

Tuukka Kumpulainen

MIKRO-CHP-LAITTEISTON MÄNTÄHÖYRYKONEEN MITOITUS

MIKRO-CHP-LAITTEISTON MÄNTÄHÖYRYKONEEN MITOITUS

Tuukka Kumpulainen
Opinnäytetyö
Kevät 2017
Energiatekniikan koulutusohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Energiatekniikan koulutusohjelma

Tekijä: Tuukka Kumpulainen
Opinnäytetyön nimi: Mikro-CHP-laitteiston mäntähöyrykoneen mitoitus
Työn ohjaajat: Kari Mäntyjärvi ja Jukka Ylikunnari
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: Kevät 2017 Sivumäärä: 75 + 2 liitettä

Tässä opinnäytetyössä mitoitettiin off-grid-kohteisiin tarkoitettun mikro-CHP-laitteiston osaksi tuleva mäntähöyrykone. Koneelta vaadittu akseliteho generaattorin hyödynnettäväksi oli 6 kW käytettäessä 13 baarin höyryä. Työn teettäjänä oli Oulun yliopiston alaisuudessa toimiva Kerttu Saalasti Instituutin Tulevaisuuden Tuotantoteknologiat (FMT) -ryhmä, joka toteuttaa tämän projektin yhteistyössä kansainvälisen yhteistyöverkoston kanssa.

Eri mitoitustapoihin ja höyrykoneen toimintaan tutustumisen jälkeen määritettiin yksi-, kaksi- ja kolmisylinterisen koneen päämitat, kuten sylinterien halkaisijat ja höyryn massavirrat. Neli- tai useampisylinterisiä koneita ei tutkittu tässä työssä. Koneiden mitoitusprosessi on työssä pyritty esittämään siten, että tarvittaessa vastaavanlaista mitoitusta suorittava henkilö voi käyttää tätä opinnäytetyötä tukevana materiaalina omassa työssään.

Koneiden mitoituksen jälkeen koneita vertailtiin keskenään ja tilaajalle esitettiin, että kohteeseen soveltuvat konetyypit ovat kaksisylinterinen compoundi- ja kolmisylinterinen trippelikone. Molemmassa konevaihtoehdossa täytyy tilaajan harkita yhden tai useamman sylinterin jakamista kahdeksi yhtä suureksi sylinteriksi tandemiin, jolloin vähennetään suurikokoisten mäntien aiheuttamia tehohäviöitä.

Tilaaja hyödyntää tätä opinnäytetyötä määrittäessään prototyyppilaitokseen rakennettavaa moottoria. Päätökseen konetyypistä ja sen mitoista vaikuttavat tämän opinnäytetyön lisäksi muihin osakokonaisuuksiin liittyvät opinnäytetyöt ja tutkimukset, näistä esimerkkinä kattilan mitoitukseen liittyvä opinnäytetyö.

Asiasanat: mikro-CHP, CHP, höyrykone, mäntähöyrykone, höyryvoima, termodynamiikka, höyry

ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences
Energy technology

Author: Tuukka Kumpulainen

Title of thesis: Dimensioning of Micro-CHP System Steam Engine

Supervisors: Kari Mäntyjärvi and Jukka Ylikunnari

Term and year when the thesis was submitted: Spring 2017 Pages: 75 + 2 appendices

In this thesis, an estimate is determined about a suitable steam engine configuration for an off-grid micro-CHP power plant. The engine is required to output 6 kW for the power plant's generator when employing 13 bar steam. Thesis commissioner is the Kerttu Saalasti Institute's Future Manufacturing Technologies (FMT) group at the University of Oulu, and regarding this project they are a part of a wider international cooperation network.

After introducing the operation principles of the steam engine, the main dimensions are determined for single, double and three cylinder machines. These include dimensions for the cylinder and the required steam flow to the engine. Engines with four or more cylinders are not studied in this thesis. The dimensioning process is presented in such a way that, if necessary, a person performing the same type of dimensioning can use this thesis as supporting material for their work.

After dimensioning the different configurations, they are compared and the conclusion is reached that the machine types suitable for the application are a two-cylinder compound and three-cylinder triple expansion engine. In either of the two options, the thesis commissioner must also consider splitting one or more cylinders into two equal size cylinders arranging them in tandem to reduce the losses incurred by a single large-sized piston.

The thesis commissioner uses the results achieved in this thesis when conducting his own assessment for a suitable prototype engine. The commissioner's assessment process is also influenced by other studies related to the subject, such as the thesis done about the boiler of the power plant.

Keywords: micro-CHP, CHP, steam, steam engine, steam power, thermodynamics

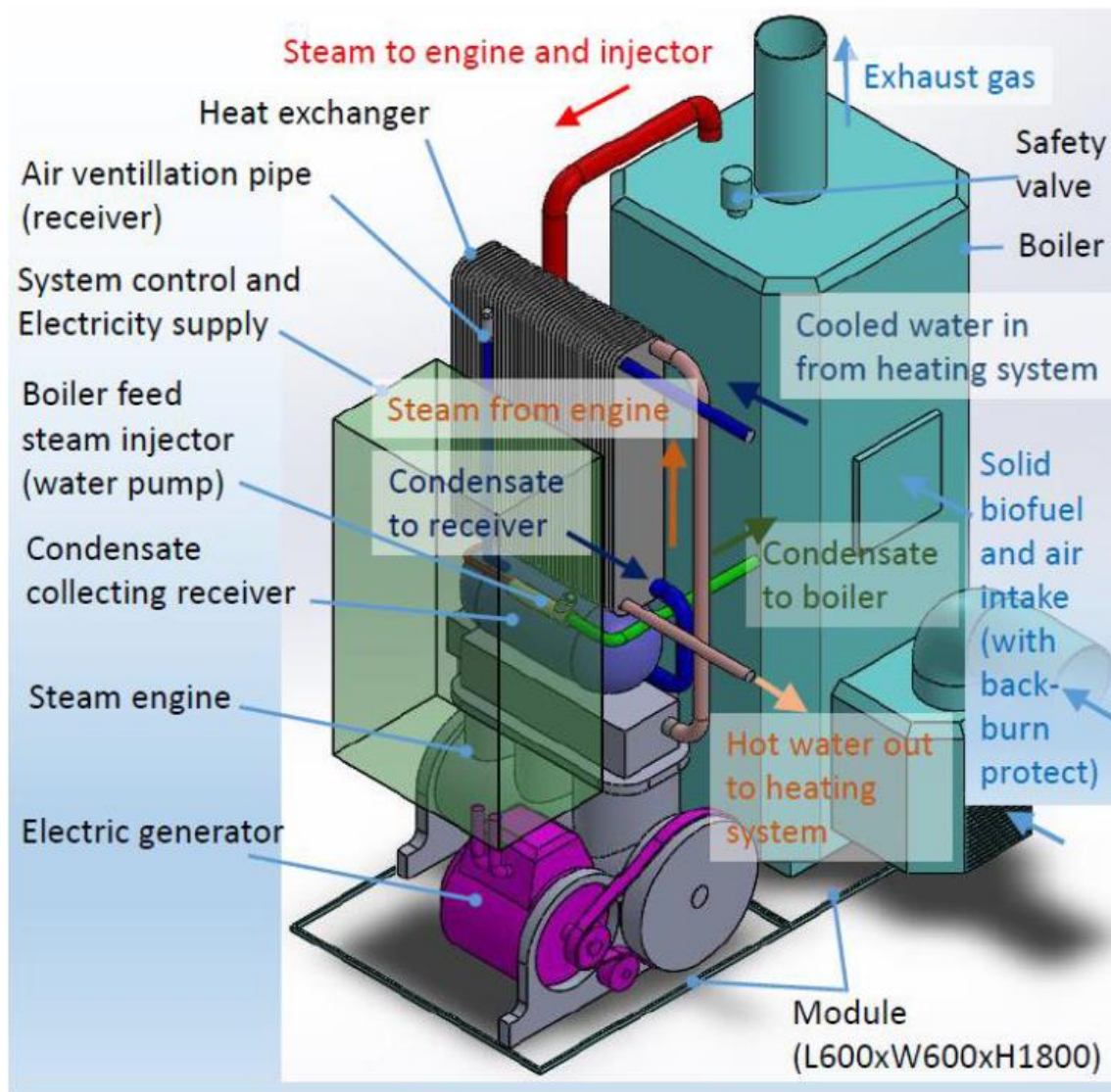
SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ABSTRACT	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
2 HÖYRYKONEEN PERUSTEET	9
2.1 Hörymoottorin historia	9
2.2 Hörykoneiden jaottelu	9
2.2.1 Kompoundikone	10
2.2.2 Trippelikone	11
2.3 Hörymoottorin komponentit	12
2.3.1 Sylinteri	12
2.3.2 Liikuntakoneisto	15
2.3.3 Venttiilikoneisto	20
2.3.4 Runkolaitos	21
2.3.5 Lauhduttimet	23
3 YKSISYLINTERISEN KONEEN MITOITUS	24
3.1 Iskunpituuden määrittely	25
3.2 Paisuntasuhteen määrittely	26
3.3 Vaaditun männän koon määrittely	28
3.4 Liikuntakoneiston tilavaateen määrittely	33
3.5 Tehottoman tilan vaikutuksen arviointi	37
3.6 Höyrynkulutus	38
4 KOMPOUNDIKONEEN MITOITUS	42
4.1 Sylintereiden ominaisuuksien määrittelyt	42
4.1.1 Matalapainesylinterin mitoitus	42
4.1.2 Korkeapainesylinterin mitoitus	43
4.1.3 Sylintereiden tehojen ja voimien yksittäismäärittelyt	45
4.2 Aktuaalisten tilavuuksien määrittely	50
4.3 Höyrynkulutus	50
4.4 Liikuntakoneiston tilavaateen toteutumisen tarkastus	51
5 TRIPPELIKONEEN MITOITUS	53

5.1 Sylinterien yksittäismääritykset	56
5.1.1 Korkeapainesylinteri	57
5.1.2 Välipainesylinteri	59
5.1.3 Matalapainesylinteri	61
5.2 Aktuaalisten tilavuuksien määrittäminen	63
5.3 Höyrynkulutus	63
5.4 Liikuntakoneiston tilavaateen toteutumisen tarkastus	64
6 JOHTOPÄÄTÖKSET	66
6.1 Konetyyppien vertailu	66
6.2 Suositeltava konetyyppi	71
6.3 Koneen toteuttamisessa huomioitavat asiat	71
7 YHTEENVETO	73
LÄHTEET	74
Liite 1 Lähtötietomuistio	
Liite 2 Yleislayout-kuva	

1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä mitoitetaan off-grid-kohteisiin tarkoitettua mikro-CHP-laitteiston osaksi tuleva mätähöyrykone. Käyttäen kattilan tuottamaa höyryä mätähöyrykoneen tehtävä on tuottaa akselitehoa sähkögeneraattorin pyörittämistä varten. Kooltaan laitos vastaa pakettiratkaisuna tulevaa maalämpöratkaisua, jonka tarkempaa tilahahmotelmaa on tutkittu tätä opinnäytetyötä edeltäneissä töissä (kuva 1).



KUVA 1. Laitteiston tilahahmotelma (1, s. 61)

Mitoituksen pääpaino on termodynaamisessa tarkastelussa ja tarkempia rakennepiirustuksia laitoksesta ei laadita. Tärkeimpinä tavoitteina on mitoittaa höyrymoottorin mäntien lukumäärä ja halkaisija, iskunpituudet ja höyryvirran tarve kattilalta.

Laitteen mitoituksessa käytetään sellaisia paineita ja tilavuuksia, että sitä ei tarvitse rekisteröidä. Käytännössä tämä tarkoittaa, että laitoksen maksimipaine on 16 baaria ylipainetta kauppa- ja teollisuusministeriön (KTM) päätöksen (938/1999) mukaisesti (2). Koneelta vaaditaan maksimipaineella 8–10 kW:n akselitehoa, kun taas tyypillisellä 12–14 baarin käyttöpaineella teho-odotus on noin 6 kW. (Liite 1.)

Koneen sylintereinä toimivat rinnakkaiset, sisältä sorvatut putket, joihin lisäksi tarvittaessa järjestetään höyryvaipitus ja eristys. Höyryventtiileinä käytetään nyt perinteisen höyrymoottorin mekaanisista venttiileistä poiketen sähköisesti ohjattuja magneettiventtiileitä.

Työn teettäjä on Oulun yliopiston alaisuudessa toimiva Kerttu Saalasti Instituutin Tulevaisuuden Tuotantoteknologiat (FMT) -ryhmä, joka toteuttaa mikro-CHP-laitteiston osana kansainvälistä yhteistyöverkosta.

2 HÖYRYKONEEN PERUSTEET

Höyrykone on termodynaaminen laite, joka muuntaa höyryn paineen työksi. Seuraavassa on käsitelty perusteita ja käsitteitä höyrykoneiden rakenteista ja toimintaperiaatteista siten, kuin tämän opinnäytetyön ymmärtämisen ja sen taustojen kannalta on olennaista.

2.1 Höyrymoottorin historia

Höyryvoimaa on hyödynnetty erilaisissa triviaalisissa tarkoituksissa jo antiikin egyptiläisten ja kreikkalaisten parissa, mutta vasta 1600-luvun loppupuolen keksintöjen ansiosta höyryvoiman käyttö lisääntyi huomattavasti. Höyrymoottoreita alettiin soveltaa muun muassa höyryjunissa sekä kaivosten pumppujen voimanlähteinä ja useimmiten moottorit korvasivat siihen asti voimanlähteinä käytetyt hevoset. Höyrymoottorit olivat pääasiallinen voimanlähde noin 200 vuotta, ennen kuin höyrymoottoreiden roolia voimanlähteenä alkoivat korvata polttomoottorit ja höyryturbiineilla tuotettu sähkövoima. (3, s. Intro-1–4.) Nykyään höyrymoottoreista yleensä puhutaan vain niitä harrastavien piireissä, mutta edelleen löytyy niiden suunnitteluun ja valmistukseen erikoistuneita kaupallisia yrityksiä.

2.2 Höyrykoneiden jaottelu

Höyrykone-sanan voidaan käsittää tarkoittavan joko mäntähöyrykonetta tai höyryturbiinia, mutta jatkossa tässä työssä höyrykoneella tarkoitetaan mäntähöyrykonetta. Mäntäkoneet voidaan luokitella eri tavoin: ne voidaan jakaa lauhduttimen olemassa olon perusteella lauhdutinkoneisiin ja vastapainekoneisiin, jossa ei ole lauhdutinta moottorin jälkeen. Rakenteen mukaan koneet voidaan jakaa yksisylinterisiin, kaksisylinterisiin ja yhdistettyihin koneisiin. Nämä voidaan edelleen jakaa seisoviin ja makaaviin koneisiin. Höyrykoneet voidaan jakaa myös höyrynjakoelimiä perusteella esimerkiksi perinteisiin tasapinta- ja mäntäluistikoneisiin tai tarkkuussäätöisiin venttiili- ja Corliss-koneisiin. (4, s. 166–168.)

Yksisylinterisissä koneissa on vain yksi sylinteri ja kaksisylinterisissä on kaksi sylinteriä, joihin kumpaankin höyry vaikuttaa vuoroittain. Yhdistetyissä koneissa

sylintereitä on useampia kuin yksi ja niissä annetaan ensimmäiseen sylinteriin johdetun höyryn paisua koneen kaikkien sylinterien lävitse; höyryn täysi paine vaikuttaa vain ensimmäiseen sylinteriin, joko koko iskun ajan tai vain osan aikaa iskusta. Yhdistetyillä koneilla on niiden sylinterien lukumääriin perustuvat nimetykset:

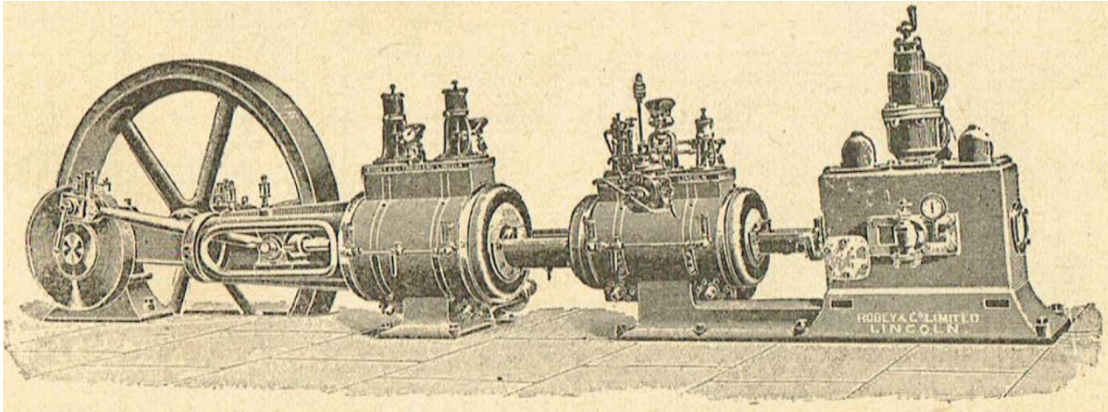
- kaksisylinterinen = komppoundikone
- kolmisylinterinen = trippelikone
- nelisylinterinen = kvadruppelikone. (4, s. 168.)

Yhdistetyn koneen kaikki männät voivat olla kiinni samassa kampiakselin kammessa tai erillisissä kammissa. Tandemkoneissa kaksi mäntää on kiinni samassa männänvarressa. (4, s. 246–249.)

Makaavassa koneessa männät liikkuvat vaakasuunnassa, kun taas pystykoneissa männät liikkuvat pystysuunnassa. Joissain koneissa voidaan yhdistellä makaavien-, tandem- ja pystykoneiden piirteitä esimerkiksi siten, että kaksi sylinteriä on pystyasennossa tandemissa ja kolmas on vaaka-asennossa. (4, s. 168; 4, s. 246–249.)

2.2.1 Kompoundikone

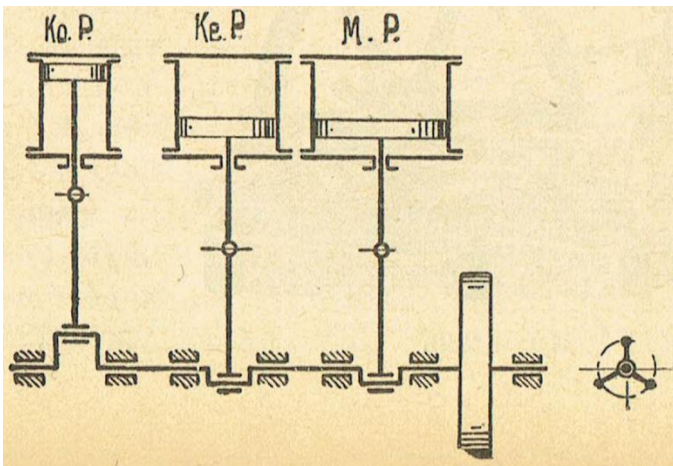
Kompoundikoneissa on kaksi mäntää, jotka vaikuttavat joko erillisille kammille tai samalle kammelle. Kuvassa 2 esitetty makaava kone, jossa männät vaikuttavat samaan kampeen. Kompoundikoneen kampiakselin kammet ovat 90 asteen kulmassa toisiinsa nähden, millä saavutetaan tasaisempi käynti kuin asettamalla kammet 180 asteen välein. (4, s. 247.) Tasaisempi käynti johtuu siitä, että höyrykone perinteisestä polttomoottorista poiketen tekee työtä männän molemmin puolin.



KUVA 2. Makaava compoundikone (4, s. 253)

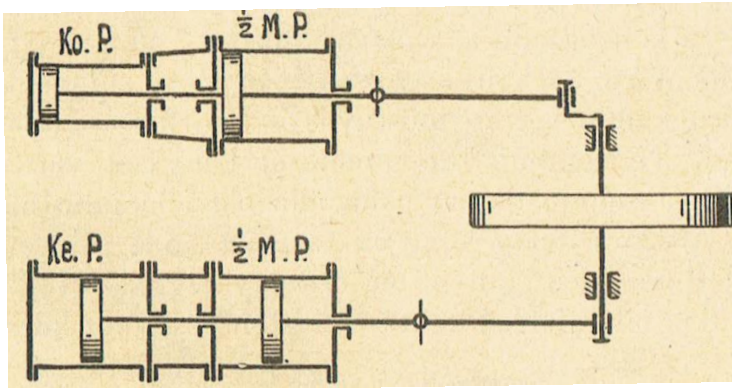
2.2.2 Trippelikone

Trippelikoneissa on kolme mäntää, jotka ovat joko liitetty omille erillisille kampiakselin kammille tai vaihtoehtoisesti osa sylinteristä voi vaikuttaa samaan kampeen. Trippelikoneessa kampien väliset kulmat ovat 120° (kuva 3).



KUVA 3. Havainnekuva pystytrippelikoneesta (4, s. 249)

Trippelikoneelle on yleistä, että suurikokoinen matalapainemäntä on jaettu kahdeksi yhtä suureksi männäksi ja ne on lisäksi voitu asettaa toisten mäntien kanssa tandemiin (kuva 4). Tällöin vältetään suuren männänhalkaisijan tuomilta ongelmilta. Suurissa männänhalkaisijoissa ja sylinteritilavuuksissa muun muassa sylinterin lämpötila-alue on pientä sylinteriä suurempi, jolloin myös lämpöhäviöt ovat suuremmat. (4, s. 248–249.)



KUVA 4. Havainnekuva makaavasta trippelikoneesta, jossa matalapainemäntä jaettu kahdeksi yhtä suureksi männäksi tandemiin korkea- ja keskipainemännän kanssa (4, s. 249)

2.3 Höyrymoottorin komponentit

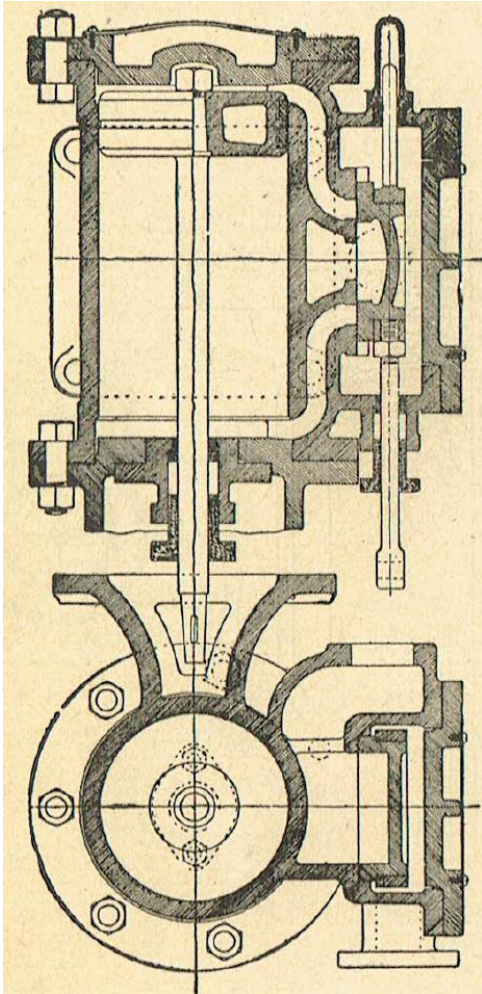
Mäntähöyrykoneesta voidaan erottaa seuraavat pääosakokonaisuudet:

1. höyrysylinteri ja mahdollinen luistinkaappi
2. liikuntokoneisto: mäntä, männänvarsi, ristikappale, kiertokanki, kampiakseli ja vauhtipyörä
3. venttiilikoneisto: höyryventtiilit, resiiveri
4. runkolaitos.

Höyrykoneen toiminnan kannalta olennaisia komponentteja ovat myös lauhduttimet, syöttövesipumput ja muut käyntiä tukevat laitteistot. Näitä komponentteja ja kokonaisuuksia on seuraavaksi esitelty niiltä osin, kuin työn ja moottorin toiminnan ymmärtämisen kannalta on olennaista.

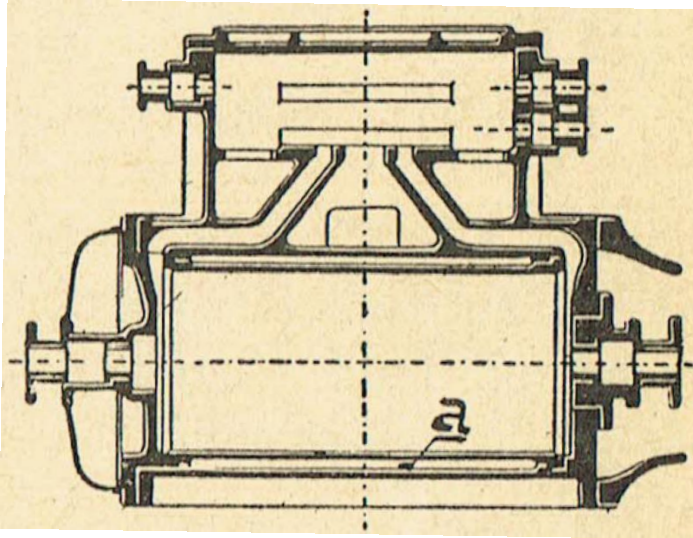
2.3.1 Sylinteri

Höyrykaapista höyrysolien kautta mäntään johdettu höyry paisuu sylinterissä mäntää ja sylinterin muita höyrypintoja vasten tehden työtä mäntää vasten (kuva 5).



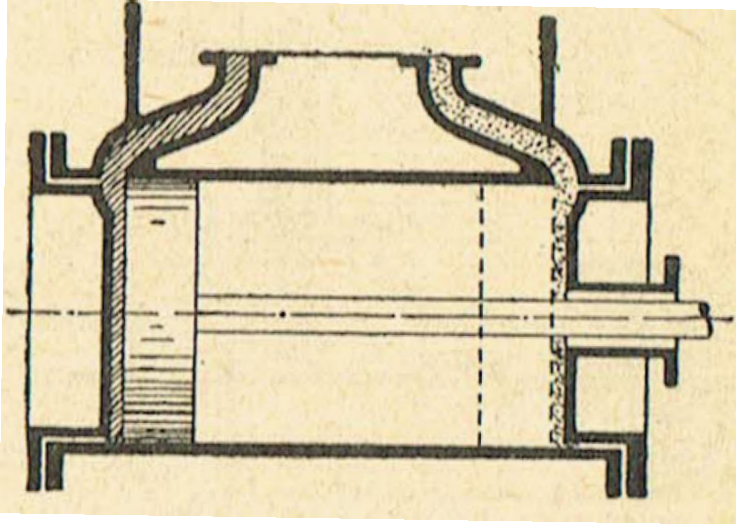
KUVA 5. Perinteinen höyr sylinteri, mäntä, luisti ja höyrykaappi (4, s. 170)

Höyryn lauhtumista sylinterissä voidaan vähentää lämmittämällä sylinteriä höyryvaipalla. Höyryn lauhtumisen vuoksi voi olla tarpeen varustaa moottori lauhteenpoistiventtiileillä. Kuvassa 6 on havainnollistettuna höyryvaippa, joka on merkitty kuvaan kirjaimella "a". Höyryvaipan käytöllä saadaan aikaan noin 10–15 %:n höyrynsäästö joissakin sovelluskohteissa. (4, s. 171–172.)



KUVA 6. Sylinteri höyryvaipalla, höyryvaippa on merkitty kirjaimella (a) (4, s.171)

Tehottomalla tilalla tarkoitetaan tilavuutta, jonka höyry valtaa iskuutilavuuden lisäksi mutta jolla ei saavuteta hyödyllistä paisuntaa. Suurimman osuuden haitallisesta tilasta luovat höyryluisteille johtavat höyrysolat sekä männän ääriasennoissa vuorotellen kannen ja pohjan väliin jäävät tilat (kuva 7). Luistien sekä venttiilien ajoituksissa tehoton tila huomioidaan siten, että höyryn annetaan virrata sylinteriin niin, että tehoton tila ehtii täytyä höyryllä, ennen kuin mäntä on päässyt ääriasentoonsa. Laskuissa tehoton tila joudutaan huomioimaan iskuutilavuudessa (4, s. 186–190).

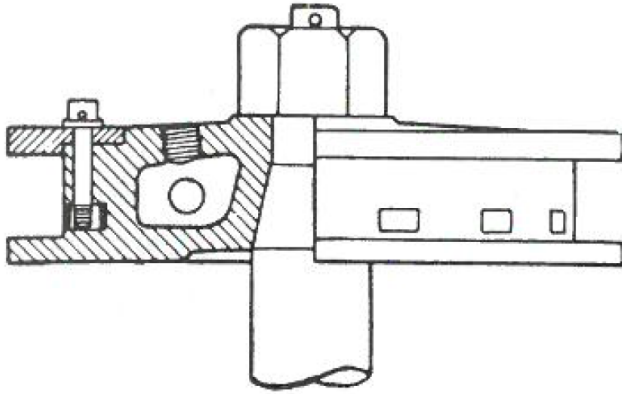


KUVA 7. Höyrösynterln haitallinen tila (4, s. 171)

2.3.2 Liikuntakoneisto

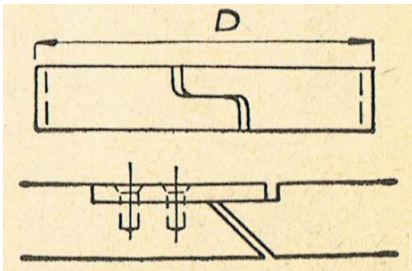
Mäntä

Paineisen höyryn suuri voima kohdistuu mäntään, ja samalla männän täytyy liikkua nopeassa tahdissa edestakaisin sylinterissä, minkä takia on edullista, että mäntä on mahdollisimman kevyt. Yksinkertaisimmissa ja pienimmissä koneissa mäntä voi olla umpinaiseksi valettu, mutta isommissa koneissa mäntä on yleensä massan vähentämiseksi valettu ontoksi (kuva 8). Onttojen mäntien pohjassa voi olla sisällä olleen sydämen poistamista varten reiät, jotka on tulpattu sydämen poiston jälkeen. Sotalaivoille tyypilliset, suurinopeuksiset männät yleensä valettiin kartiomaisiksi, jolloin lauhdevesi juoksi niistä paremmin pois ja samalla ne saatiin lujemmiksi sekä kevyemmiksi. (5, s. 194–195.)



KUVA 8. Ontoksi valettu mäntä (6, s. 27)

Männän renkaat ovat yleensä joko itsejoustavia tai pingoitusjousilla tuetut. Pingoitusjousia yleensä joudutaan käyttämään isoissa männissä, kun pienemmissä männissä riittävät itsejoustavat renkaat. Itsejoustava rengas saadaan, kun valetaan rengas sylinteriä isommaksi, katkaistaan pala pois, puristetaan päät yhteen, juotetaan päät yhteen ja lopuksi sorvataan sopivaksi. Sorvauksen jälkeen juotos avataan. Erityyppisiä männänrenkaiden liitospintoja esitellään kuvassa 9. (5, s. 194–195.) Männän voitelu voidaan toteuttaa joko sekoittamalla höyryvirtaan öljyä tai luottamalla pelkän höyryn ja siitä lauhtuvan veden voitelukykyyn.

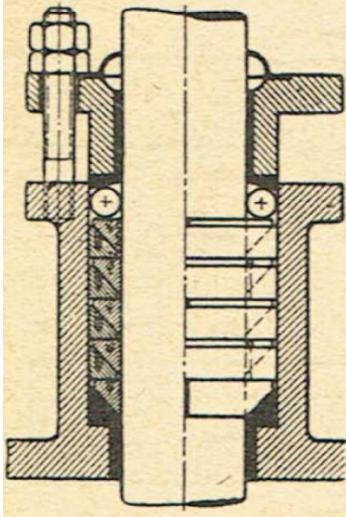


KUVA 9. Männänrenkaan erilaisia liitostyyppejä (4, s. 175)

Männänvarsi

Männänvarsi kiinnittyy toisesta päästä mäntään, kulkee sylinterin pohjan tiivistysholkin lävitse ja päättyy toisessa päässä olevaan ristikkappaleeseen. Männän ja männänvarren välinen liitospinta voi olla joko kokonaan tai osittain kartiomainen. Kartiomaisella kiinnityspinnalla on pienempi riski, että mäntä jumittuu kiinni

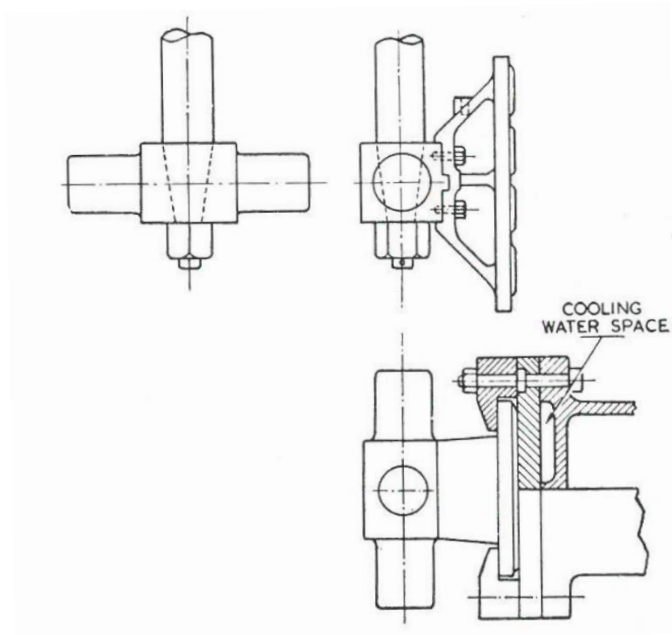
varteen. Männän läpivienti pohjasta tiivistetään tiivistysholkilla (poksilla), jossa voidaan käyttää yksinkertaisia hamppu- tai pumpulitiivisteitä tai modernimpia punostiivisteitä. Profiililtaan tiivisterenkaat voivat esimerkiksi olla kolmioimaisia, jolloin pesää kirittäessä renkaat puristuvat toisiaan vasten asettuen hieman li-
mittäin ja luoden hyvän tiivistyksen (kuva 10). (4, s. 175–176.)



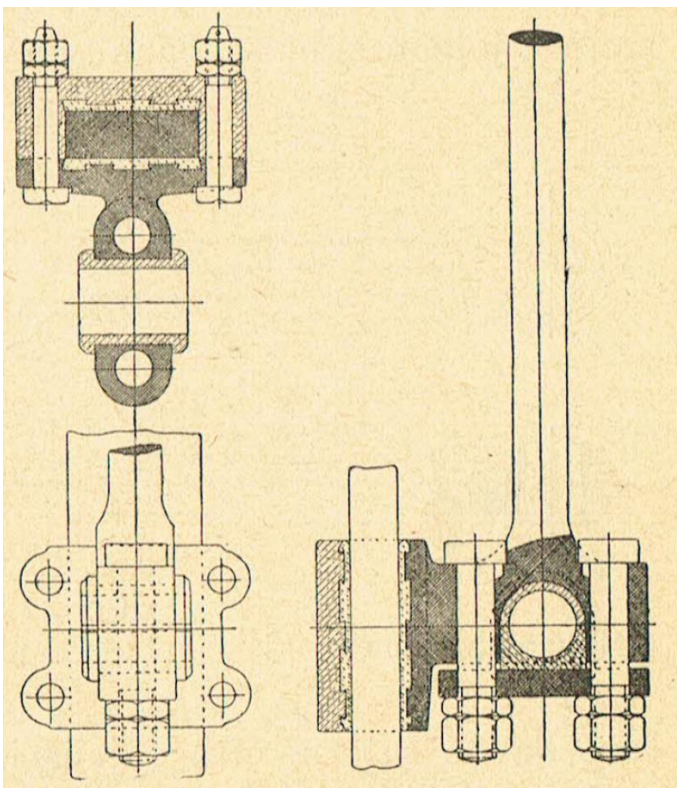
KUVA 10. Metallirenkainen tiivistysholkki (4, s. 176)

Ristikappale

Ristikappaleen (ristipään) tarkoitus on kumota kiertokangen kulmasta aiheutuva sivuttaisvoima ja estää männänvarren sivuttaisliike. Ristikappaleen kyljissä ovat liukukengät, jotka liukuvat rungon liukupintoja vasten. Kengät voivat voi olla kiinteät ristikappaleeseen itseensä valetut tai irralliset, jolloin niiden vaihtaminen on helpompaa. Liukupinnat voivat olla tasaiset (jyrityt) tai kourumaiset (sorvattu). Joissain pystykoneissa runko on toispuolinen, jolloin molemminpuolisen tuennan saamiseksi joudutaan käyttämään rungon ohjauspintaan kiinnitettyjä ohjausreunuksia tai ristikappaletta, jonka tuennan hoitaa sen läpäisevä suorakulmainen tukivarsi (kuvat 11–12). (5, s. 196–198.)



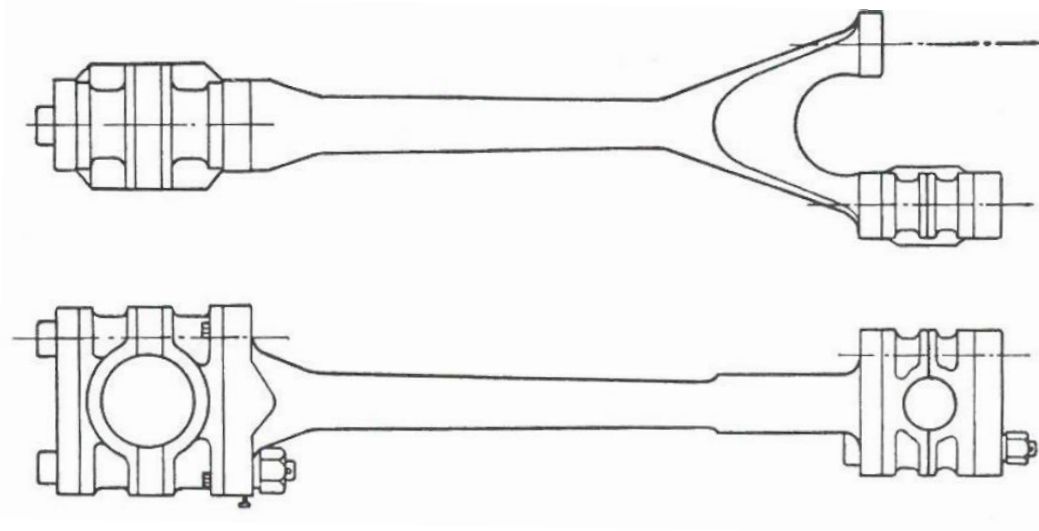
KUVA 11. Ristikappale, jossa tasainen liukukenkä ja liukupinnassa (tummalla) ohjausreunukset (6, s. 27)



KUVA 12. Ristikappale, jossa tuenta ristikkappaleen läpäisevällä tangolla (4, s. 177)

Kiertokanki

Kiertokanki yhdistää ristikappaleen kampiakseliin. Rakenteeltaan kiertokanki on yksinkertainen ja tuttu useimmille polttomoottoreista (kuva 13). Kiertokangen kampiakselin puoleinen pääty voi olla joko suljettu tai avonainen. Suljettu voidaan liittää ainoastaan kampiakselin päätyihin, kun taas avonainen kiertokangen pääty voidaan avata ja siten kytkeä keskelle kampiakselia. (5, s. 198–199.)



KUVA 13. Kiertokanki (6, s. 28)

Kampiakseli

Kampiakselin täytyy olla tarpeeksi vahva kestämään kiertokangen välittämä vääntö sekä ulosoton, vauhtipyörien, laakerien ja muiden kuormitusten erisuuntaiset voimat. Kampiakselin tasapainotus on tarpeen, jotta epätasapainosta ei aiheudu värähtelyä ja käynnin epätasaisuutta. Kampiakseleita on rakenteeltaan erilaisia, jolloin kampi voi olla joko kampiakseliin itseensä valettu ja sorvattu tai erillinen yhteen liitettävä kappalekokonaisuus. (5, s. 200.)

Vauhtipyörä

Vauhtipyörän (huimapyörä) tarkoitus on tasata koneen käyntiä. Koneen käynti tasaantuu, kun kampiakselin yhteydessä olevan vauhtipyörän massan hitauteen varastoituu energiaa. Vauhtipyörältä energiaa vapautuu, kun akselille tuotetaan

vähemmän tehoa, kuin siltä otetaan ja vuorostaan energiaa varastoituu vauhtipyörään, kun akselille tuotetaan enemmän energiaa kuin otetaan.

2.3.3 Venttiilikoneisto

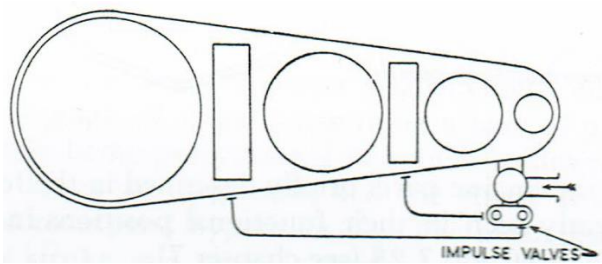
Höyryventtiilit

Tässä työssä käytettiin perinteisten, akselivoimalla toimivien ja huomattavasti monimutkaisempien luistiventtiilien (kuva 5) sijasta moderneja, mahdollisimman edullisia, sähköohjattuja magneettiventtiileitä (kuva 14). Perinteisissä luistiventtiileissä on magneettiventtiileihin verrattuna huomattavan pitkä aika, jolloin venttiili on vain osittain auki, mikä aiheuttaa höyryvirran kuristumista ja siitä syntyviä häviöitä.



KUVA 14. Esimerkki nykyaikaisesta halvasta ja pienikokoisesta (3/4") sähköohjattusta venttiilistä (7)

Höyrymoottorissa on myös päähöyryventtiilejä pienemmät käynnistyshöyryventtiilit, joilla käännetään moottoria siten, että höyryä voidaan alkaa päästämään päähöyryventtiilien kautta. Käytännössä tämä tarkoittaa yhdistetyn koneen 1. männän liikuttamista oikeaan asentoon. (Kuva 15).



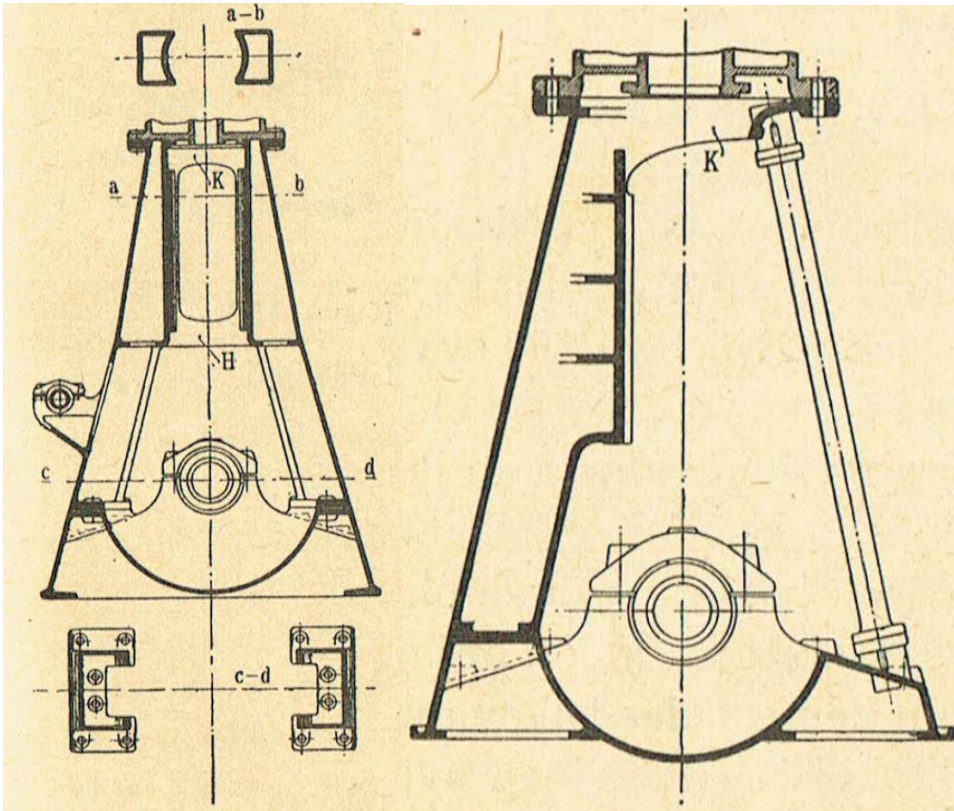
KUVA 15. Käynnistysventtiilit (6, s. 33)

Resiiveri

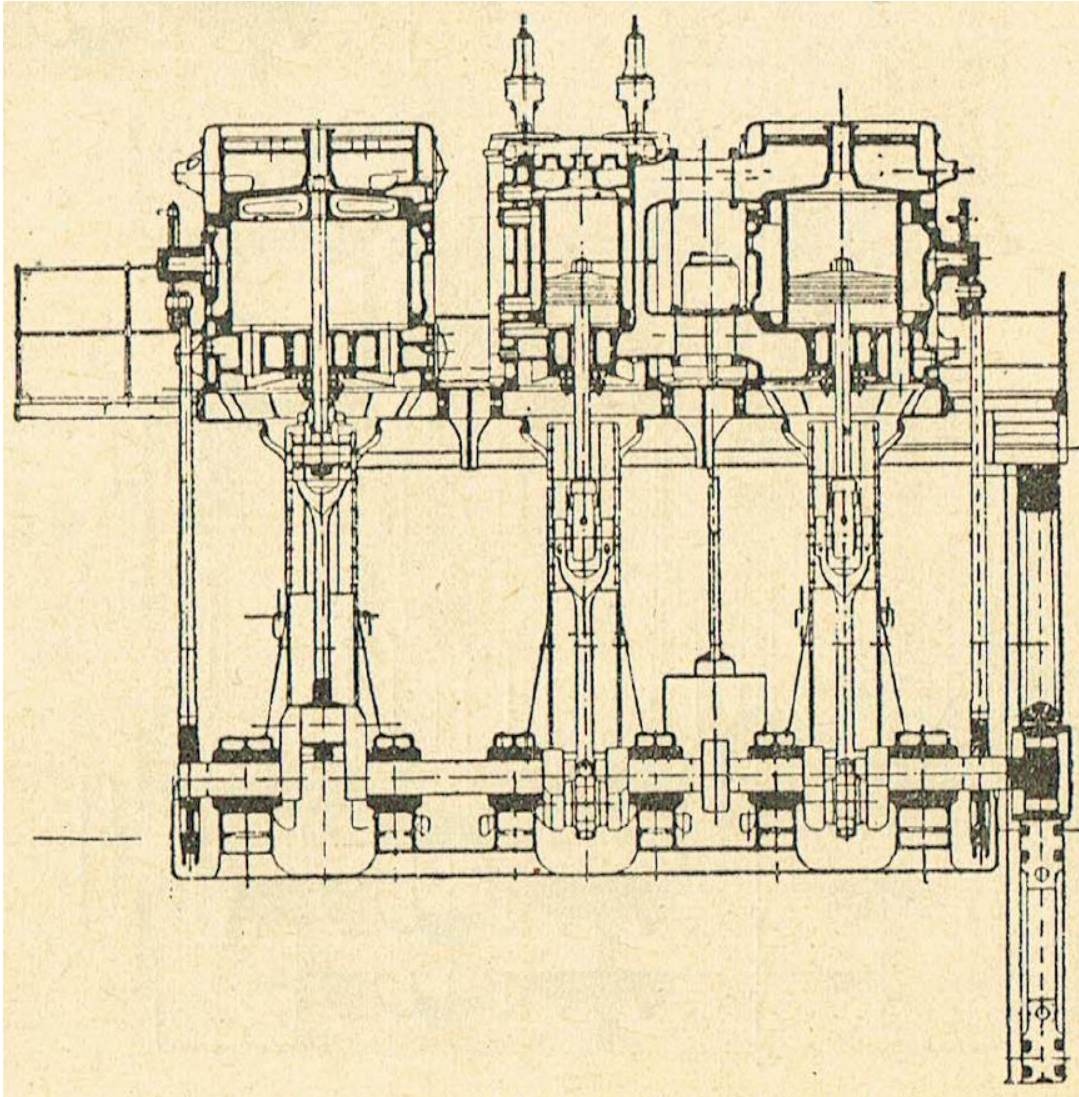
Resiiveri on tila, johon höyry johdetaan väliaikaisesti ja josta se voidaan vasta oikealla hetkellä johtaa seuraavaan sylinteriin. Esimerkiksi komppoundikoneissa matalapainesylinteri on keskiasennossaan höyryn alkaessa virrata korkeapainesylinteristä. Tällöin höyry joudutaan johtamaan resiiveriin ja vasta matalapainemännän saapuessa oikeaan asentoon annetaan höyryn virrata resiiveristä sylinteriin. Perinteisissä höyrymoottoreissa resiiverin yleensä muodostavat luis-tinkaappi ja yhdysputket, eikä erillistä resiiveriä ole rakennettu. (4, s. 247.)

2.3.4 Runkolaitos

Tässä työssä tarkasteltavan pystykoneen runko voi olla joko tasasuhtainen, jossa runko on symmetrinen kummaltakin kyljeltä, tai toispuolinen, jossa rungon toinen kylki on avoin ja vain rautapylväällä tuettu. Tasasuhtaisessa saadaan ristikkappale tuettua liukupinnoin molemmilta puolilta (kuva 16). Pääjalusta (kone-laatta) on rungon pohja, joka voi olla valettu yhtenäiseksi siitä nousevien apujalustojen kanssa tai apujalustat voivat olla irralliset. Kampiakseli laakeroidaan konelaattaan (kuva 17).



KUVA 16. Pystykoneen runko, vasemmalla tasasuhtainen ja oikealla toispuolinen (4, s. 181–182)



KUVA 17. Havainnekuva pystytrippelikoneesta sivulta, josta ilmenee laakerointi (4, s. 258)

2.3.5 Lauhduttimet

Lauhduttamalla höyry lauhduttimessa ilmakehää matalampaan paineeseen saadaan samasta määrästä höyryä enemmän tehoa kuin ilman vakuumia. Esimerkiksi höyryjunissa höyryä ei lauhduteta ollenkaan vaan se ejektoidaan ulos koneesta hyödyntämisen jälkeen, jolloin kattilaveden tarve on huomattava ja hyötysuhde ei ole paras mahdollinen. Höyrymoottorin lauhdutinjärjestelminä on käytetty muun muassa pintalauhduttimia ja suihkulauhduttimia.

3 YKSISYLINTERISEN KONEEN MITOITUS

Seuraavaksi käsiteltävän yksinkertaisen mitoitustavan avulla arvioitiin koneen päämitat, joista nyt tilaajaa kiinnostivat esimerkiksi iskunpituus (S), mäntien halkaisijat (d) ja höyryn tarve (q_m). Tässä mitoitustavassa männän tekemän työn määrittäminen perustui kaavan 1 mukaiseen määritelmään paisunnan tekemästä työstä (6, s. 8–9). Paineet on laskuissa muutettu absoluuttisiksi paineiksi.

$$W = 0,1 \frac{\text{kJ}}{\text{bar} \times \text{dm}^3} \times p \Delta V \quad \text{KAAVA 1}$$

W = paisunnan tekemä työ (kJ)

p = vastapaine (bar)

ΔV = tilavuuden muutos (dm^3)

Höyrykoneen paisunta voitiin riittävällä tarkkuudella määrittää olettamalla, että höyry paisuu hyberbolisesti Boyle–Mariotte-lain mukaisesti, joka on esitetty kaavassa 2 (4, s. 197; 6, s. 35).

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \quad \text{KAAVA 2}$$

p_1 = paine pisteessä 1 (bar)

V_1 = tilavuus pisteessä 1 (m^3)

p_2 = paine pisteessä 2 (bar)

V_2 = tilavuus pisteessä 2 (m^3)

Ensiksi mitoitettavassa yksisylinterisessä koneessa kaavoihin on sijoitettu lukuarvoja laskuprosessin selventämiseksi. Laskuprosessin ymmärtäminen on olennaista, sillä sitä sovelletaan kompoundi- ja trippelikoneiden mitoituksessa. Kompoundi- ja trippelikoneiden osioissa on merkitty kaavoihin lukuarvot ainoastaan kun se on ollut relevanttia mitoituksen ymmärtämisen kannalta. Muutoin muuttujat ja tulokset on esitetty taulukoissa ja kaavat ilman lukuarvoja.

Moottorin paisunnan loppupaineeksi (p_2) oletettiin 0,8 bar: 20 kPa on varattu poistoputken ja poistoventtiilin häviöille ja 60 kPa on varattu lämmönsiirtimelle ja muille mahdollisille laitekonfiguraatioille moottorin jälkeen (4, s. 197). 60 kPa on yleinen suositus kaukolämmön lämpökeskusten asiakkaalle käytettävissä olevasta paine-erosta, minkä perusteella arvioitiin, että kyseisellä paine-erolla höyrymoottorin jälkeinen lauhdutin kykenee suorittamaan tehtävänsä (8, s. 12). Paisunnan alkupaineeksi (p_1) valittiin lähtötietojen perusteella 13 bar. Tällä paineella moottorin tehovaatimuksena oli 6 kW. (Liite 1.)

3.1 Iskunpituuden määrittäminen

Iskunpituus määritettiin siten, että kierrosnopeudella 600 rpm tavoiteltiin männän keskinopeuden arvoa 600 ft/min: standardikeskinopeutena suunnittelussa oli aikoinaan varovainen < 300 ft/min, mutta sittemmin yleisesti on käytetty arvoa 600 ft/min (9, s. 227–288). 600 rpm on yleinen, nykymarkkinoiden nopeakäyntisissä moottoreissa käytössä oleva kierrosnopeus (10).

Muunnettaessa metrejä jaloiksi käytettiin kaavan 3 mukaista muuntosuhdetta. (11, Conversion Factors).

$$1 \text{ m} = 3,2808 \text{ ft}$$

KAAVA 3

Männän keskinopeus laskettiin kaavalla 4 (6, s. 35).

$$v_m = 2Sn$$

KAAVA 4

v_m = männän keskinopeus (m/s)

S = iskunpituus (m)

n = koneen kierrosnopeus (1/s)

Sijoittamalla kaavaan 4 kierrosnopeuden arvo 600 rpm ja iskunpituus 140 mm saadaan männän keskinopeudeksi noin 551 jalkaa minuutissa.

Nyt:

$$v_m = 2 \times 140 \text{ mm} \times \frac{600 \text{ 1/min}}{60 \text{ s}} = 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_m = 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 3,2808 \frac{\text{ft}}{\text{m}} \times 60 \text{ s} \approx 551,18 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Iskunpituutta määritettäessä täytyi myös huomioida yleislayoutissa (kuva 1) koneelle allokoitu korkeus, joka kuvan perusteella arvioitiin olevan noin 630 mm (liite 2). Liikuntakoneiston (mäntä, männän varsi, kiertokanki, kampi) vaatiman tilan lisäksi täytyi varata tilaa öljypohjille, sylinterien kansille ja niistä nouseville höyryputkistoille ja venttiileille. Ennen koneiston vertikaalisen tilavaateen määrittämistä täytyi laskea männänhalkaisija, koska männän paksuus määritettiin suhteessa männän halkaisijaan.

3.2 Paisuntasuhteen määrittäminen

Täytössuhde kuvaa, kuinka paljon koneeseen ajetaan täysipaineista höyryä suhteessa sylinterin tilavuuteen, ennen kuin tuleva höyrösola suljetaan ja höyryn annetaan alkaa paisua. Täytössuhteelle käytettiin Saraojan kirjassaan antamia taloudellisen täytössuhteiden venyviä keskiarvoja 10...12 at:n paineilla toimiville koneille (taulukko 1).

TAULUKKO 1. Esimerkkejä taloudellisista täytössuhteista (4, s. 199)

Kone	Täytössuhde
Yksisylinterinen ei-lauhdutuskone	0,20...0,30
Yksisylinterinen lauhdutuskone	0,15...0,20
Kaksisylinterinen ei-lauhdutuskone	0,15...0,20
2 tai 3-sylinterinen lauhdutuskone	0,10...0,13

Edellä käytetty teknillinen ilmakehä (at) on vanha paineen yksikkö, joka vastaa tunnetumpia paineen yksiköitä kaavan 5 mukaisesti (5, s. 17; 11, Conversion Factors; 12).

$$1 \text{ at} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 0,9678411 \text{ atm} = 0,980665 \text{ bar}$$

KAAVA 5

at = tekninen ilmakehä 98,0665 kPa

atm = ilmakehän standardipaine 101,325 kPa

bar = 10^5 Pa

Paisuntasuhde paisunnan alku- ja lopputilavuuksien perusteella laskettiin kaavalla 6 (6, s. 35). Tulevissa laskuissa ja yhtälöissä käytetään ensin suhteellisia tilavuuksia (ilman yksiköitä), joiden avulla määritetään tarvittava männän halkaisija. Tämän jälkeen voidaan määrittää halkaisijan ja iskunpituuden perusteella todelliset tilavuudet.

$$r = \frac{V_2}{V_1}$$

KAAVA 6

r = paisuntasuhde

V_1 = höyryn tilavuus paisunnan alussa

V_2 = höyryn tilavuus paisunnan lopussa

Täytössuhde ilmaisee, kuinka suuri osa iskuilavuudesta täytetään paineisella höyryllä paisunnan alussa (kaava 7).

$$r_f = \frac{V_1}{V_2}$$

KAAVA 7

r_f = täytössuhde

Soveltamalla kaavoja 6 ja 7 saadaan täytössuhteen avulla selville paisuntasuhde kaavan 8 mukaisesti.

$$r = \frac{1}{r_f}$$

KAAVA 8

r = paisuntasuhde

r_f = täytössuhde

Täytössuhteena (r_f) käytettiin tälle moottorityypille soveltuvaa taulukon 1 mukaista arvoa 0,2, jonka perusteella määritettiin koneen paisuntasuhde kaavalla 8.

Nyt:

$$r = \frac{1}{0,2} = 5$$

Paisunnan suhteellinen alkutilavuus (V_1) määritettiin asettamalla sylinterin suhteelliseksi lopputilavuuden (V_2) arvoksi 1 ja sijoitettiin nämä kaavaan 6.

Nyt:

$$V_1 = \frac{V_2}{r} = \frac{1}{5} = 0,2$$

3.3 Vaaditun männän koon määrittäminen

Mäntään työtahdin aikana vaikuttava tehollinen keskipaine lasketaan kaavalla 9 (6, s. 35; 13, s. 115).

$$p_m = p_1 \frac{1 + \log_e r}{r} - p_2$$

KAAVA 9

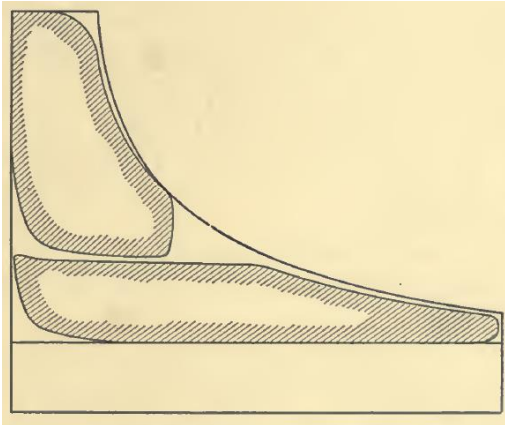
p_m = tehollinen keskipaine (bar)

p_1 = paisunnan alkupaine (bar)

r = paisuntasuhde

p_2 = paisunnan loppupaine, resiiverin paine (bar).

Koska todellisessa moottorissa tapahtuu häviöitä, käytetään kaaviokerrointa sylinterin häviöiden huomioimiseksi. Kaaviokerroin kertoo todellisen pV-diagrammin pinta-alan suhteen ideaaliseen pV-diagrammiin (kuva 18). (6, s. 40–42; 13, s. 113–114.)

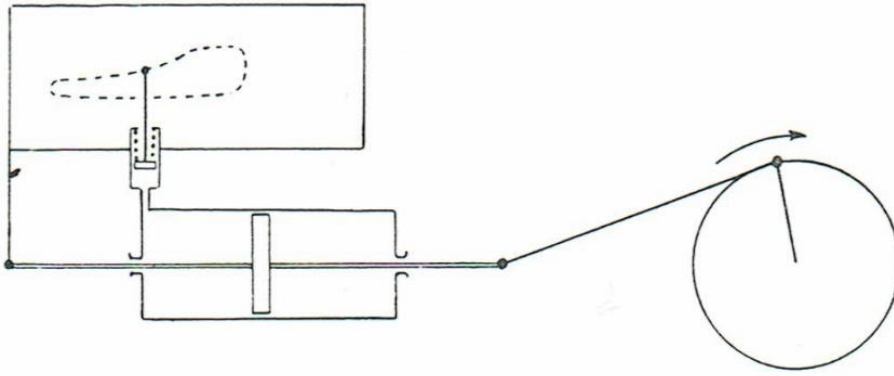


KUVA 18. Ideaalinen pV-diagrammi, jossa compoundikoneen korkeapaine- ja matalapainesylinterien todelliset indikaattoriirrustukset ovat ideaalisen, yhdistetyn indikaattoriirrustuksen sisällä (13, s. 113).

Häviöitä sylinterissä aiheuttavat muun muassa.

- höyryvirran kuristuminen höyrösolissa ja venttiileissä
- tehoton tila
- sylinterin seinämien aiheuttama höyryn lauhtuminen
- vuodot
- huono vakuumi lauhtutinkoneen lauhtuttimessa, mikä aiheuttaa paisunnan loppupaineen kasvun (14, s. 224–225).

Kullekin moottorille ominainen kaaviokerroin saadaan selville vain ottamalla moottorista indikaattoriirroksia ja vertailemalla niitä teoreettisiin indikaattoriirroksiin (6, s. 42). Indikaattoriirroksen piirron periaate on esitetty kuvassa 19. Kaaviokerroin on yleensä nopeakäyntisissä moottoreissa välillä 60–80 % ja hidaskäyntisissä 70–85 %. Hidaskäyntisissä moottoreissa on joissain tapauksissa mahdollista nostaa kaaviokerroin jopa 90 prosenttiin käyttämällä sylintereiden höyryvaipoitusta (13, s. 113–114). Koska projektin tavoitteena oli luoda mahdollisimman edullinen ja yksinkertainen järjestelmä off-grid-olosuhteisiin, voitiin arvioida, että kerroin on alin mahdollinen (60 %).



KUVA 19. Indikaattorin piirron toimintaperiaate (6, s. 41)

Kuitenkin on huomioitava, että pelkästään kaaviokertoimen avulla mitoittamalla koneen hyötysuhde olisi täysin vastaava kaaviokertoimen kanssa. Todellisissa höyrykoneissa on muitakin häviöitä, jotka täytyy huomioida mitoituksessa. Näistä häviöistä arvioitiin mekaanisen hyötysuhteen vaikutuksen olevan suurin ja lähteiden perusteella sen hyötysuhdekertoimen arvioitiin olevan noin 0,9 (15, s. 574). Laskujärjestelystä riippuen nämä voidaan huomioida laskuissa eri kohdissa, mutta samaan tulokseen päästään, kun kerrotaan kaaviokerroin ja mekaaninen hyötysuhde keskenään. Tulevissa laskuissa käytetään edellä kuvattua hyötysuhdetta kaaviokertoimen sijaan (kaava 10).

$$\eta_d = \eta_{d,a} \eta_m$$

KAAVA 10

η_d = koneen hyötysuhde

$\eta_{d,a}$ = kaaviokerroin

η_m = mekaaninen hyötysuhde

Nyt:

$$\eta_d = 0,6 \times 0,9 = 0,54$$

Seuraavassa on kuvattu koneen tehovaateen määrittäminen kaavassa 11, jossa kaaviokertoimen tilalla on sovellettu koneen hyötysuhdetta.

$$P = \frac{P_w}{\eta_d} \quad \text{KAAVA 11}$$

P = kaaviokertoimen huomioiva teho (W)

P_w = toivottu teho (W)

η_d = kaaviokerroin, nyt koneen hyötysuhde (13, s. 115).

Kaavalla 10 määritetyn hyötysuhteen 0,54 perusteella määritettiin ideaalisen koneen teho eli häviöllisen koneen tehovaade, joka on nyt:

$$P = \frac{6 \text{ kW}}{0,54} = 11,11 \text{ kW}$$

Vaihtoehtoisesti kaaviokerroin voidaan huomioida kertomalla laskettu tehollinen keskipaine kaaviokertoimella kaavan 12 mukaisesti, kuten tätä seuraavissa laskuissa tullaan usein tekemään.

$$p_m = \left(p_1 \frac{1 + \log_e r}{r} - p_2 \right) \eta_d \quad \text{KAAVA 12}$$

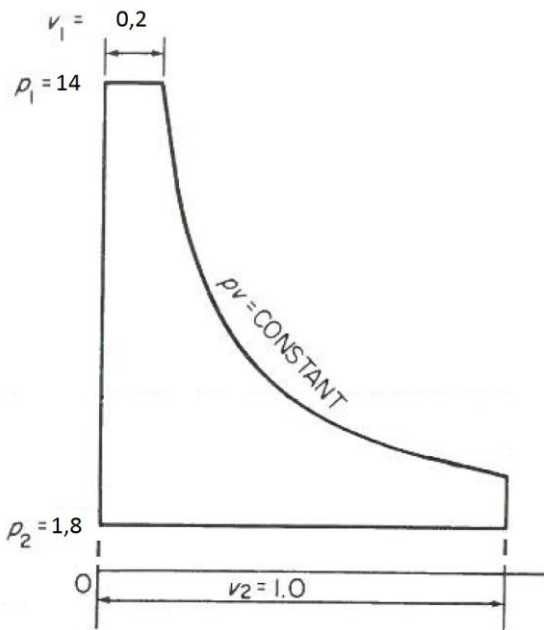
p_m = todellinen tehollinen keskipaine

r = paisuntasuhde

η_d = kaaviokerroin, nyt koneen hyötysuhde (6, s. 40–42).

Seuraavassa on määritetty tehollinen keskipaine käyttäen koneen hyötysuhdetta:

$$p_m = \left(14 \text{ bar} \times \frac{1 + \log_e 5}{5} - 1,8 \text{ bar} \right) \times 0,54 \approx 2,97 \text{ bar}$$



KUVA 20. Mukautettu pV-diagrammi 1-sylinterisen koneen paisunnasta (6, s. 35)

Männältä vaadittu pinta-ala vaaditun tehon tuottamiseksi lasketaan kaavalla 13 (6, s. 36).

$$A = \frac{P}{100 p_m v_m}$$

KAAVA 13

A = männän pinta-ala (m²)

P = tehotoive (kW)

p_m = tehollinen keskipaine (bar)

v_m = männän keskinopeus (m/s)

Nyt:

$$A = \frac{6 \text{ kW}}{100 \times 2,97 \text{ bar} \times 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \approx 0,007206587 \text{ m}^2 \approx 7 \text{ 207 mm}^2$$

Männän pinta-alan perusteella lasketaan sen halkaisija kaavalla 14 (6, s. 36).

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

KAAVA 14

d = männän halkaisija (m)

A = männän pinta-ala (m²).

Nyt:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 7\,207 \text{ mm}^2}{\pi}} \approx 95,8 \text{ mm}$$

Männän suurin kuorma eli maksimipaineen mäntään kohdistama voima laske-
taan kaavalla 15. Tätä voimaa käytetään voimansiirron ja muiden komponent-
tien mitoituksen ja suunnittelun lähtökohtana. (6, s. 36.)

$$F_{max} = A(p_1 - p_2)10^5 \quad \text{KAAVA 15}$$

F_{max} = Männän kuorma alussa (N)

A = männän pinta-ala (m^2)

p_1 = mäntää työntävä paine (bar)

p_2 = vastapaine männän toisella puolella (bar)

Nyt:

$$F_{max} = 0,007206587 \text{ m}^2 \times (14 \text{ bar} - 1,8 \text{ bar})10^5 \approx 8\,792 \text{ N}$$

Iskutilavuus määritetään iskunpituuden ja männän pinta-alan avulla kaavan 16
mukaisesti.

$$V_{2F} = AS \quad \text{KAAVA 16}$$

V_{2F} = iskutilavuus (m^3)

A = männän pinta-ala (m^2)

S = iskunpituus (m)

Nyt iskutilavuus:

$$V_{2F} = 0,007206587 \text{ m}^2 \times 0,140 \text{ m} \approx 0,001008922 \text{ m}^3 \approx 1008,9 \text{ cm}^3$$

3.4 Liikuntakoneiston tilavaateen määrittäminen

Kun männän halkaisija on laskettu, voidaan laskea liikuntakoneiston tilavaade.
Kokonaistilavaade lasketaan kaavalla 22, joka perustuu kaavoihin 19–20. Män-
nänvarren pituus arvioidaan karkeasti kaavalla 17 (13, s. 271). Viitatus lähteen

kokemusperäinen kerroin $1,2 \times S$ antaa männänvarren pituuden välille mäntäristipää, joten on asianmukaista, että ristipään kiinnitys pyritään huomioimaan männänvarren pituudessa. Tämän vuoksi alkuperäistä kerrointa kasvatettiin puolella, jolloin kerroin on 1,3. Tavoitteena kertoimen käytössä on, että männänvarresta saadaan riittävän pitkä, jotta tiivistepesä, ristipään kiinnitys sekä varovälit männän- ja sylinterinpäätyjen välille voidaan toteuttaa.

$$Y = 1,3S$$

KAAVA 17

Y = männänvarren pituus (m)

S = iskunpituus (m)

Nyt:

$$Y = 1,3 \times 140 \text{ mm} = 182 \text{ mm}$$

Vertailun vuoksi laskettiin männän varren pituus kertoimella 1,2:

$$Y_{1,2} = 1,2 \times 140 \text{ mm} = 168 \text{ mm}$$

Tällöin tiivistepesälle, ristipään kiinnitykselle ja varoväleille jää tilaa 1,3-kertainen tila suhteessa iskunpituuteen kaavan 18 mukaisesti

$$Y_+ = 0,2S = Y - S$$

KAAVA 18

Y_+ = tiivistepesälle, ristipään kiinnitykselle ja varoväleille jäävä tila (m)

Y = männänvarren pituus (m)

S = iskunpituus (m)

Nyt:

$$Y_+ = 182 \text{ mm} - 140 \text{ mm} = 42 \text{ mm}$$

Kampiakselin kammien säde kammien keskustasta on puolet iskunpituudesta kaavan 19 mukaisesti.

$$x = \frac{S}{2}$$

KAAVA 19

x = kammien säde (m)

S = iskunpituus (m)

Nyt:

$$x = \frac{140 \text{ mm}}{2} = 70 \text{ mm}$$

Kiertokanki on tavallisesti pituudeltaan 5 kertaa kampiakselin kammien säde, mutta ahtaimpien tilojen moottoreissa esiintyy myös suhdetta 4–3,5. (5, s. 198–199; 13, s. 275.) Nyt käytetään kerrointa 3,5, koska layout-kuvassa moottorille on allokoitu vertikaalista tilaa vain 630 mm laitoksen kokonaiskorkeudesta 1800 mm. Kiertokangen pituus lasketaan suhteessa kammien säteeseen kaavan 20 osoittamalla tavalla.

$$L = x r_{Lx} = \frac{S}{2} r_{Lx} \quad \text{KAAVA 20}$$

L = kiertokangen pituus (m)

x = kammien säde (m)

r_{Lx} = kiertokangen ja kammien pituussuhde (m)

S = iskunpituus (m)

$$L = 70 \text{ mm} \times 3,5 = 245 \text{ mm}$$

Männänpaksuus määritettiin kokemusperäisellä kertoimella kaavan 21 mukaisesti (13, s. 269).

$$H_p = 0,46d \quad \text{KAAVA 21}$$

H_p = männän korkeus (m)

d = männän halkaisija (m)

Nyt:

$$H_p = 0,46 \times 95,8 \text{ mm} \approx 44,1 \text{ mm}$$

Summaamalla kaavoissa 18–21 lasketut mitat saadaan arvio liikuntakoneiston vertikaalisesta tilavaateesta (kaava 22). Tätä arviota käytetään vain arvioimaan

iskunpituuden soveltuvuutta kyseiseen tila-allokaatioon nähden. Lasketusta arviosta puuttuvat ainakin yläpuolisen sylinterinkannen paksuus, laakerien välykset, kiertokangen kammien päädyn pituus ja kammien tapin säde.

$$H = H_p + S + Y_+ + L + x$$

KAAVA 22

H = liikuntakoneiston kokonaistilavaade (m)

H_p = männän korkeus (m)

S = iskunpituus (m)

Y_+ = tiivistepesälle, ristipään kiinnitykselle ja varoväleille jäävä tila (m)

L = kiertokangen pituus (m)

x = kammien säde (m)

Nyt:

$$H = 44,1 \text{ mm} + 140 \text{ mm} + 42 \text{ mm} + 245 \text{ mm} + 70 \text{ mm} \approx 541,1 \text{ mm}$$

Kaavalla 23 laskettiin tila-allokaatiosta jäljelle jäänyt tila.

$$H_b = H_a - H$$

KAAVA 23

H_b = tila-allokaatiosta jäljelle jäänyt tila (m)

H_a = moottorille allokoitu vertikaalinen tila (m)

H = liikuntakoneiston kokonaistilavaade (m)

Nyt:

$$H_b = 630 \text{ mm} - 541,1 \text{ mm} = 88,9 \text{ mm}$$

Vähäisen käytettävissä olevan tilan takia höyryn virtaus sylinteriin on viisaampaa toteuttaa sylinterien kyljiltä kuin, että höyry johdettaisiin kannen puolelta. Tästä on myös se hyöty, että sivusta poistuvalla vesi-höyryvirtauksella saadaan männän pinnalle helpommin aikaan sellainen virtaus, joka poistaa lauhtuneen veden tehokkaasti, jolloin koneen hyötysuhde paranee.

Voitiin todeta, että iskunpituudella 140 mm saavutetaan männännopeuden ta-
voitearvo riittävissä määrin ja liikuntakoneisto mahtuu riittävän marginaalin tur-
vin tila-allokaatioon. Männänkokoa ja vuorostaan iskupituutta olisi voitu pienen-
tää kasvattamalla kierrosnopeutta, mutta silloin ongelmat höyrynjaon kanssa
kasvavat: jo kierrosluvulla 600 rpm joudutaan höyrösynteriin johtamaan höyryä
20 kertaa sekunnissa, 10 kertaa kummallekin männän puolelle.

3.5 Tehottoman tilan vaikutuksen arviointi

Tehoton tila moottorissa lisää höyryyn kulutusta, koska sylinterin täytöksen li-
säksi joudutaan täyttämään haitalliset tilat paineisella höyryllä. Lisäksi tehoton
tila kasvattaa lämmönsiirtopinta-alaa, jonka pinnalla höyry pääsee lauhtumaan.
Luistikoneissa tehottoman tilan koko on noin 6–12 % iskutilavuudesta, ja nyt se
lasketaan kaavan 24 mukaisesti (5, s. 212). Tehottoman tilan ja sylinterin iskuti-
lavuuden summa lasketaan kaavalla 26 ja todellinen iskutilavuus määritetään
kaavalla 25.

$$V_h = r_{hv} V_{2F}$$

KAAVA 24

V_h = tehottoman tilan tilavuus (m³)

V_{2F} = sylinterin iskutilavuus (m³)

Nyt:

$$V_h = 0,12 \times 1008,92 \text{ cm}^3 \approx 121,07 \text{ cm}^3$$

$$V_{2a} = V_h + V_{2F} = r_{hv} V_{2F} + V_{2F}$$

KAAVA 25

V_{2a} = höyryyn lopullinen tilavuus sylinterissä ja tehottomissa tiloissa (m³)

V_{2F} = iskutilavuus (m³)

r_{hv} = tehottoman tilan suhde iskutilavuuteen (0,6–0,12)

Nyt:

$$V_{2a} = 121,07 \text{ cm}^3 + 1008,92 \text{ cm}^3 \approx 1129,99 \text{ cm}^3$$

Koneen todellisen täytöksen tilavuus, joka huomioi haitallisen tilan määritetään kaavalla 26.

$$V_{1a} = r_F V_{2a}$$

KAAVA 26

V_{1a} = sylinterin täytöksen todellinen tilavuus (m^3)

r_f = täytössuhde

V_h = tehottoman tilan tilavuus (m^3)

V_{2F} = sylinterin täytöksen tilavuus ilman tehotonta tilaa (m^3)

Nyt:

$$V_{1a} = 0,2 \times 1129,99 \text{ cm}^3 \approx 226,00 \text{ cm}^3$$

Näiden arvojen perusteella voidaan laskea paisuntasuhde kaavan 6 mukaisesti, jonka todettiin olevan sama kuin koneen paisunta ilman tehotonta tilaa.

$$r = \frac{V_{2a}}{V_{1a}} = \frac{1129,99}{226} \text{ cm}^3 = 5$$

Vertailemalla näitä suhteita voitiin johtaa, että sylinterin teho ja paisuntasuhde pysyvät samana, kunhan sylinterin täytösmäärällä kompensoidaan haitallisen tilan vaikutus.

3.6 Höyrynkulutus

Kompoundikoneen kuluttaman höyryn tilavuusvirta laskettiin täytöksen todellisen tilavuuden perusteella kaavan 27 mukaisesti.

$$q_v = 2nV_{1a}$$

KAAVA 27

q_v = tilavuusvirta (m^3/s)

n = kierrosnopeus (1/s)

V_{1a} = täytöksen todellinen tilavuus (m^3)

Käyttäen 14 bar kylläisen höyryn tiheyttä laskettiin höyryn massavirta kaavan 28 mukaisesti.

$$q_m = \rho q_v$$

KAAVA 28

q_m = massavirta (kg/s)

ρ = tiheys (kg/m³)

q_v = tilavuusvirta (m³/s)

Käyttäen 14 bar kylläisen höyryn entalpiaa laskettiin höyryn entalpiavirta koneeseen kaavan 29 mukaisesti.

$$\dot{h}_{in} = h_{g(14)} q_m$$

KAAVA 29

\dot{h}_{in} = entalpiavirta sisään (kW)

$h_{g(14)}$ = kylläisen höyryn entalpia paineessa 14 bar (kJ/kg)

q_m = massavirta (kg/s)

Moottorista poistuvan kostean höyryn entalpiavirta laskettiin kaavan 30 mukaisesti.

$$\dot{h}_{out} = \dot{h}_{in} - \Sigma P$$

KAAVA 30

\dot{h}_{out} = entalpiavirta ulos (kW)

\dot{h}_{in} = entalpiavirta sisään (kW)

ΣP_s = koneen teho (kW)

Moottorista poistuvan kostean höyryn entalpia määritettiin kaavan 31 mukaisesti.

$$h_{2(1,8)} = \frac{\dot{h}_{out}}{q_m}$$

KAAVA 31

$h_{2(1,8)}$ = moottorista poistuvan höyryn entalpia (kJ/kg)

\dot{h}_{out} = entalpiavirta ulos (kW)

q_m = massavirta (kg/s)

Poistuvan kostean höyryn höyrypitoisuus määritettiin kaavan 32 mukaisesti.

$$x = \frac{h_{2(1,8)} - h_{f(1,8)}}{h_{g(1,8)} - h_{f(1,8)}}$$

KAAVA 32

x = kostean höyryn höyrypitoisuus

$h_{2(1,8)}$ = moottorista poistuvan höyryn entalpia (kJ/kg)

$h_{f(1,8)}$ = kylläisen veden entalpia paineessa 1,8 bar (kJ/kg)

$h_{g(1,8)}$ = kylläisen höyryn entalpia paineessa 1,8 bar (kJ/kg)

Haluttaessa, käytettävä höyry voitaisiin tulistaa siten, että höyry poistuu moottorista vähintään kylläisenä. Tällöin vettä ei muodostuisi sylintereihin, mutta komponentit altistuisivat suuremmille lämpötiloille ja samalla veden voiteleva vaikutus vähenisi sylintereissä. Kaavoilla 27–32 määritettiin höyrynkulutuksen arvot taulukkoon 2. Tärkeimpänä arvona höyryn massavirta $q_m = 0,03210$ kg/s.

TAULUKKO 2. Kompoundikoneen höyrynkulutuksen laskennan tulokset, höyryn arvot eri pisteissä noudettu lähteestä 16

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
Täytöksen todellinen tilavuus	V_{1a}	0,000226	m^3	27
Höyryn tilavuusvirta	q_v	0,004520	m^3/s	
Kylläisen höyryn tiheys	ρ	7,10283	kg/m^3	
Höyryn massavirta	q_m	0,03210	kg/s	28
Kylläisen höyryn entalpia	$h_{g(14)}$	2789,45	kJ/kg	
Kylläisen veden entalpia	$h_{f(14)}$	830,318	kJ/kg	
Energiaa sisään	\dot{h}_{in}	89,55	kW	29
Energiaa ulos	\dot{h}_{out}	78,44	kW	30
Entalpiaa jäljellä kun virrannut läpi	$h_{2(1,8)}$	2443,36	kJ/kg	31
Kylläisen höyryn entalpia	$h_{g(1,8)}$	2701,73	kJ/kg	
Kylläisen veden entalpia	$h_{f(1,8)}$	490,812	kJ/kg	
Poistuvan kostean höyryn höyrypitoisuus	x	0,88314		32
Kylläisen tuorehöyryn lämpötila	$T_{(14)}$	195,079	$^{\circ}C$	
Kylläisen höyryn lämpötila paineessa 1,8 bar abs	$T_{(1,8)}$	116,941	$^{\circ}C$	
Sylinterin lämpötila-alue	$T_{range, K.P}$	78,138	$^{\circ}C$	

4 KOMPOUNDIKONEEN MITOITUS

Kompondikoneen mitoituksessa sovelletaan samoja periaatteita kuin yksisylinterisen koneen mitoituksessa. Tässä mitoitustyyliässä lähdetään liikkeelle siitä, että kompondikoneen matalapainesylinteri on kooltaan sama kuin vastaavissa olosuhteissa toimivan yksisylinterisen koneen sylinteri (6, s. 37). Yhdistetyn koneen (kompondi-, trippeli-, jne.) mitoituksessa on pyrittävä siihen, että kaikkien mäntien voimat sekä sylinterien tehot mitoitetaan mahdollisimman yhtäläisiksi, jolloin toiminnassa ja tehokkuudessa päästään parhaaseen tulokseen.

4.1 Sylinterien ominaisuuksien määrittelyt

Nyt mitoitettavan kompondikoneen matalapainesylinteri tulee kuitenkin olemaan erikokoinen, koska kompondikoneelle soveltuva täytössuhde oli pienempi kuin yksisylinterisen koneen paisuntasuhde (taulukko 1).

4.1.1 Matalapainesylinterin mitoitus

Täytössuhde 0,15 valittiin taulukosta 1, jolloin paisuntasuhde määritettynä kaavan 8 mukaisesti:

$$r = \frac{1}{0,15} = 6\frac{2}{3}$$

Nyt:

$$V_{M.P} = 1 \times 2,65 = 2,65$$

Kaavalla 10 määritetyn hyötysuhteen 0,54 avulla laskettiin mäntään työtahdin aikana vaikuttava tehollinen keskipaine kaavalla 12.

$$p_m = \left(14 \text{ bar} \times \frac{1 + \log_e 6\frac{2}{3}}{6\frac{2}{3}} - 1,8 \text{ bar} \right) \times 0,54 \approx 2,31 \text{ bar}$$

Iskunpituutena ja kierrosnopeutena käytettiin samoja arvoja kuin edellä yksisylinterisen koneen mitoituksessa, jolloin männän keskinopeus oli sama (kaava 4).

$$v_m = 2 \times 140 \text{ mm} \times \frac{600 \text{ 1/min}}{60 \text{ s}} = 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_m = 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Matalapainemännältä vaadittu pinta-ala vaaditun tehon tuottamiseksi laskettiin kaavalla 13.

$$A = \frac{6 \text{ kW}}{100 \times 2,31 \text{ bar} \times 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \approx 0,009263068 \text{ m}^2 \approx 9 \text{ 263 mm}^2$$

Männän pinta-alan perusteella laskettiin sen halkaisija kaavalla 14.

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 9 \text{ 263 mm}^2}{\pi}} \approx 108,6 \text{ mm}$$

Männän suurin kuorma laskettiin kaavalla 15.

$$F_{max} = 0,009263068 \text{ m}^2 \times (14 \text{ bar} - 1,8 \text{ bar}) 10^5 \approx 11 \text{ 300,9 N}$$

4.1.2 Korkeapainesylinterin mitoitus

Korkeapainesylinterin (K.P) suhteelliseksi tilavuudeksi asetettiin 1 ja matalapainesylinterin (M.P) suhteellinen tilavuus määritettiin valitun sylinterisuhteen (R_c) perusteella kaavan 33 mukaisesti (6, s. 37). Sylinterisuhdeksi määritettiin taulukon 3 avulla arvo 2,65.

TAULUKKO 3. Englantilaisten yleisesti käyttämiä (v. ~1909) sylinterisuhdeita (R_c) trippelikoneille painella 140–180 psi, joista mukailtu 14 bar abs. laitokseen soveltuva sylinterisuhde (13, s. 115).

Paine		Sylinterisuhde, R_c		
psi	bar	K.P	V.P	M.P
140	9,653	1	2,25	6,5
160	11,032	1	2,375	7
180	12,411	1	2,5	7,5
203,056	14	1	2,644	8,076

Nyt:

$$V_2 = V_{M.P} = R_C V_{K.P}$$

KAAVA 33

V_2 = höyryn tilavuus paisunnan loppuksi (m^3)

$V_{M.P}$ = matalapainesylinterin tilavuus (m^3)

R_C = sylinterisuhde

$V_{K.P}$ = korkeapainesylinterin tilavuus (m^3)

Korkeapainesylinterin täytöksen suhteellinen tilavuus määritettiin kaavalla 6 (6, s. 37).

$$V_1 = \frac{V_2}{r} = \frac{2,65}{\frac{2}{6\frac{2}{3}}} = 0,3975$$

Sylinterisuhteen perusteella määritettiin korkeapainemännän pinta-ala kaavalla 34 (6, s. 37).

$$A_{K.P} = \frac{A_{M.P}}{R_C}$$

KAAVA 34

$A_{K.P}$ = korkeapainemännän pinta-ala (m^2)

$A_{M.P}$ = matalapainemännän pinta-ala (m^2)

R_C = sylinterisuhde

Nyt:

$$A_{K.P} = \frac{0,009263068 \text{ m}^2}{2,65} \approx 0,00349550 \text{ m}^2 \approx 3495,50 \text{ mm}^2$$

Männän pinta-alan perusteella laskettiin sen halkaisija kaavalla 14.

$$d_{K.P} = \sqrt{\frac{4 \times 3495,5 \text{ mm}^2}{\pi}} \approx 66,71 \text{ mm}$$

Korkeapainesylinterin resiiverin paine, nyt sieltä lähtevä paine, laskettiin kaavalla 35 (6, s. 37).

$$p_r = \frac{p_1 V_1}{V_2}$$

KAAVA 35

p_r = resiiverin paine (bar)

p_1 = paine paisunnan alussa (bar)

V_1 = tilavuus paisunnan alussa (m³)

V_2 = resiiverin tilavuus, paisunnan lopputilavuus (m³)

Nyt:

$$p_{r,K.P} = \frac{p_1 V_1}{V_{K.P}} = \frac{14 \text{ bar} \times 0,3975}{1} = 5,565 \text{ bar}$$

Tällöin matalapainesylinterin täytössuhde lasketaan kaavan 36 mukaisesti (6, s. 38).

$$R_{M.P, CO} = \frac{V_{K.P}}{V_{M.P}}$$

KAAVA 36

$R_{M.P, CO}$ = matalapainesylinterin täytössuhde

$V_{K.P}$ = korkeapainesylinterin suhteellinen tilavuus

$V_{M.P}$ = matalapainesylinterin suhteellinen tilavuus

Nyt:

$$R_{M.P, CO} = \frac{1}{2,65} \approx 0,377$$

4.1.3 Sylinterien tehojen ja voimien yksittäismääritykset

Seuraavaksi määritettiin kunkin sylinterin arvot kuten edellä, kohtelemalla kutakin sylinteriä yksittäisenä kokonaisuutena.

Korkeapainesylinterin paisuntasuhde määritettiin kaavalla 6.

Nyt:

$$r_{K.P} = \frac{V_{K.P}}{V_1} = \frac{1}{0,3975} \approx 2,52$$

Korkeapainesylinterin tehollinen keskipaine määritettiin kaavalla 9.

Nyt:

$$p_{m,K.P} = p_1 \frac{1 + \log_e r_{K.P}}{r_{K.P}} - p_{r,K.P} \approx 5,13 \text{ bar}$$

Korkeapainesylinterin teho määritettiin kaavalla 13.

Nyt:

$$P_{K.P} = 100 p_{m,K.P} A_{K.P} v_m \eta_d \approx 2,71 \text{ kW}$$

Männän suurin kuorma laskettiin kaavalla 15.

Nyt:

$$F_{max,K.P} = A_{K.P} (p_1 - p_{r,K.P}) 10^5 \approx 2\,948,45 \text{ N}$$

Matalapainesylinterin paisuntasuhde määritettiin kaavalla 6.

Nyt:

$$r_{M.P} = \frac{V_{M.P}}{V_{M.P,CO}} \approx 2,65$$

Matalapainesylinterin tehollinen keskipaine määritettiin kaavalla 9.

Nyt:

$$p_{m,M.P} = p_{r,K.P} \frac{1 + \log_e r_{M.P}}{r_{M.P}} - p_2 \approx 2,35 \text{ bar}$$

Matalapainesylinterin teho määritettiin kaavalla 13.

Nyt:

$$P_{M.P} = 100 p_{m,M.P} A_{M.P} v_m \eta_d \approx 3,29 \text{ kW}$$

Männän suurin kuorma laskettiin kaavalla 15.

Nyt:

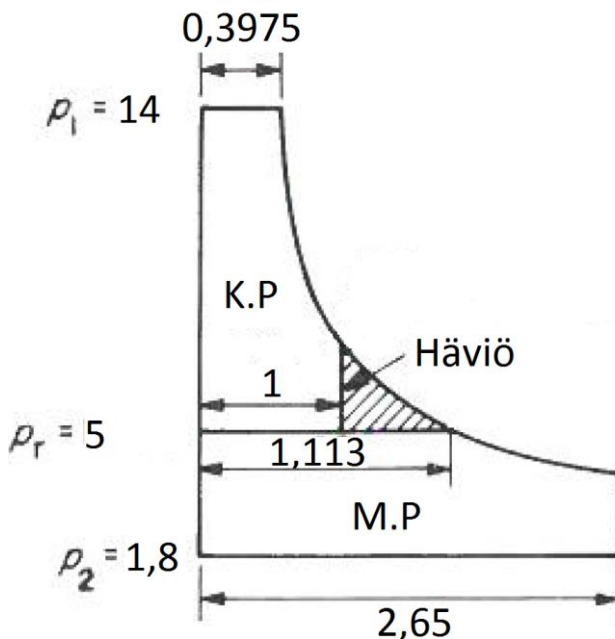
$$F_{max} = A_{M.P} (p_{r,K.P} - p_2) 10^5 \approx 3\,487,55 \text{ N}$$

Korkeapaine ja matalapainemäntien tehojen summa nyt:

$$\Sigma P = P_{K.P} + P_{M.P} = 2,71 \text{ kW} + 3,29 \text{ kW} = 6 \text{ kW}$$

Edellä lasketuista voidaan todeta, että matalapainesylinteristä saadaan 0,573 kW enemmän kuin korkeapainesylinteristä ja että F_{\max} -ero sylintereiden kesken on noin 539 N. Lisäksi tällainen täydellinen paisunta, jossa höyry paisuu suoraan korkeapainesylinteristä matalapainesylinteriin ei yleensä ole mahdollista yhdistetyissä koneissa. Esimerkiksi komppoundikoneessa, jossa kammet on asetettu 90 asteen kulmiin täytyy höyry ensin johtaa resiiveriin, josta se vasta oikealla hetkellä johdetaan matalapainesylinteriin. Laskuissa sylinterien tehojen sekä voimien epätasaisuus huomioidaan muuttamalla matalapainesylinterin täytöksen ($R_{M,P,CO}$) arvoa siten, että kaikkien sylintereiden tehot ja voimat saadaan mahdollisimman yhtäläisiksi.

Matalapainesylinterin täytöksen arvon muuttuessa muuttuu myös matalapainesylinteriltä saatava teho, koska höyry paisuu osittain nyt huomioitavassa korkeapainesylinterin resiiverissä. Tämä häviö (kuva 21) täytyy huomioida asettamalla koneen tehovaateeksi sellainen teho, jonka perusteella mäntien koot mitottaen kumotaan resiiverin aiheuttaman epätäydellisen paisunnan häviö.



KUVA 21. Mukautettu pV -diagrammi 2-sylinterisen koneen paisunnasta resiiveri huomioiden (6, s. 39)

Excel-laskentataulukossa määritettiin, että matalapainesylinterin täytössuhteella $R_{M,P,CO} = 0,42$ ja tehovaateella $6,016314034$ kW mitoittaen tavoitetaan mitoitus-teho ja sylinterien tehot ovat mahdollisimman yhtäläiset. Näillä kompensoivilla arvoilla uudelleen lasketut mitat määritetty taulukoihin 4–11.

TAULUKKO 4. Uudella tehovaateella lasketut mäntien mitat

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
M.P männän pinta-ala	$A_{M,P}$	0,00928825	m ²	13
M.P männän pinta-ala	$A_{M,P}$	9288,25	mm ²	13
M.P männän halkaisija	$d_{M,P}$	0,10875	m	14
M.P männän halkaisija	$d_{M,P}$	108,75	mm	14
KP männän pinta-ala	$A_{K,P}$	0,00350500	m ²	34
KP männän pinta-ala	$A_{K,P}$	3505,00	mm ²	34
Männän halkaisija	$d_{K,P}$	0,06680	m	14
Männän halkaisija	$d_{K,P}$	66,80	mm	14

Nyt huomioidun ja kompensoidun korkeapainesylinterin resiiverin suhteellinen tilavuus voidaan laskea kaavan 37 mukaisesti.

$$V_r = V_{M,P,CO} - V_{K,P}$$

KAAVA 37

V_r = resiiverin suhteellinen tilavuus

$V_{M,P,CO}$ = matalapaine sylinterin täytösmäärä

$V_{K,P}$ = korkeapainesylinterin suhteellinen tilavuus

TAULUKKO 5. Uuden matalapainesylinterin täytössuhteen perusteella laskettu täytösmäärä ja korkeapainesylinterin resiiverin paine.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
M.P täytössuhde	$R_{M,P,CO}$	0,42		
M.P täytösmäärä	$V_{M,P,CO}$	1,113		
K.P resiiverin tilavuus	$V_{r,K,P}$	0,113		37
K.P resiiverin paine	$p_{r,K,P}$	5	bar	35

TAULUKKO 6. Uusien arvojen perusteella lasketut K.P sylinterin teho ja männän kuorma.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
Paisuntasuhde	$r_{K.P}$	2,516		6
Tehollinen keskipaine	$p_{m, K.P}$	5,699	bar	9
Sylinterin teho ilman häviöitä	$P_{K.P, s}$	5,593	kW	
Sylinterin todellinen teho	$P_{K.P}$	3,02	kW	13
Männän kuorma alussa	$F_{max, K.P}$	3154,502	N	15

TAULUKKO 7. Uusien arvojen perusteella lasketut M.P sylinterin teho ja männän kuorma.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
M.P resiiiverin paine	$p_{r, M.P}$	1,800	bar	
Paisuntasuhde	$r_{M.P}$	2,381		6
Tehollinen keskipaine	$p_{m, M.P}$	2,122	bar	9
Sylinterin teho ilman häviöitä	$P_{M.P, s}$	5,518	kW	
Sylinterin todellinen teho	$P_{M.P}$	2,98	kW	13
Männän kuorma alussa	$F_{max, M.P}$	2972,241	N	15

Taulukkoon 8 on määritetty sylinterien tehojen summa ja vertailtu niiden voimien ja tehojen tasapainoa. Koneen tehoksi saadaan 6 kW, jolloin häviöttömän koneen teho olisi noin 11,1 kW.

TAULUKKO 8. Uusien arvojen perusteella laskettu kokonaisteho ja sylintereiden tehojen ja voimien vertailu.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö
Koneen teho	ΣP	6	kW
Voimien epätasapaino	ΔF_{max}	182,260	N
Tehojen epätasapaino	ΔP	0,040	kW
Sylintereiden tehojen suhde	$P_{K.P} / P_{M.P}$	0,986592909	

4.2 Aktuaalisten tilavuuksien määrittely

Taulukkoon 9 on määritetty koneen eri tilavuuksia kuutioina kaavojen 16–25 mukaisesti.

TAULUKKO 9. Kaavojen 16 ja 24–26 mukaisesti lasketut tilavuudet kompondi-koneelle.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
Matalapainesylinterin iskutilavuus	V_{2F}	1300,36	cm ³	16
Matalapainesylinterin haitallinen tila	$V_{h, M.P}$	156,04	cm ³	24
Matalapainesylinterin paisuntatilavuus	V_{2a}	1456,40	cm ³	25
Täytöksen todellinen tilavuus	V_{1a}	218,46	cm ³	26
Korkeapainesylinterin iskutilavuus	$V_{F, K.P}$	490,70	cm ³	16
Korkeapainesylinterin haitallinen tila	$V_{h, K.P}$	58,88	cm ³	24
Korkeapainesylinterin paisuntatilavuus	$V_{a, K.P}$	549,58	cm ³	25
Koneen iskutilavuus	$\sum V_f$	1 791,06	cm ³	26

4.3 Höyrynkulutus

Moottorin höyrynkulutukseen liittyvät arvot laskettiin taulukkoon 10 samalla tavalla kuin yksisylinterissä koneessa käyttäen kaavoja 27–32. Kylläisen höyryn kulutukseksi määritettiin 0,03103 kg/s.

TAULUKKO 10. Höyrynkulutuksen laskennan tulokset, höyryn arvot eri pisteissä noudettu lähteestä 16.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
Täytöksen todellinen tilavuus	V_{1a}	0,000218	m^3	27
Höyryn tilavuusvirta	q_v	0,004369	m^3/s	
Kylläisen höyryn tiheys	ρ	7,10283	kg/m^3	
Höyryn massavirta	q_m	0,03103	kg/s	28
Kylläisen höyryn entalpia	$h_{g(14)}$	2789,45	kJ/kg	
Kylläisen veden entalpia	$h_{f(14)}$	830,318	kJ/kg	
Energiaa sisään	\dot{h}_{in}	86,57	kW	29
Energiaa ulos	\dot{h}_{out}	75,46	kW	30
Entalpiaa jäljellä kun virrannut läpi	$h_{2(1,8)}$	2431,42	kJ/kg	31
Kylläisen höyryn entalpia	$h_{g(1,8)}$	2701,73	kJ/kg	
Kylläisen veden entalpia	$h_{f(1,8)}$	490,812	kJ/kg	
Poistuvan kostean höyryn höyrypitoisuus	x	0,87774		32
Kylläisen tuorehöyryn lämpötila	$T_{(14)}$	195,079	$^{\circ}C$	
Korkeapainesylinterin resiiverin paine	$p_{r, K.P}$	5	bar	
K.P resiiverin höyryn lämpötila	$T_{r, K.P}$	151,866	$^{\circ}C$	
Kylläisen höyryn lämpötila paineessa 1,8 bar abs	$T_{(1,8)}$	116,941	$^{\circ}C$	
Korkeapainesylinterin lämpötila-alue	$T_{range, K.P}$	43,213	$^{\circ}C$	
Matalapainesylinterin lämpötila-alue	$T_{range, M.P}$	34,925	$^{\circ}C$	

4.4 Liikuntakoneiston tilavaateen toteutumisen tarkastus

Koneen muiden mittojen määrittämisen jälkeen tarkastettiin, että kone mahtuu sen tila-allokaatioon. Liikuntakoneiston mitat määriteltiin kaavojen 17–23 mukaisesti taulukkoon 11. Tulosten mukaan vapaata tilaa jää, joten kone sopii mitoittaan tila-allokaatioonsa.

TAULUKKO 11. *Kompoundikoneen liikuntakoneiston mitat.*

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
Männän varren pituus	Y	182	mm	17
Poksille jäävä tila	Y ₊	42	mm	18
Kammen säde	x	70	mm	19
Kiertokangen pituus	L	245	mm	20
Ristipäälle jäävä tila	L-S	105	mm	
Männän paksuus	H _p	50,02	mm	21
Vertikaalinen tilavaade	H	547,02	mm	22
Layout kuvassa allokoitu tila moottorille	H _a	630	mm	
Tilaa jäljellä	H _b	82,98	mm	23
Tilaa jäljellä	H _b	13,17	%	

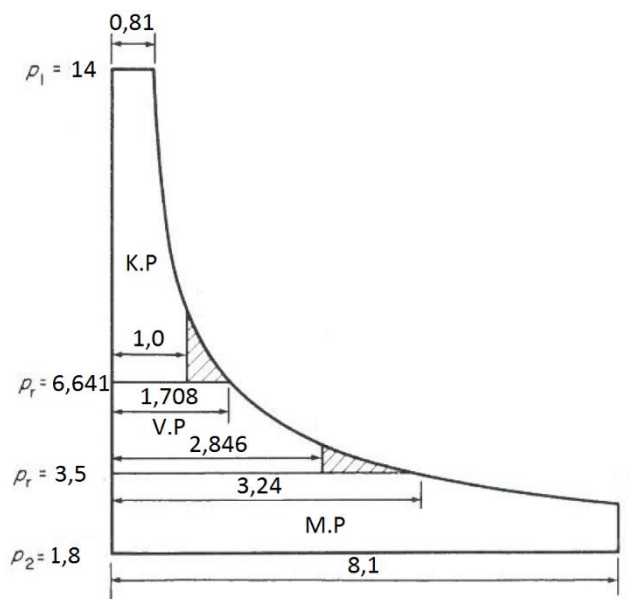
5 TRIPPELIKONEEN MITOITUS

Seuraavaksi mitoitettiin trippelikone, jotta voitaisiin vertailla eri konetyyppejä. Lisäksi järjestelmän suunnittelupaine (13 bar) ylitti ohjeellisen kompoundi- ja trippelikoneen rajan (10,4 bar), jolloin konetyypiksi suositeltiin trippelikonetta (13, s. 114).

Trippelikoneelle soveltuva täytössuhde $r_f = 0,1$ valittiin taulukosta 1, jonka avulla määritettiin paisuntasuhde kaavalla 8:

$$r = \frac{1}{r_f} = \frac{1}{0,1} = 10$$

Korkeapainesylinterin (K.P) suhteelliseksi tilavuudeksi asetettiin laskutavan mukaisesti 1 ja matalapainesylinterin (M.P) suhteellinen tilavuus määritettiin valitun sylinterisuhteen (R_C) perusteella kaavalla 33 (6, s. 37). Sylinterisuhdeeksi valittiin 8,1 taulukon 3 avulla. Trippelikoneen sylinterikoot yleensä seuraavat geometrista progressiota suhteessa toisiinsa ja tähän perustuen määritettiin välipainesylinterin (V.P) suhteellinen tilavuus (taulukko 12) (6, s. 42). Koneen paisunta kuvattu kuvassa 22. Kuvassa käytetään arvoja, jotka määritellään vasta myöhemmin tässä osiossa.



KUVA 22. Mukautettu pV-diagrammi 3-sylinterisen koneen paisunnasta, resii-
veri huomioiden (6, s. 43).

TAULUKKO 12. Trippelikoneen sylinterisuhteiden geometrinen progressio (6, s.
42).

K.P	V.P	M.P
1	$\sqrt{R_c}$	R_c

Seuraavien kaavojen tulokset esillä taulukossa 13. Välipainesylinterin suhteelli-
nen tilavuus laskettiin taulukkoa 12 myötäillen kaavalla 38.

$$V_{V.P} = \sqrt{V_{M.P}} \quad \text{KAAVA 38}$$

$V_{V.P}$ = välipainesylinterin suhteellinen tilavuus

$V_{M.P}$ = matalapainesylinterin suhteellinen tilavuus

Korkeapainesylinterin täytöksen suhteellinen tilavuus määritettiin kaavalla 39.

$$V_1 = \frac{R_c}{r} \quad \text{KAAVA 39}$$

$V_{V.P}$ = välipainesylinterin suhteellinen tilavuus

$V_{M.P}$ = matalapainesylinterin suhteellinen tilavuus

TAULUKKO 13. Sylinterien suhteellisten tilavuuksien laskennan tulokset ja K.P:n täytösmäärä.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Kaava
K.P sylinterin suhteellinen tilavuus	$V_{K,P}$	1	
V.P sylinterin suhteellinen tilavuus	$V_{M,P}$	8,1	33
M.P sylinterin suhteellinen tilavuus	$V_{V,P}$	2,846049894	40
K.P täytösmäärä	V_1	0,81	39

Yksisylinterisen koneen mäntään työtahdin aikana vaikuttava tehollinen keskipaine laskettiin kaavalla 12, käyttäen hyötysuhteena kaavalla 10 määritettyä hyötysuhdetta 0,54:

$$p_m = \left(14 \text{ bar} \times \frac{1 + \log_e 10}{10} - 1,8 \text{ bar} \right) \times 0,54 \approx 1,53 \text{ bar}$$

Iskunpituutena ja kierrosnopeutena käytettiin samoja arvoja kuin edellä yksisylinterisen koneen mitoituksessa, jolloin männän keskinopeus oli sama (kaava 4).

$$v_m = 2 \times 140 \text{ mm} \times \frac{600 \text{ 1/min}}{60 \text{ s}} = 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_m = 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Matalapainemännältä vaadittu pinta-ala tehovaateen täyttämiseksi laskettiin kaavalla 13, jossa nyt myös huomioitiin resiiverien aiheuttamat häviöt siten, että resiiverihäviöt huomioivaksi tehovaateeksi iterointiin 6,409188353 kW täytösuhteilla $R_{V,P, CO} = 0,6$ ja $R_{M,P, CO} = 0,4$. Sylinterisuhteiden ja tehovaateen perusteella lasketut mäntien pinta-alat ja halkaisijat taulukossa 14 (kaavat 41–42).

Korkeapainemännän pinta-ala laskettiin sylinterisuhteen mukaisesti kaavalla 41 (6, s. 44).

$$A_{K,P} = \frac{A_{M,P}}{R_C}$$

KAAVA 41

$A_{K,P}$ = korkeapainemännän pinta-ala (m²)

$A_{M,P}$ = matalapainepainemännän pinta-ala (m²)

R_C = sylinterisuhde

Välipainemännän pinta-ala laskettiin sylinterisuhteen mukaisesti kaavalla 42 (6, s. 44).

$$A_{V,P} = \frac{A_{M,P}}{\sqrt{R_C}}$$

KAAVA 42

$A_{V,P}$ = välipainemännän pinta-ala (m²)

$A_{M,P}$ = matalapainepainemännän pinta-ala (m²)

R_C = sylinterisuhde

TAULUKKO 14. Mäntien halkaisijoiden ja pinta-alojen laskennan tulokset

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
M.P männän pinta-ala	$A_{M,P}$	0,0150122	m ²	13
M.P männän halkaisija	$d_{M,P}$	0,138	m	14
M.P männän halkaisija	$d_{M,P}$	138,25	mm	
<i>Sylinterisuhde kp/mp</i>	R_C	<i>8,1</i>		
K.P männän pinta-ala	$A_{K,P}$	0,0018534	m ²	33
K.P männän halkaisija	$d_{K,P}$	0,049	m	14
K.P männän halkaisija	$d_{K,P}$	48,58	mm	
V.P männän pinta-ala	$A_{V,P}$	0,0052748	m ²	
V.P männän halkaisija	$d_{V,P}$	0,082	m	14
V.P männän halkaisija	$d_{V,P}$	81,95	mm	

5.1 Sylinterien yksittäismääritykset

Seuraavassa osiossa koneen hyötysuhde on pääasiallisesti huomioitu kaavan 11 mukaisesti kertomalla sylinterin tuottama teho koneen hyötysuhteella vastoin kuin joissain tapauksissa edellä, missä on kerrottu tehollinen keskipaine koneen hyötysuhteella.

5.1.1 Korkeapainesylinteri

Seuraavaksi määritettiin korkeapainesylinterin paisunta kaavojen 43–49 mukaisesti. Määrittämisen tulokset esitetty kaavojen jälkeen taulukossa 15. Ensin määritettiin välipainesylinterin täytösmäärä kaavalla 43, koska sitä hyödynnettiin korkeapainesylinterin arvojen määrittämisessä.

$$V_{V.P,CO} = R_{V.P,CO} V_{V.P} \quad \text{KAAVA 43}$$

$V_{V.P,CO}$ = välipainesylinterin täytösmäärä

$R_{V.P,CO}$ = välipainesylinterin täytössuhde

$V_{V.P}$ = välipainesylinterin suhteellinen tilavuus

Korkeapainesylinterin resiiverin paine laskettiin kaavalla 44.

$$p_{r,K.P} = \frac{p_1 V_1}{V_{V.P,CO}} \quad \text{KAAVA 44}$$

$p_{r,K.P}$ = korkeapainesylinterin resiiverin paine (bar)

p_1 = paisunnan alkupaine (bar)

V_1 = paisunnan suhteellinen alkutilavuus

$V_{V.P,CO}$ = välipainesylinterin täytösmäärä

Korkeapainesylinterin resiiverin suhteellinen tilavuus voidaan määrittää kaavan 45 mukaisesti.

$$V_{r,K.P} = V_{V.P,CO} - V_{K.P} \quad \text{KAAVA 45}$$

$V_{r,K.P}$ = korkeapainesylinterin resiiverin suhteellinen tilavuus

$V_{V.P,CO}$ = välipainesylinterin täytösmäärä

$V_{K.P}$ = korkeapainesylinterin suhteellinen tilavuus

Korkeapainesylinterin paisuntasuhde laskettiin kaavalla 46.

$$r_{K,P} = \frac{V_{K,P}}{V_1}$$

KAAVA 46

$r_{K,P}$ = korkeapainesylinterin paisuntasuhde

$V_{K,P}$ = korkeapainesylinterin suhteellinen tilavuus

V_1 = paisunnan suhteellinen alkutilavuus

Korkeapainesylinterin tehollinen keskipaine laskettiin kaavalla 47.

$$p_{m,K,P} = \frac{p_1}{r_{K,P}} (1 + \log_e r_{K,P}) - p_{r,K,P}$$

KAAVA 47

$p_{m,K,P}$ = korkeapainesylinterin tehollinen keskipaine (bar)

p_1 = paisunnan alkupaine (bar)

$r_{K,P}$ = korkeapainesylinterin paisuntasuhde

$p_{r,K,P}$ = korkeapainesylinterin resiiverin paine (bar)

Korkeapainesylinterin teho laskettiin kaavalla 48.

$$P_{K,P} = 100 p_{m,K,P} A_{K,P} v_m \eta_d$$

KAAVA 48

P = korkeapainesylinterin teho (kW)

$p_{m,K,P}$ = tehollinen keskipaine (bar)

$A_{K,P}$ = korkeapainemännän pinta-ala (m²)

v_m = männän keskinopeus (m/s)

η_d = kaaviokerroin, nyt koneen hyötysuhde

Korkeapainemännän kuorma alussa laskettiin kaavalla 49.

$$F_{max,K,P} = A_{K,P} (p_1 - p_{r,K,P}) 10^5$$

KAAVA 49

F_{max} = Männän kuorma alussa (N)

$A_{K,P}$ = korkeapainemännän pinta-ala (m²)

p_1 = paisunnan alkupaine (bar)

$p_{r,K,P}$ = korkeapainesylinterin resiiverin paine (bar)

TAULUKKO 15. Korkeapainesylinterin arvojen määrittysten tulokset

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
V.P täytössuhde	$R_{V,P,CO}$	0,6		
V.P täytösmäärä	$V_{V,P,CO}$	1,708		43
K.P Resiiverin paine	$p_{r,K,P}$	6,641	bar	44
K.P Resiiverin tilavuus	$V_{r,K,P}$	0,708		45
Paisuntasuhde	$r_{K,P}$	1,235		46
Tehollinen keskipaine sylinterissä yhden työtahdin aikana	$p_{m,K,P}$	7,089	bar	47
Sylinterin teho ilman häviöitä	$P_{K,P,s}$	3,679	kW	48
Sylinterin todellinen teho	$P_{K,P}$	1,986	kW	
Männän kuorma alussa	$F_{max,K,P}$	1 363,93	N	49

5.1.2 Välipainesylinteri

Seuraavaksi määritettiin välipainesylinterin paisunta kaavojen 50–56 mukaisesti. Määrittysten tulokset esitetty kaavojen jälkeen taulukossa 16. Välipainesylinterin arvojen määrittämiseksi täytyi tuntea matalapainesylinterin täytösmäärä, joka laskettiin kaavalla 50.

$$V_{M,P,CO} = R_{M,P,CO} V_{M,P}$$

KAAVA 50

$V_{M,P,CO}$ = matalapainesylinterin täytösmäärä

$R_{M,P,CO}$ = matalapainesylinterin täytössuhde

$V_{M,P}$ = matalapainesylinterin suhteellinen tilavuus

Välipainesylinterin resiiverin paine laskettiin kaavalla 51.

$$p_{r,V,P} = \frac{p_1 V_1}{V_{M,P,CO}}$$

KAAVA 51

$p_{r,V,P}$ = välipainesylinterin resiiverin paine (bar)

p_1 = paisunnan alkupaine (bar)

V_1 = paisunnan suhteellinen alkutilavuus

$V_{M,P,CO}$ = matalapainesylinterin täytösmäärä

Välipainesylinterin resiiverin suhteellinen tilavuus voidaan määrittää kaavan 52 mukaisesti.

$$V_{r,V.P} = V_{M.P,CO} - V_{V.P} \quad \text{KAAVA 52}$$

$V_{r, V.P}$ = välipainesylinterin resiiverin suhteellinen tilavuus

$V_{M.P, CO}$ = matalapainesylinterin täytösmäärä

$V_{V.P}$ = välipainesylinterin suhteellinen tilavuus

Välipainesylinterin paisuntasuhde laskettiin kaavalla 53.

$$r_{V.P} = \frac{V_{V.P}}{V_{V.P,CO}} \quad \text{KAAVA 53}$$

$r_{V.P}$ = välipainesylinterin paisuntasuhde

$V_{V.P}$ = välipainesylinterin suhteellinen tilavuus

$V_{V.P, CO}$ = välipainesylinterin täytösmäärä

Välipainesylinterin tehollinen keskipaine laskettiin kaavalla 54.

$$p_{m,V.P} = \frac{p_{r,K.P}}{r_{V.P}} (1 + \log_e r_{V.P}) - p_{r,V.P} \quad \text{KAAVA 54}$$

$p_{m, V.P}$ = välipainesylinterin tehollinen keskipaine (bar)

$p_{r, K.P}$ = korkeapainesylinterin resiiverin paine (bar)

$r_{V.P}$ = välipainesylinterin paisuntasuhde

$p_{r, V.P}$ = välipainesylinterin resiiverin paine (bar).

Välipainesylinterin teho laskettiin kaavalla 55.

$$P = 100 p_{m, V.P} A_{V.P} v_m \eta_d \quad \text{KAAVA 55}$$

P = välipainesylinterin teho (kW)

$p_{m, V.P}$ = tehollinen keskipaine (bar)

$A_{V.P}$ = välipainemännän pinta-ala (m²)

v_m = männän keskinopeus (m/s)

η_d = kaaviokerroin, nyt koneen hyötysuhde

Välipainemännän suurin kuorma laskettiin kaavalla 56.

$$F_{max} = A_{V.P}(p_{r,K.P} - p_{r,V.P})10^5$$

KAAVA 56

F_{max} = Männän kuorma alussa (N)

$A_{V.P}$ = välipainemännän pinta-ala (m²)

$p_{r,K.P}$ = korkeapainesylinterin resiiverin paine (bar)

$p_{r,V.P}$ = välipainesylinterin resiiverin paine (bar)

TAULUKKO 16. Välipainesylinterin arvojen määritysten tulokset.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
M.P täytössuhde	$R_{M.P,CO}$	0,4		
M.P täytösmäärä	$V_{M.P,CO}$	3,24		50
V.P Resiiverin paine	$p_{r,V.P}$	3,5	bar	51
V.P Resiiverin suhteellinen tilavuus	$V_{r,V.P}$	0,394		52
Paisuntasuhde	$r_{V.P}$	1,667		53
Tehollinen keskipaine sylinterissä yhden työtahdin aikana	$p_{m,V.P}$	2,520	bar	54
Sylinterin teho ilman häviöitä	$P_{V.P,s}$	3,722	kW	
Sylinterin todellinen teho	$P_{V.P}$	2,010	kW	55
Männän kuorma alussa	$F_{max,V.P}$	1 656,69	N	56

5.1.3 Matalapainesylinteri

Seuraavaksi määritettiin välipainesylinterin paisunta kaavojen 57–60 mukaisesti. Määrittämisen tulokset esitetty kaavojen jälkeen taulukossa 17. Määrittäminen aloitettiin määrittämällä matalapainemännän paisuntasuhde kaavalla 57.

$$r_{M.P} = \frac{V_{M.P}}{V_{M.P,CO}}$$

KAAVA 57

$r_{M.P}$ = matalapainesylinterin paisuntasuhde

$V_{M.P}$ = matalapainesylinterin suhteellinen tilavuus

$V_{M.P,CO}$ = matalapainesylinterin täytösmäärä

Matalapainemännän tehollinen keskipaine laskettiin kaavalla 58.

$$p_{m,M.P} = \frac{p_{r,V.P}}{r_{M.P}} (1 + \log_e r_{M.P}) - p_{r,M.P}$$

KAAVA 58

$p_{m, M.P}$ = välipainesylinterin tehollinen keskipaine (bar)

$p_{r, V.P}$ = välipainesylinterin resiiverin paine (bar)

$r_{M.P}$ = matalapainesylinterin paisuntasuhde

$p_{r, M.P}$ = matalapainepainesylinterin resiiverin paine (bar).

Matalapainesylinterin teho laskettiin kaavalla 59.

$$P = 100p_{m, M.P}A_{M.P}v_m\eta_d$$

KAAVA 59

P = matalapainesylinterin teho (kW)

$p_{m, M.P}$ = tehollinen keskipaine (bar)

$A_{M.P}$ = välipainemännän pinta-ala (m²)

v_m = männän keskinopeus (m/s)

η_d = kaaviokerroin, nyt koneen hyötysuhde

Välipainemännän suurin kuorma laskettiin kaavalla 60.

$$F_{max} = A_{M.P}(p_{r,V.P} - p_{r,M.P})10^5$$

KAAVA 60

F_{max} = Männän kuorma alussa (N)

$A_{V.P}$ = matalapainemännän pinta-ala (m²)

$p_{r, V.P}$ = välipainepainesylinterin resiiverin paine (bar)

$p_{r, M.P}$ = matalapainesylinterin resiiverin paine (bar)

TAULUKKO 17. Matalapainesylinterin arvojen määrittysten tulokset.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
M.P resiiverin paine	$p_{r, M.P}$	1,8	bar	
Paisuntasuhde	$r_{M.P}$	2,5		57
Tehollinen keskipaine sylinterissä yhden työtahdin aikana	$p_{m, M.P}$	0,883	bar	58
Sylinterin teho ilman häviöitä	$P_{M.P, s}$	3,711	kW	
Sylinterin todellinen teho	$P_{M.P}$	2,004	kW	59
Männän kuorma alussa	$F_{max, M.P}$	2552,079	N	60

5.2 Aktuaalisten tilavuuksien määrittäminen

Edellä määritettyjen tehojen perusteella sylinterien tehojen summa on 6 kW. Ideaalisen koneen teho olisi noin 11,1 kW.

TAULUKKO 18. Kaavojen 16 ja 24–26 mukaisesti lasketut tilavuudet trippelikonelle.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
Matalapainesylinterin iskutilavuus	V_{2F}	2101,71	cm ³	16
Matalapainesylinterin haitallinen tila	$V_{h, M.P}$	252,21	cm ³	24
Matalapainesylinterin paisuntatilavuus	V_{2a}	2353,92	cm ³	25
Täytöksen todellinen tilavuus	V_{1a}	235,39	cm ³	26
Korkeapainesylinterin iskutilavuus	$V_{F, K.P}$	259,47	cm ³	16
Korkeapainesylinterin haitallinen tila	$V_{h, K.P}$	31,14	cm ³	24
Korkeapainesylinterin paisuntatilavuus	$V_{a, K.P}$	290,61	cm ³	25
Välipainesylinterin iskutilavuus	$V_{F, V.P}$	738,47	cm ³	16
Välipainesylinterin haitallinen tila	$V_{h, V.P}$	88,62	cm ³	24
Välipainesylinterin paisuntatilavuus	$V_{a, V.P}$	827,08	cm ³	25
Koneen iskutilavuus	ΣV_f	3 099,65	cm ³	26

5.3 Höyrynkulutus

Moottorin höyrynkulutukseen liittyvät arvot laskettiin kuten edellä yksisylinterissä koneessa kaavoilla 27–32. Tärkeimpänä tuloksena, että höyryn massavirta noin 0,03344 kg/s.

TAULUKKO 19. Trippelikoneen höyrynkulutuksen laskennan tulokset, höyryn arvot eri pisteissä noudettu lähteestä 16.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
Täytöksen todellinen tilavuus	V_{1a}	0,000235	m^3	27
Höyryn tilavuusvirta	q_v	0,004708	m^3/s	
Kylläisen höyryn tiheys	ρ	7,10283	kg/m^3	
Höyryn massavirta	q_m	0,03344	kg/s	28
Kylläisen höyryn entalpia	$h_{g(14)}$	2789,45	kJ/kg	
Kylläisen veden entalpia	$h_{f(14)}$	830,318	kJ/kg	
Energiaa sisään	\dot{h}_{in}	93,28	kW	29
Energiaa ulos	\dot{h}_{out}	82,17	kW	30
Entalpiaa jäljellä kun virrannut läpi	$h_{2(1,8)}$	2457,17	kJ/kg	31
Kylläisen höyryn entalpia	$h_{g(1,8)}$	2701,73	kJ/kg	
Kylläisen veden entalpia	$h_{f(1,8)}$	490,812	kJ/kg	
Poistuvan kostean höyryn höyrypitoisuus	x	0,88939		32
Kylläisen tuorehöyryn lämpötila	$T_{(14)}$	195,079	$^{\circ}C$	
K.P resiiverin paine	$p_{r, K.P}$	6,641	bar	
K.P resiiverin höyryn lämpötila	$T_{r, K.P}$	162,87	$^{\circ}C$	
V.P resiiverin paine	$p_{r, V.P}$	3,5		
V.P resiiverin höyryn lämpötila	$T_{r, V.P}$	138,891	$^{\circ}C$	
Kylläisen höyryn lämpötila paineessa 1,8 bar abs	$T_{(1,8)}$	116,941	$^{\circ}C$	
Korkeapainesylinterin lämpötila-alue	$T_{range, K.P}$	32,209	$^{\circ}C$	
Välipainesylinterin lämpötila-alue	$T_{range, V.P}$	23,979	$^{\circ}C$	
Matalapainesylinterin lämpötila-alue	$T_{range, M.P}$	21,95	$^{\circ}C$	

5.4 Liikuntakoneiston tilavaateen toteutumisen tarkastus

Koneen muiden mittojen määrittämisen jälkeen tarkastettiin, että kone mahtuu sen tila-allokaatioon. Liikuntakoneiston mitat määriteltiin kaavojen 17–23 mukaisesti taulukkoon 20. Tulosten mukaan vapaata tilaa jää, joten kone sopii mitoilletaan tila-allokaatioonsa.

TAULUKKO 20. Trippelikoneen liikuntakoneiston mitat.

Kuvaus	Tunnus	Arvo	Yksikkö	Kaava
Männän varren pituus	Y	182	mm	17
Poksille jäävä tila	Y ₊	42	mm	18
Kammen säde	x	70	mm	19
Kiertokangen pituus	L	245	mm	20
Ristipäälle jäävä tila	L-S	105	mm	
Männän paksuus	H _p	63,60	mm	21
Vertikaalinen tilavaade	H	560,60	mm	22
Layout kuvassa allokoitu tila moottorille	H _a	630	mm	
Tilaa jäljellä	H _b	69,40	mm	23
Tilaa jäljellä	H _b	11,02	%	

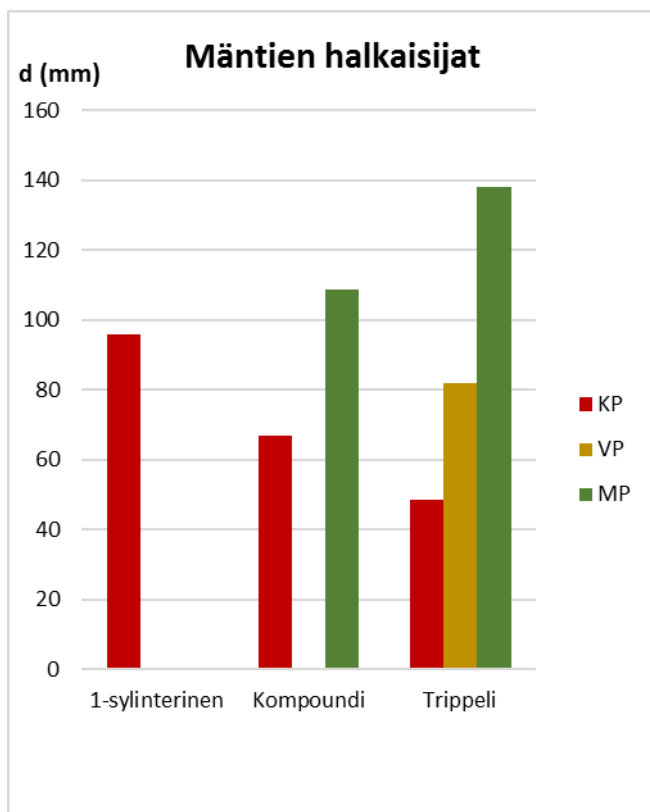
6 JOHTOPÄÄTÖKSET

Mitoitettujen konevaihtoehtoja vertailtiin niiden taloudellisuuteen vaikuttavien ominaisuuksien perusteella käyttäen apuna lähdemateriaalista opittua, laskettuja koneiden mitoitusarvoja ja niiden perusteella muodostettuja kaavioita. Seuraavassa on vertailtu

- mäntien halkaisijoita
- suurimpia mäntiin vaikuttavia rasitusvoimia
- sylinterien lämpötila-alueita
- vaadittuja höyryn massavirtoja
- sylinterien tehoja

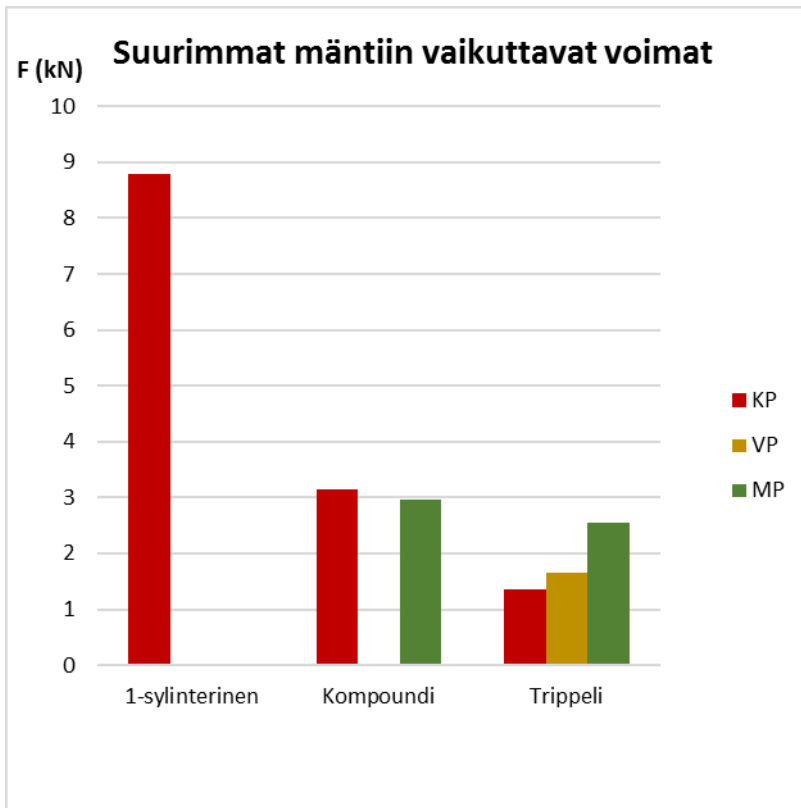
6.1 Konetyyppien vertailu

Eri konevaihtoehtojen mäntien halkaisijoita (d) vertailtaessa voitiin kuvasta 23 päätellä, että kaikissa konevaihtoehtoissa kannattaa harkita matalapainesylinterin jakamista tandemiin, jolloin matalapainemännän halkaisijaa saadaan pienemmäksi. Tästä on mahdollisesti etua varsinkin compoundi- ja trippelikooneissa. Tosin, männän jako tandemiin saattaa vaikuttaa rakennuskustannuksiin negatiivisesti siten, että se ei kannatakaan: M.P tandemien rakentamiseen tarvitaan enemmän pokseja ja mahdollisesti venttiilikalustoa.



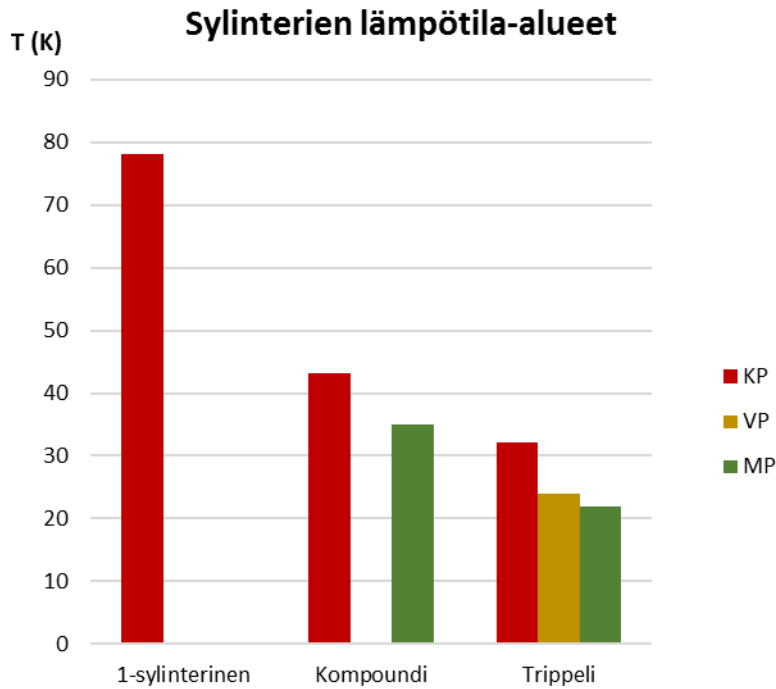
KUVA 23. Mäntien halkaisijoiden vertailu

Vertailemalla mäntien suurimpia voimia kuvasta 24 (F_{\max}) huomataan, että jakamalla koneen työ useammalle männälle vähennetään huomattavasti komponentteihin vaikuttavia rasitusvoimia. Tähän vaikuttavat eniten eri konetyyppien välillä vastapaineen ja mäntien pinta-alan muuttuminen.



KUVA 24. Mäntiin vaikuttavien rasitusvoimien vertailu

Kuvasta 25 voidaan todeta, että voimien lisäksi myös sylinterien lämpötila-alueet (T_{range}) jakautuvat yhdistetyissä koneissa tasaisemmin, jolloin myös lauhtumishäviöt ovat huomattavasti pienemmät. Tämä perustuu siihen, että sylinteri lopulta omaksuu jonkin lämpötilan tulevan ja lähtevän höyryn lämpötilojen välistä ja pienentämällä tätä ääripäiden eroa pienennetään vuorostaan sitä eroa, joka sylinterin asettumislämpötilalla on suhteessa sylinteriin tulevaan höyryyn.

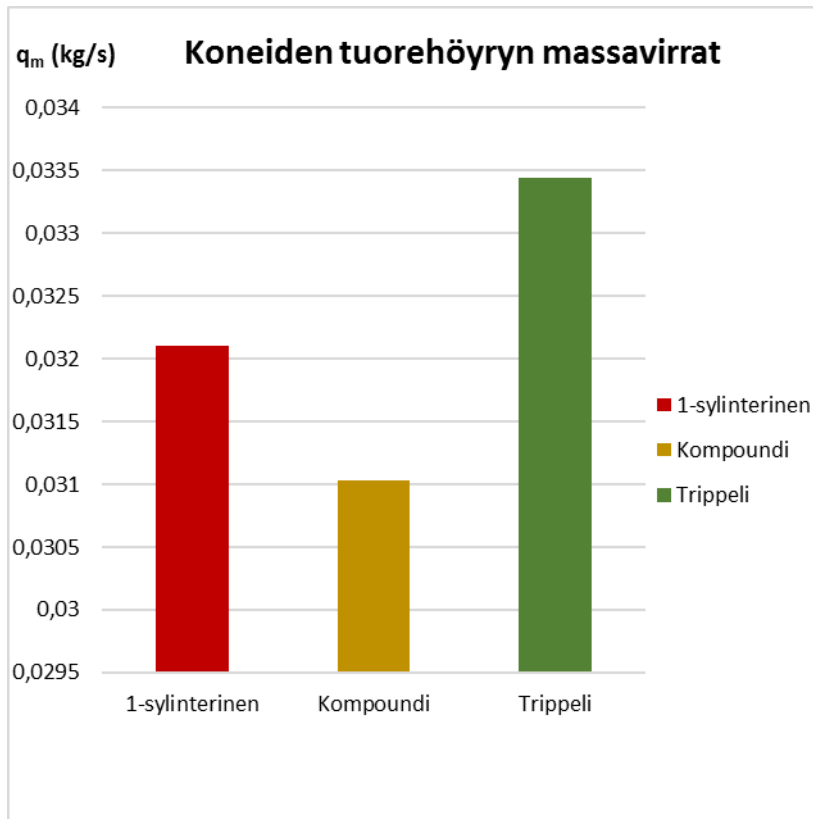


KUVA 25. Sylintereiden lämpötila-alueiden vertailu

Yhdistettyjen koneiden paremmat hyötysuhteet ja suuremmat paisunnat huomataan kuvasta 26 höyryn massavirtojen pienentymisenä (q_m). Tässä vertailussa trippelikone kuitenkin häviää kompoundille, sillä trippelikoneessa täytyi kompensoida suurempia resiiverihäviöitä (taulukko 21). Resiiverihäviöiden kompensointi kasvatti koneen mäntien kokoa ja sitä myöten koneen tarvitseman höyryn määrää. Myös haitallisen tilan määrä on suurempi trippelikoneessa kuin kompoundikoneessa.

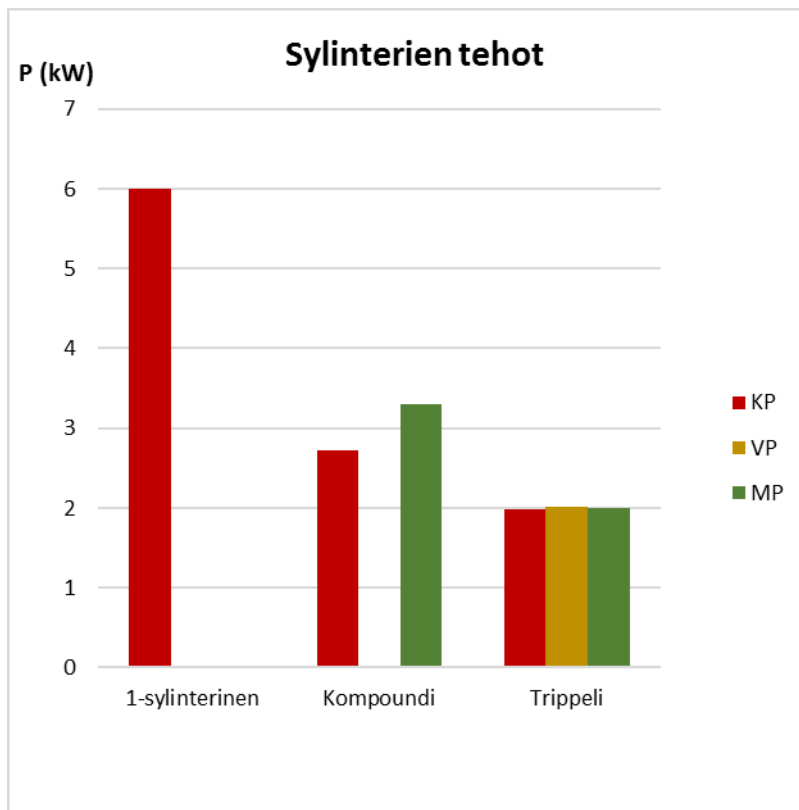
TAULUKKO 21. Arviot resiiverihäviöistä konetyypeittäin

Resiiverihäviöt:	Arvo	Yksikkö
Yksisylinterissä koneessa	0	W
Kompoundikoneessa	1,63	W
Trippelikoneessa	40,9	W



KUVA 26. Tuorehöyryn massavirtojen vertailu, huomaa asteikko

Lopuksi, tehoja vertailemalla kuvasta 27 voidaan todeta, että tehot (P) on mitoituksessa onnistuttu jakamaan tasaisesti eri sylintereiden kesken. Summaamalla eri sylinterien tehopalkkien pinta-alat keskenään voidaan myös graafisesti todeta, että eri konevaihtoehdot tuottavat saman verran tehoa.



KUVA 27. Sylinterien tehojen vertailu

6.2 Suositeltava konetyyppi

Näiden perusteella suositellaan rakennettavaksi kompoundi tai trippelikone, joissa on harkittava matalapainesylinterin jakoa tandemiin. Vaikka trippelikoneen mitoituksellinen höyryntarve on suurempi kuin kompoundin, voidaan trippelikoneessa käyttää ja kokeilla sellaisia ajomalleja joihin kompoundi ei kykene. Tandemin tarvetta arvioitaessa on kiinnitettävä huomiota siihen, saavutetaanko sillä riittävää hyötyä koneen huoltovälien, rakennus- sekä operointikustannusten suhteen. Lisäksi on vielä tarkasteltava, että tandemilla varustettu kone mahtuu sille laitoksesta varattuun tilaan.

6.3 Koneen toteuttamisessa huomioitavat asiat

Koneen hyötysuhdetta voidaan parantaa kattilan avulla joko tulistamalla koneelle johdettava höyry siten, että se ei kondensoidu vedeksi koneessa tai välitulistamalla höyryä. Välitulistuksessa voidaan esimerkiksi johtaa höyry välipai-

nesylinteriltä kattilaan erilliselle lämmönsiirtopinnalle, jossa sen annetaan lämmentä ennen matalapainesylinteriin johtamista. Välitulistuksen käytössä kuitenkin vastaan saattaa tulla laitteiston budjetti, sillä ylimääräinen höyryputkisto ja lämmönsiirtopinta lisää kustannuksia. Tulistamista rajoittaa molemmissa tapauksissa moottorin komponenttien kuumankesto: voitelu voi estyä kokonaan sylinterissä liikkuvilta osilta, jos höyry on liian kuivaa, ja voitelussa ei käytetä höyryyn sekoitettua öljyä, joka kestää tulistuksen lämpötilan.

Hyötysuhdetta voidaan kuitenkin helposti parantaa eristämällä kone ja varmistamalla käytönaikainen voitelu, säätö ja huolto. Lisäksi on äärimmäisen tärkeää huomata, että todellisen koneen käyttäytyminen eroaa nyt määritetystä koneesta, minkä takia joudutaan koneen sylinterien täytös- ja paisuntasuhteita säätämään koeajon avulla. Suurin säädön tarve aiheutuu siitä, että sylinterien todelliset hyötysuhteet ovat erilaiset kuin mitä nyt oletettiin, ja siitä, että paisuntojen määrittämisessä ei huomioitu männänvarren vaikutusta. Säätäminen on kuitenkin helpompaa kuin perinteisissä koneissa, koska höyryn virtauksen ohjaus tapahtuu modernein sähköohjatuin venttiilein, joiden ajoitus on helpommin säädettävissä.

Kustannusten lopullinen arviointi voidaan suorittaa tarkemmin vasta kun tiedetään tarkemmin muiden osajärjestelmien ja osakomponenttien kustannukset. Esimerkiksi täytyy löytää käyttöpaineisiin ja väliaineisiin soveltuvat mahdollisimman edulliset sähköohjatut höyryventtiilit, jotka lisäksi kestävät moottorin 600 rpm kierrosnopeuden aiheuttamaa venttiilin nopeatahtista ja lyhytkestoista räpsettä. Rämpse aiheutuu siitä, kun venttiilien täytyy avautua ja sulkeutua monta kertaa sekunnissa.

Aiheellista on myös tutkia tarkemmin höyrykoneen modernisoinnin muita vaikutuksia (sähköohjatut venttiilit, modernit laakerit ja voitelujärjestelmät), sillä nämä mitoitukset perustuvat osittain jopa yli sata vuotta vanhoihin esimerkkeihin ja taulukkoarvoihin.

7 YHTEENVETO

Tavoitteena oli mitoitaa mäntähöyrykone termodynaamisesti, ja opinnäyte-työssä päädyttiin perehtymään ja hyödyntämään yksinkertaista mäntähöyrykoneen mitoitustapaa. Työn suorittajalta vaadittiin aluksi perehtymistä ennalta tuntemattomiin mäntähöyrymoottoreihin, koska valitettavasti nykyajan koulutuksessa opetettaessa höyryvoimaa on opetuksen paino höyryturbiinin käsittelyssä ja perinteinen höyrykone yleensä vain mainitaan puhuttaessa höyryvoiman historiasta. Osittain tämän kehityksen suunnan takia modernista kirjallisuudesta oli vaikea löytää aineistoa höyrykoneen mitoitamisesta. Tässä työssä ei hyödynnetty henkilöhaastatteluja tai muuta perimätietoa vaan ainoastaan kirjastoista sekä internetistä saatavilla olevia luotettavaksi arvioituja lähteitä. Valitettavan paljon (käytännön) tietoutta mäntähöyrykoneista on poistunut maailmasta edellisten sukupolvien kuoltua.

Vaikka mäntähöyrykoneen hyötysuhde onkin mikroturbiinia huonompi, se soveltuu paremmin tällaiseen off-grid-kohteeseen: mäntäkone kestää epäpuhtaamman kattilaveden käyttöä, ja se on turbiiniin verrattuna huoltokustannuksiltaan sekä investoinniltaan huomattavasti halvempi.

Käytetyn lähdeaineiston perusteella mitoitettiin tilaajaa kiinnostaneet höyrykoneen mitat, muun muassa iskunpituudet, mäntien halkaisijat sekä höyryn tarve, ja näiden perusteella vertailtiin eri konetyyppien soveltuvuutta käyttötarkoitukseen. Työssä päädyttiin suositteluun tilaajalle yhdistettyä konetta, jossa mahdollisesti matalapainesylinteri on jaettu tandemiin.

Rakennettavan höyrykoneen tarkempi mitoitus vaatii voimansiirron häviöiden sekä muiden komponenttien ja osakokonaisuuksien vaikutuksen tarkempaa arviointia. Tärkeimpiä arviointikohteita ovat höyryventtiilien toteutus ja kattilan sekä lauhduttimen vaikutus höyrykoneen toimintaan.

LÄHTEET

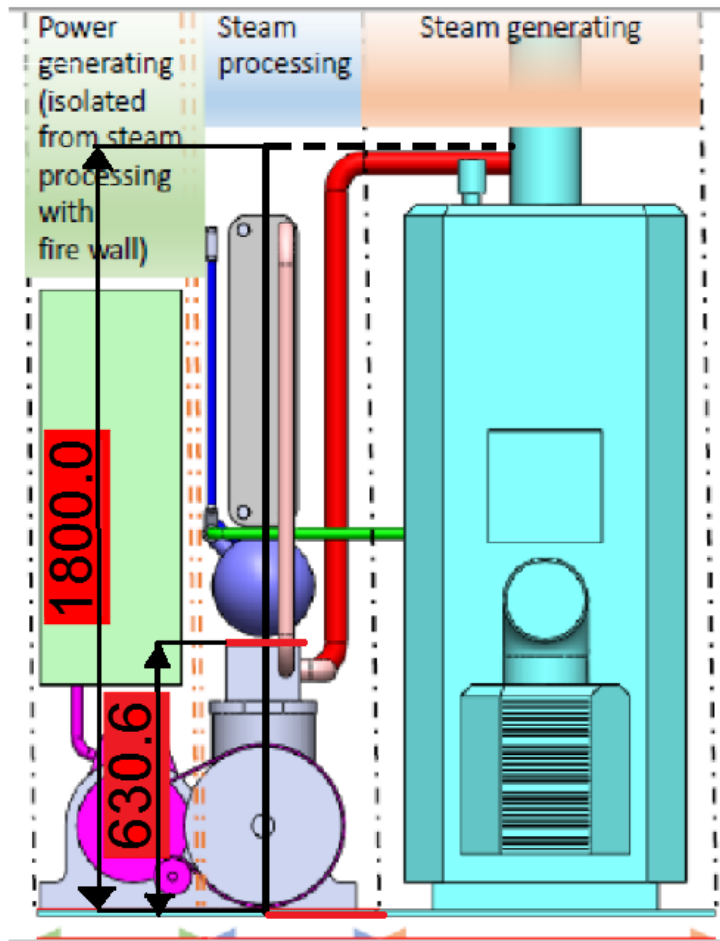
1. Ylimartimo, Susanna 2016. Omakotitalokohtaisen mikro-CHP-laitoksen höyrykattila: Suunnittelu ja mitoitus. Opinnäytetyö. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, energiatekniikan koulutusohjelma.
2. KTMp 938/1999. Kauppa- ja teollisuusministeriön päätös painelaitteista. Saatavissa: <http://www.finlex.fi/fi/laki/alkup/1999/19990938>. Hakupäivä 23.2.2016.
3. Kitto, John B – Stultz, Steven C 2005. Steam, Its generation and use 41st edition. U.S.A, Barberton, Ohio: The Babcock & Wilcox Company:
4. Saraoja, Emil 1946. Höyrykoneoppi: Teknillisiä oppilaitoksia varten. Seitsemäs uusittu painos. Helsinki: Otava.
5. Forsman, W. V. – Saraoja, Emil 1922. Höyrykoneoppi: Lyhyesti käsitelty opetusta varten suomen teollisuuskouluissa. Neljäs, kokonaan uusittu painos. Helsinki: Otava.
6. McBirnie, Samuel Clark 1980. Marine steam engines and turbines. 4. painos. Lontoo: Butterworth & Co. (Publishers) Ltd.
7. UEB 3/4 Inch Brass Electric Solenoid Valve Water Air Fuels N/C 2W-200-20 ... (DC 12V). 2017. Verkkokauppa Amazon.com. Saatavissa: <https://www.amazon.com/UEB-Brass-Electric-Solenoid-2W-200-20/dp/B0156BWE4M>. Hakupäivä 28.4.2017.
8. Suositus T1/2010. Kaukolämmön sopimusehdot. 2010. Energia.fi. Saatavissa: http://energia.fi/files/869/SuositusT1_2010_KL-sopimusehdot.pdf. Hakupäivä 21.3.2017.
9. Walker, Sydney F. 1908. Steam boilers, engines, and turbines. New York: D. Van Nostrand Company
10. Engines. Reliable Steam Engine Co. Saatavissa: <http://www.reliablesteam.com/RSE/RSEEngines.html>. Hakupäivä 21.2.2016.

11. Moran, Michael J. – Shapiro, Howard N. – Boettner, Daisie D. – Bailey, Margaret B 2012. Principles of Engineering Thermodynamics, SI version, Seventh Edition. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
12. Technical atmosphere. 2017. Wikipedia. Saatavissa: https://en.wikipedia.org/wiki/Technical_atmosphere. Hakupäivä 20.2.2017.
13. Benjamin, Charles H. 1909. The steam engine: A concise treatise for students and engineers. Brattleboro, Vt: The Technical press
14. Frykholm, J. L – Blomberg, Anton 1894. Höyrykoneoppi. Helsinki: J. C. Frecknell & Son
15. Thurston, Robert H. 1891. Steam-engine. For engineers and technical schools; Advanced courses. Part I. Structure and theory. New York: John Wiley & Sons.
16. Spirax Sarco 2016. Höyryn ominaisuustaulukot, laskentaohjelma. Steam tables. Saatavissa: <http://www.spiraxsarco.com/Resources/Pages/steam-tables.aspx>. Hakupäivä 26.11.2016.

LÄHTÖTIETOMUISTIO

Työn tiedot	Tekijä ¹ Tuukka Kumpulainen	Tilaaaja ² Oulun yliopisto - Kerttu Saalasti instituutti Tulevaisuuden tuotantoteknologiat (FMT)	
	Tilaaajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot ³ Kari Mäntyjärvi		
	Työn nimi ⁴ Mikro CHP laitteiston mäntähöyrykoneen mitoitus		
	Työn kuvaus ⁵ Työssä mitoitetaan ja luonnostellaan mikro-CHP laitteiston osaksi tuleva höyrykone. Työn pääpaino on termodynaamisessa tarkastelussa. Höyrykoneen maksimikäyttöpaine on 16 bar ja tarvittava akseliteho n- 8-10 kW maksimikäyttöpaineella. Tyypillinen käyttöpaine on n. 12-14 bar, jolloin teho-odotus on n. 6 kW.		
	Työn tavoitteet ⁶ Työn tavoitteena on mitottaa ja luonnostella mikro-CHP laitteiston osaksi tuleva mäntähöyrykone työn kuvaus kohdassa mainitulla tavalla.		
	Tavoiteaikataulut ⁷ Työ kaikkine loppuviimeistelyineen, muotoiluineen ja vaiheineen valmiina viimeistään 30.4.2017.		
	Päiväys ja allekirjoitukset ⁸ 28/11/2016 Oulu Tekijän allekirjoitus Tuukka Kumpulainen		28/11/2016 OULU Tilaaajan allekirjoitus Kari Mäntyjärvi
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Tekijän nimi, puhelinnumero ja sähköpostiosoite. 2. Työn teettävän yrityksen virallinen nimi. 3. Sen henkilön nimi ja yhteystiedot, joka yrityksessä valvoo työn suoritusta. 4. Työn nimi voi olla tässä vaiheessa työnimi, jota myöhemmin tarkennetaan. 5. Työ kuvataan lyhyesti. Siinä esitetään muun muassa työn tausta, lähtötilanne ja työssä ratkaistavat ongelmat. 6. Esitetään lyhyesti ja selvästi työn tavoitteet. 7. Esitetään projektin tavoiteaikataulu. Silloin, kun työllä on välitavoitteita, myös ne merkitään aikatauluun. Tavoiteaikataulun ja oppilaitoksen yleisaikataulun perusteella tekijä laatii oman aikataulunsa. 8. LähtötietomuiSTIO päivätään ja sen allekirjoittavat tekijä ja tilaaajan yhdyshenkilö 		

Tästä liitteestä poistettu henkilötietoja identiteettirikosten vaikeuttamiseksi.



Alkuperäisen kuvan lähde: (1, s. 38)