kasutusel ja mõlemal on omad eelised. Kuna leektorukatla koldetoru on piiratud kõrgusega, siis sobiks sinna pigem horisontaalne liikuv rest.

Suitsugaasi ja kütuse omavahelise liikumissuuna põhjal tasuks eelistada vastuvoolu voolusega süsteemi, kuna see võimaldab kasutada suurema niiskusega biomassi (sellisel juhul ei ole vaja õhuelsoojendamist). Siinkohal tasuks mõelda leektorukatla ehituse puhul tagasipöörduvate suitsugaasidega kolde kasutuselevõtu peale. See töötaks oma põhimõttelt samamoodi, nagu restkoldega katla puhul kütuse ja suitsugaasi vastuvooluse süsteem. Samuti tuleks projekteerida lisaks ka sekundaarne põlemiskamber ja korrektne sekundaarõhu juhtimine sinna kambrisse. Suitsukäikude ja torude lisamine toimuks vastavalt etteantud võimsusele.

Siinkohal võib väita, et antud töös on soojustehnilise ja tugevusliku poole pealt arvatud katlal nii mõnigi põhimõtteline puudujääk. Sellest tulenevalt peaks projekteerima uue katla, selle samuti läbi arvutama ning seejärel juba ka valmis ehitama. Lisaks tuleks seda ka reaalselt katsetada, et saada teada katla tegelikud soojustehnilised näitajad ja anda hinnang tehtud projekteerimisele ja katla ehituse valikule. Siinkohal on õige mainida, et paljud kirjanduslikud allikad ei ole muutustega kaasas käinud ning sama kehtib ka erinevate katelde tüüpide kohta. Leektorukatel kui selline on liiga ajast ja arust, et tema kohta korrektset katla mudelit võiks leida. Vähemalt mitte sellist, mis sobiks biomassi põletamise tingimustele.

Antud töös teostatud soojustehniline arvutus on kindlasti väga kasulikuks mudeliks või meetodikaks edaspidisteks soojustehnilisteks arvutusteks. Samuti on töö andnud hea kogemuse lähendamismeetodiga arvutuse läbiviimiseks ja reaalse taju selles osas, kuidas

mingi teatud parameetrite muutmine kogu arvutust mõjutada võib. Täpselt sama võib väita ka tugevusarvutuse kohta, kuna standardis on kogu arvutus ingliskeelne ja vajalikud valemid on terves standardis laiali. Sellist koondatud arvutust on hea tulevikus abimaterjalina kasutada.

Mina leian, et antud töö eesmärgid said täidetud ja kuigi tulemused ei olnud nii head, kui oleks ise lootnud, siis arvutusmetoodikad osutuvad kindlasti tulevikus väga kasulikuks. Kuna antud katlamudel ei osutud kõige paremaks valikuks, siis suure tõenäosusega pean ma tööalaselt ikkagi arendustööga edasi tegelema ja uuenduslikuma ja efektiivsema katla väljatöötamise suunas edasi liikuma. Sellised arvutused ja uurimused lihtsustavad ka tulevaste tudengite arendustööd, kui selliseid arvutusi rohkem õpingute käigus on võimalik läbi teha või nendega tutvuda. Lõputöö ülesanne sai minu poolt samuti täidetud - projekteeritud katel on soojustehniliselt ja tugevuslikult läbi arvutatud ja lisaks on teostatud ka analüüs sobiva kolderesti ja leektorukatla konstruktsiooni ning põhimõtete osas.

SUMMARY

The objective of this thesis was to make a thermo-technical calculation of a fire-tube boiler with preset heat output and then a calculation for the pressurized components for a given thickness of materials. A secondary objective was to set essential parameters, which to use when choosing a boiler construction and type of moving furnace grate. As the line up of thesis assemble was exactly the same as written down, a wrong decision, when choosing a three pass fire-tube boiler type, was made, because of missing certain parameters like lacking secondary combustion chamber and counter current flow of flue gas and fuel. But there was not a version of fire-tube boiler type that could have had better indicators in the same situation.

The variety of fire-tube boilers in the first chapter was too little and similar – two-pass, three-pass and four-pass fire-tube boiler. In the end of the thesis it came clear, that this kind of simple construction might not have the best efficiency and perfection.

The thermo-technical calculation in this writing was much more complex than expected because of lacking normative calculation method for fire-tube boiler. For example, the choice of correct formula for calculation of water side heat transfer coefficient was kind of complicated – some formulas gave unreal answers and so it needed to be recalculated. This expresses how difficult is designing a boiler by starting with no data given and how theoretical the answers could come out. In current calculation, the heat output came out 243,5kW, which has 2,6% difference with the given value of 250kW. This difference could be counted as quite marginal when the estimation of the current situation is considered. For example, the heat transfer coefficient for turbulators was multiplied by 1,5 (using different literary sources) but in real situation it depends on the particular boiler and fuel. Also the flue gas temperature leaving boiler was at 203,3°C (definitely too high), which shows that the heat transfer coefficient in the second pass (giving only 7% of total heat output) must be intensified remarkably. This would cause a drop in flue gas temperature so the heat output and boiler efficiency would improve.

The boiler drawings were made to use in boiler pressure part calculation. The calculations show that all calculated details and situations are strong enough and the steel grade and wall-thickness for the components was chosen correctly. As it came out in the chapter 4, the design of the boiler should be reconsidered, the pressure part calculation should be done again and this time even more thorough than before. Ash transport should also not to be forgotten,

because it would go through the combustion chamber. When adding a moving grate to a fire-tube boiler, even more openings and brances must be calculated.

Even if the pressure part calculation showed that all materials were strong enough, it would be wise to check all the minimal wall thicknesses for boiler details so rearranging stays or adding more of them could reduce wall thickness of the tube plates. For example, thickness of tube plates are 7 or 8mm, but they could be reduced to 6mm (minimum thickness allowed). This would be a financially beneficial act. Stay and smoke tubes calculation ensured almost four-times higher reserve factor than needed.

Grate furnace and moving grate research brought out, that when choosing moving grate, both horizontal and inclined moving grates are suitable options. Both of them are widely used and have their certain advantages. As the height of the combustion chamber of fire-tube boiler is limited, the better option would be horizontal moving grate.

Based on the flow directions of fuel and flue gas, counter-current flow should be preferred, because it allows to use biomass with higher moisture content. In this case, when choosing a fire-tube boiler, maybe a reverse-chamber firetube boiler could be the right one. It functions the same way as the counter-current flow system. Also a secondary combustion chamber with a correct distribution of secondary air should be designed. Adding smoke passes and tubes would be accordingly to the given heat output.

As it is clear, that this fire-tube boiler has some principal shortfalls, a new boiler should be designed and calculated. After construction, it would go through certain testing (heating) period, so the real values of the boiler would come out and an assessment to the design and construction type could be given. Fire-tube boiler itself is quite old times developement, so new models and construction designs are hard to find. At least those, which would fit to biomass burning.

The thermo-technical calculation is definitely a good model or even a method to do even more advanced technical calculations. This calculation method has also given a good experiance with using iteration methods and a real sense how a one particular parameter can effect the whole calculation result. The same goes for pressure part calculation too, because the calculation method in the shell boiler standard is in English and all nessesary formulas are scattered all over the standart. This kind of centralized calculation will definitely be useful at some day.

I find the objectives of this thesis to be fulfilled, even if they were not as good as hoped. The calculation methods will definitely find a use in my everyday work at some point. As the model of the boiler was not the best choice then is quite probable that I will keep working in order to develop a better and efficient boiler at my everyday job. These kind of calculations and research make hard work of students in the future much easier, if these kind of methods are more used in during the studies or they are easier to find and familiarise with. The mission of this thesis was also accomplished for me – the thermo-technical and strength calculations are done for this fire-tube boiler and in addition a analysis of a eligible moving furnace grate, fire-tube boiler construction and principles has been conducted.

KASUTATUD KIRJANDUS

1. Arendatud leektorukatla projekt. [WWW]
<http://wargaboiler.com/files/WargaBoilerProjectSummary.pdf> (07.04.2015)
2. Kahekäiguline leektorukatel. [WWW]
<http://www.wargaboiler.com/boilerdesignsoftware/Example-2-pass-fire-tube-boiler.html>
(07.04.2015)
3. Kolmekäiguline leektorukatel. [WWW]
<http://www.wargaboiler.com/boilerdesignsoftware/Example-3-pass-fire-tube-boiler.html>
(07.04.2015)
4. Neljakäiguline leektorukatel. [WWW]
<http://www.wargaboiler.com/boilerdesignsoftware/Example-4-pass-fire-tube-boiler.html>
(07.04.2015)
5. Leektoru- ja veetorukatel. [WWW] <http://www.johnstonboiler.com/wp-content/uploads/2014/09/Firetube-vs-Watertube-Comparison.pdf> (07.04.2015)
6. Katla tüübid ja nende määramine. [WWW] <http://www.cleaverbrooks.com/Reference-Center/Boiler-Basics/Boiler-Types-and-Selection.aspx> (07.04.2015)
7. ECN Phyllis2 andmebaas. [WWW] <http://www.ecn.nl/phyllis2/Browse/Standard/ECN-Phyllis> (12.04.2015)
8. Mikk, I. Soojustehnika käsiraamat. Tallinn : Valgus, 1977.
9. Nussbaumer, T. Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies and Primary Measures for Emission Reduction. *Energy and Fuels*, 2003, 17, 1510-1521. [Online] Sciencedirect (17.04.2015)
10. Warga, Ž., Novak, P. Mean radiant temperature in fire-tube boilers. *Journal on the Institute of Energy*, 2000, 72, 160-168. [WWW]
http://www.wargaboiler.com/boilerdesignsoftware/files/Article_in_Jornal_of_Institute_of_Energy.pdf (17.04.2015)
11. Ots, A. Soojustehnika aluskursus: Termodünaamika. Põlemine. Soojusülekanne. Tallinn : TTÜ Kirjastus, 2011.
12. Johansson, L. S. Characterisation of particle emissions from small-scale biomass combustion : Degree of Licentiate. Göteborg, Chalmers University of Technology, 2002.
13. Soojus- ja massilevi. I-osa, Põhikursus. Tallinn : Tallinna Tehnikaülikool, 1998.

14. Neshumayev, D., Ots, A., Laid, J., Tiikma, T. Experimental investigation of various turbulator inserts in gas-heated channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2004, 28, 877-886. [Online] Sciencedirect (26.04.2015)
15. Bisetto, A., Del Col, D., Schievano, M. Fire tube heat generators: Experimental analysis and modeling. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 78, 236-247. [Online] Sciencedirect (26.04.2015)
16. Cebrucean, D., Cebrucean, V. Numerical study of a shell-and-tube heat exchanger for heating rich monoethanolamine using hot flue gases. Part II: tube-side heat transfer enhancement. [WWW] <http://www.agir.ro/buletine/801.pdf> (26.04.2015)
17. Aurutabel. <http://www2.spiraxsarco.com/uk/resources/steam-tables/saturated-steam.asp> (26.04.2015)
18. Trummelkatlad. Osa 3: Survedetailide kavandamine ja arvutamine : EVS-EN 12953-3:2002. Tallinn : Standardiamet, 2002.
19. Trummelkatlad. Osa 1: Üldist : EVS-EN 12953-1:2012. Tallinn : Standardiamet, 2012.
20. Tasapinnalised terastooted surve all kasutamiseks. Osa 2: Kindlaksmääratud kõrgtemperatuuriliste omadustega süsinik- ja sulamterased : EVS-EN 10028-2:2009. Tallinn : Standardiamet, 2009.
21. Surveotstarbelised õmblusteta terastorud. Tehnilised tarnetingimused. Osa 2: Süsinik- ja legeerterasest torud, millel on kindlaksmääratud omadused kõrgendatud temperatuuril : EVS-EN 10216-2:2013. Tallinn : Standardiamet, 2013.
22. Yin, C., Rosendahl, L. A., Kær, S. K. Grate-firing of biomass for heat and power production. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2008, 34, 725-754. [Online] Sciencedirect (09.05.2015)
23. Katlatehnika. [WWW] http://www.ttu.ee/public/m/Mehaanikateaduskond/Instituudid/soojustehnika-instituut/Katlatehnika_2015.pdf (11.05.2014)
24. The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing / S. van Loo, J. Koppejan. London : Earthscan, 2008. [Online] Google Books (11.05.2015)
25. Biomassi jaamad. [WWW] <http://www.aet-biomass.com/en-GB/Home/References/Biomass-Fired-Plants/Verdo-Randers.aspx> (11.05.2015)
26. Technologies for Converting Biomass to Useful Energy / ed. E. Dahlquist. Boca Raton : CRC Press, 2013. [Online] (11.05.2015)
27. Põletamise restid. [WWW] http://www.volund.dk/Multi_fuel_energy/Technologies/Combustion_grates (11.05.2015)

28. Horisontaalne liikuv rest. [WWW] <http://www.erlerenergi.com/?portfolio=yakma-firini>
(15.05.2015)
29. Kaldresti resti lüli. [WWW]
http://www.kingbirdmachinery.com/index.php?main_page=index&cPath=219#.VW69sVKTva4 (15.05.2015)
30. Froeling Lambdamat katel. [WWW]
http://www.froeling.com/fileadmin/content/produkte/downloads/EN/EN_Prospekt_Lambdamat.pdf (16.05.2015)
31. Herz BioFire katel. [WWW] <http://www.herz-energie.at/index.php/english-2419.html>
(16.05.2015)
32. Gilles tööstuslik katel. [WWW]
http://www.gilles.at/images/pdf/englische_folder/2014/GILLES_Industrieheizungen_EN.pdf (16.05.2015)
33. Kalvise M1 seeria katel. [WWW] <http://www.kalvis.lt/produktai/pramonine-sildymo-iranga-katilai/pramoniniai-katilai/automatizuoti-pramoniniai-katilai/m1-serijos-katilai>
(16.05.2015)
34. Wetorex liikuvate restidega katel. [WWW]
http://www.wetorex.ee/index.php?product_id=91&group_id=36&page=190&action=show_product_details (16.05.2015)

LISAD

LISA 1. Leektorukatla soojustehnilist arvutust selgitavad vaated

LISA 2. Katla torulaudade ja tasapinnaliste plaatide tugevusarvutuste tugiringid ja hingamisruumid

LISA 3. Lektorukatla eest- ja külgvaade

LISA 4. Leektorukatla tagantvaade ja pikilõige