

Heidi Laitinen

KESKIPAKOPUMPUN HYÖTYSUHTEEN JA VÄHIMMÄISHYÖTYSUHDEINDEKSIN LASKENNALLINEN TAUSTA

Kandidaatintyö
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Tarkastaja: Seppo Syrjälä
4/2021

TIIVISTELMÄ

Heidi Laitinen: Keskipakopumpun hyötysuhteen ja vähimmäishyötysuhdeindeksin laskennallinen tausta

Kandidaatintyö

Tampereen yliopisto

Tekniikan ja luonnontieteiden TkK-tutkinto-ohjelma, kone- ja tuotantotekniikka

Huhtikuu 2021

Työssä tarkasteltiin keskipakopumpun hyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä sekä vähimmäishyötysuhdeindeksiä MEI (Minimum Efficiency Index) ja Euroopan komission asetuksessa 547/2012 sille asetettuja rajoituksia. Lisäksi työssä arvioitiin sähkötehosta saavutettuja säästöjä, kun pumpun vähimmäishyötysuhdeindeksi on vaadittua korkeampi ja pyrittiin arvioimaan sitä, miksi Euroopan komissio on määrännyt vähimmäishyötysuhdeindeksin raja-arvoksi juuri 0,4.

Työ toteutettiin kirjallisuustutkimuksena ja siinä käytiin läpi keskipakopumpun toimintaperiaate sekä sen energiankulutukseen liittyvät taustatekijät ja laskukaavat. Keskipakopumpuista työssä tutkittiin pumpputyypeistä aksiaalisesti imevää omalla laakeroinnilla varustettua pumppua (ESOB), aksiaalisesti imevää suoraan kytkettyä pumppua (ESCC) ja aksiaalisesti imevää suoraan kytkettyä inline-pumppua (ESCCi). Työssä myös perehdyttiin vähimmäishyötysuhdeindeksin laskukaavaan, sen merkitykseen Euroopan komission lainsäädännössä sekä muihin tärkeimpiin energiatehokkuuden mittareihin. Näiden kaavojen perusteella tutkittiin, mitä vähimmäishyötysuhdeindeksin eri arvot kertovat pumpun hyötysuhteesta, energiankulutuksesta sekä sen toiminnasta osa- ja ylikuormalla. Työn yhteydessä luotiin MATLAB-koodi havainnollistamaan kuvaajien avulla työssä käsiteltyjen pumpputyypin hyötysuhteen vaihtelua riippuen ominaispyörimisnopeudesta ja tilavuusvirrasta. Koodi luo vertailukäyrästäön halutulle pumpputyypille halutulla vähimmäishyötysuhdeindeksin arvolla.

Vähimmäishyötysuhdeindeksin tarkastelun perusteella arvioitiin sen soveltuvuutta vesipumpujen ekologisuuden säätelyn mittariksi. Tarkastelussa huomattiin, että pumpun sähkönkulutus vaihtelee samalla vähimmäishyötysuhdeindeksin arvolla riippuen siitä, toimiiko se parhaan hyötysuhteen pisteessä, osakuormalla vai ylikuormalla. Vuositasolla myös pumppumallien keskimääräinen vuosittainen käyttöaika vaikuttaa sähkönkulutuksen vaihteluun samalla vähimmäishyötysuhdeindeksin arvolla. Tarkastelun tulosten sekä työssä käytetyn aineiston perusteella arvioitiin, että vähimmäishyötysuhdeindeksi luo hyvän pohjan tälle säätelylle, mutta kasvavaa energiantarvetta hillitsemään tarvitaan myös muita mittareita pumpun tehokkuudelle.

Avainsanat: Vähimmäishyötysuhdeindeksi, keskipakopumppu, pumpun hyötysuhde

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
2. LÄHTÖKOHDAT	3
2.1 Pumpun tehokkuus	3
2.2 Keskipakopumppu	4
2.3 Vähimmäishyötysuhdeindeksi MEI	6
2.3.1 Hyötysuhteen vähimmäiskriteerit	6
2.3.2 Vähimmäishyötysuhdeindeksin määritelmä	8
2.3.3 Euroopan komission vaatimukset	9
2.4 Energiatehokkuuden muut mittarit	11
3. VÄHIMMÄISHYÖTYSUHDEINDEKSIN MERKITYS	14
3.1 MEI-arvon vaihtelun vaikutus pumpun hyötysuhteeseen	14
3.2 MEI-arvon vaihtelun vaikutus pumpun kulutukseen	16
3.3 MEI-arvon vaihtelun vaikutus osakuormalla ja ylikuormalla	21
4. JOHTOPÄÄTÖKSET	24
LÄHTEET	25
LIITE A: VERTAILUKÄYRIEN PIIRTÄMISEEN KÄYTETTY MATLAB-KOODI	26

LYHENTEET JA MERKINNÄT

BEP	Best Efficiency Point, parhaan hyötysuhteen piste
EEl	Energy Efficiency Index, energiatehokkuusindeksi
ESCC	End Suction Close Coupled, aksiaalisesti imevä suoraan kytketty pumppu
ESCCi	End Suction Close Coupled inline, aksiaalisesti imevä suoraan kytketty inline-pumppu
ESOB	End Suction Own Bearings, aksiaalisesti imevä omalla laakeroinnilla varustettu pumppu
MEI	Minimum Efficiency Index, vähimmäishyötysuhdeindeksi
OL	Over Load, ylikuorma
PEI	Pump Energy Index, pumpun energiaindeksi
PER	Pump Energy Rating, pumpun energialuokitus
PL	Part Load, osakuorma
<i>C</i>	Vakio vähimmäishyötysuhdeindeksin määrittämissä
<i>g</i>	Putoamiskiihtyvyys
<i>H</i>	Nostokorkeus
<i>i_{st}</i>	Pumpun vaiheisuus
<i>n</i>	Nimellisa nopeus
<i>n_q</i>	Dimensioton ominaispyörimisa nopeus
<i>n_s</i>	Ominaispyörimisa nopeus
<i>P</i>	Teho
<i>p</i>	Paine
<i>Q</i>	Tilavuusvirta
<i>T</i>	Vääntömomentti
<i>t</i>	Aikaväli
<i>t %</i>	Kuorman operaatioajan osuus koko operaatioajasta
<i>V</i>	Nesteen nopeus
<i>z</i>	Nesteen korkeus
<i>η</i>	Hyötysuhde
<i>ρ</i>	Tiheys

Alaindeksit

<i>1</i>	Syötetty sähköteho
<i>avg</i>	Painotettu keskiarvo
<i>BEP</i>	Parhaan hyötysuhteen pisteessä
<i>CL</i>	Vakiokuorma
<i>disc friction</i>	Levykitka
<i>hyd</i>	Hydraulinen
<i>in</i>	Sisään tuleva
<i>loss</i>	Häviö
<i>left</i>	Tutkittavan arvon lähin pienempi taulukkoarvo
<i>mean</i>	Keskimääräinen
<i>min requ</i>	Vähimmäisvaatimus
<i>mot</i>	Moottori
<i>OL</i>	Standardin SFS-EN 16480:2016 mukainen ylikuorma
<i>out</i>	Poistuva
<i>PL</i>	Standardin SFS-EN 16480:2016 mukainen osakuorma
<i>pump</i>	Pumppu
<i>ref</i>	Referenssi-
<i>right</i>	Tutkittavan arvon lähin suurempi taulukkoarvo
<i>STD</i>	Standardienergialuokitus
<i>tot</i>	Kokonais-
<i>VL</i>	Vaihteleva kuorma

1. JOHDANTO

Euroopan komissio on antanut 25.6.2012 asetuksen N:o 547/2012, jossa määrätään, että vesipumppujen hyötysuhteen on oltava vuodesta 2015 alkaen parhaan hyötysuhteen pisteessä, osakuormalla ja ylikuormalla vähintään vähimmäishyötysuhdeindeksin (MEI) arvoa 0,4 vastaavalla tasolla. Vähimmäishyötysuhdeindeksi on Europump-järjestön esittelemä konsepti, jonka avulla voidaan vertailla pumpun tehokkuutta suhteessa muihin. Se ottaa huomioon pumpputyypin ja sen tehokkuuden väliset riippuvuudet ja toimii pumpun tehollisen laadun mittarina ilman pumpun yksilöllisten ominaisuuksien vaikutusta. (Stoffel 2015) Vähimmäishyötysuhdeindeksi on mittarina vesipumppujen ekologisuudelle. Alan yritysten on siis otettava tämä mittari huomioon suunnitteluvaiheessa, vähintään täyttääkseen komission asetuksen määräämät rajat, mutta myös kilpailuetuna muihin nähden. Ostajalle vähemmän sähköä kuluttava vaihtoehto on halvempi ratkaisu.

Kandidaatintyön tarkoituksena on perehtyä pumpun hyötysuhteen laskennalliseen taustaan sekä sen ja vähimmäishyötysuhdeindeksin väliseen riippuvuuteen. Lisäksi tarkastellaan, miten paljon keskipakopumpun hyötysuhde vaihtelee eri vähimmäishyötysuhdeindeksin arvoilla erilaisissa pumpuissa. Työn yhteydessä luodaan MATLAB-koodi, joka kykenee havainnollistamaan kuvaajien avulla kunkin pumpputyypin hyötysuhteen vaihtelua riippuen ominaispyörimisnopeudesta ja tilavuusvirrasta. Työssä myös arvioidaan, kuinka suuria säästöjä sähkötehosta saavutetaan valitsemalla pumppu, jonka vähimmäishyötysuhdeindeksi on vaadittua korkeampi. Lisäksi pyritään esittämään arvio siitä, miksi Euroopan komissio on määrännyt vähimmäishyötysuhdeindeksin raja-arvoksi juuri 0,4. Tämä toteutetaan tutkimalla vähimmäishyötysuhteen arvoja vähimmäishyötysuhdeindeksin funktiona.

Työ rajautuu keskipakopumpun hyötysuhteeseen vaikuttavien tekijöiden tarkasteluun sekä vähimmäishyötysuhdeindeksin tarkasteluun aksiaalisesti imevillä vesipumpuilla ESOB, ESCC ja ESCCi. Nämä kaikki ovat yksivaiheisia keskipakopumppuja, joiden ominaisuuksista seuraavat rajaukset esimerkiksi tilavuusvirran suhteen rajaavat myös tätä kandidaatintyötä. Pumpputyypin rajoituksia on esitelty tarkemmin alaluvussa 2.2. Kyseisessä luvussa esitellään myös pumpputyypin käyttötarkoitukset ja niiden keskimääräiset käyttötunnit vuodessa, jonka perusteella arvioidaan pumppujen vuosittaista sähkönkulutusta.

Työssä käytettävä tutkimusmenetelmä on kirjallisuustutkimus, jonka avulla selvitetään, miten pumpun hyötysuhde voidaan laskennallisesti määrittää ja mitkä olosuhteet siihen vaikuttavat. Aineisto on kerätty Euroopan komission asetuksista, standardista, Euroopan komissiolle tehdyistä raporteista sekä Andor-tietokannasta muun muassa hakusanoilla "Pump", "Centrifugal pump" ja "Minimum efficiency index" sekä näiden suomenkielisillä vastineilla.

Kandidaatintyön luku 2 käy läpi työn lähtökohdat eli pumpun hyötysuhteeseen liittyvät parametrit, työssä tutkittavien pumpputyypin ominaisuudet ja energiatehokkuuden mittareita keskittyen erityisesti vähimmäishyötysuhdeindeksiin. Luku 3 puolestaan sisältää arvion ja perustelut siitä, miten vähimmäishyötysuhdeindeksin vaihtelu vaikuttaa pumpun suorituskykyyn eri näkökulmista. Johtopäätökset ja arvio siitä, mitä vähimmäishyötysuhdeindeksin arvosta voi päätellä ja miksi tällä hetkellä sen minimiarvo on 0,4, käydään läpi luvussa 4.

2. LÄHTÖKOHDAT

Pumppu on yleinen termi virtauskoneelle, joka lisää energiaa virtaukseen. Siihen on syötettävä energiaa, jonka pumppu siirtää virtaukseen yleensä pyörivän akselin avulla. Tämä energian kasvu näyttäytyy tavallisesti virtauksen paineen nousuna.

2.1 Pumpun tehokkuus

Pumpun tehokkuutta mittaavat eri parametrit, joiden laskemiseen massavirta \dot{m} on tarpeellinen suure. Mikäli virtaus on kokoonpuristumaton, tilavuusvirta Q on massavirtaa yleisemmin käytetty parametri. Tilavuusvirta määritetään jakamalla massavirta nesteen tiheydellä, joka on kokoonpuristumattoman virtauksen tapauksessa vakio. (Cengel & Cimbala 2006, s. 790)

Pumpun tehokkuutta kuvaa sen nostokorkeus H , joka voidaan määrittää muokkaamalla putkivirtauksen energiayhtälö muotoon

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{out} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{in}, \quad (1)$$

jossa g on putoamiskiihtyvyys, p paine, ρ nesteen tiheys, V sen nopeus ja z korkeus. Nostokorkeus esittää metreinä muutokset virtauksessa alku- ja loppupisteiden välillä. Se merkitään usein ekvivalenttina vesipatsaan korkeutena, myös niissä tapauksissa, joissa pumpattava neste ei ole vettä. (Cengel & Cimbala 2006, s. 790)

Nostokorkeuden ja tilavuusvirran avulla pystytään määrittämään pumpun hydraulinen teho P_{hyd} käyttämällä yhtälöä

$$P_{hyd} = \rho g Q H. \quad (2)$$

Pumpussa tapahtuu häviöitä, joten se ei pysty muuntamaan kaikkea sille syötettyä tehoa hydrauliseksi tehoksi. Tästä syystä pumpun ottaman tehon tulee olla suurempi kuin tarvittavan hydraulisen tehon. (Cengel & Cimbala 2006, s. 791) Pumpun hyötysuhde η_{tot} onkin näiden kahden suhde ja määritellään yhtälöllä

$$\eta_{tot} = \frac{P_{hyd}}{P_1}, \quad (3)$$

jossa P_1 on pumpulle syötettävä sähköteho (Stoffel 2015, s. 12). Yhdistämällä yhtälöt (2) ja (3) voidaan ratkaista pumpulle syötettävä sähköteho yhtälöstä

$$P_1 = \frac{\rho g Q H}{\eta_{tot}}. \quad (4)$$

Pumpun hydraulinen teho vaihtelee nostokorkeuden ja tilavuusvirran mukaan. Tilavuusvirta on suurimmillaan nostokorkeuden ollessa nolla ja nostokorkeus suurimmillaan sulukorkeudella tilavuusvirran ollessa nolla, mutta molemmissa tapauksissa myös pumpun teho on nolla. Näiden ääripäiden välistä löytyy parhaan hyötysuhteen piste (*Best efficiency point, BEP*) eli nostokorkeuden ja tilavuusvirran arvot H_{BEP} ja Q_{BEP} , joilla pumpun hyötysuhde on suurin mahdollinen. (Cengel & Cimbala 2006, s. 791)

Pumppua voidaan kuvata sen moottorin pyörimisnopeuden n ja parhaan hyötysuhteen pisteen nostokorkeuden ja tilavuusvirran kautta. Nämä arvot yhdistyvät ominaispyörimisnopeudessa n_s , joka määritetään yhtälöllä

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{\left(\frac{H_{BEP}}{i_{st}}\right)^{0,75}}, \quad (5)$$

jossa käytetyt yksiköt vaihtelevat lähteen mukaan. Yhtälössä (5) muuttuja i_{st} kuvaa pumpun vaiheisuutta, joka tässä työssä tutkittavilla pumpuilla on yksi. (Stoffel 2015, s. 52) Yhtälöstä voidaan johtaa putoamiskiihtyvyyden $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ avulla dimensioton muoto

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{\left(\frac{g H_{BEP}}{i_{st}}\right)^{0,75}}, \quad (6)$$

jonka laskemisessa käytetään SI-järjestelmän mukaisia yksiköitä (Meronen 2018, s. 3). Euroopan komission asetuksessa 547/2012 ja standardissa SFS-EN 16480:2016 ominaispyörimisnopeuden yksiköksi on kuitenkin ilmoitettu 1/min, joten se on myös tässä työssä laskennassa käytetty yksikkö. Yhtälöstä (5) voidaan ratkaista pumpun nostokorkeus esittämällä se muodossa

$$H_{BEP} = i_{st} Q_{BEP}^{2/3} \left(\frac{n}{n_s}\right)^{4/3}, \quad (7)$$

jossa tilavuusvirta parhaan hyötysuhteen pisteessä sijoitetaan yksikössä m^3/s .

2.2 Keskipakopumppu

Yli 80 % kaikista teollisuudessa käytetyistä pumpuista on päästä imeviä yksijakoisia keskipakopumppuja (Mackay 2004, s. 1). Keskipakopumput ovat dynaamisia virtauskoneita, eli niissä virtaus on avointa (Cengel & Cimbala 2006, s. 790). Energiansiirto perustuu

siis täysin hydrodynaamisiin prosesseihin, joissa paineen ja energian vaihtelut ovat riippuvaisia roottorin pyörimisnopeuden neliöstä (Gulich 2010, s. 39).

Keskipakopumppu liikuttaa pumpattavaa nestettä yhden tai useamman juoksupyörän avulla kierremäisessä kotelossa. Neste virtaa keskipakopumpun imusuuttimen läpi moottoriin kytketyn juoksupyörän siipiin, liikkuu siivissä eteenpäin juoksupyörän pyörimisen aiheuttaman keskipakovoiman takia ja purkautuu juoksupyörän ulkoreunalla suuremmalla nopeudella. Kierremäisen kotelon ansiosta virtauksen liike-energia muuntuu paine-energiaksi ennen poistumistaan pumpusta. (Mackay 2004, s. 1)

Kuten alaluvussa 2.1 mainittiin, pumpuissa tapahtuu häviöitä, joiden vuoksi kaikkea pumppuun syötettyä tehoa ei saada hyödynnettyä. Nämä häviöt voidaan jakaa mekaanisiin häviöihin, jotka aiheutuvat esimerkiksi laakereista, tiivisteistä tai sähkömoottorista, sekä hydraulisiin häviöihin, joihin luetaan kaikki tilavuusvirran funktiona muuttuvat häviöt. Hydrauliset häviöt ovat näistä kahdesta yleensä merkittävämpiä. (Meronen 2018, s. 2, 7)

Hydrauliset häviöt voidaan jakaa volumetrisiin häviöihin sekä läpivirtaus- ja levykitkahäviöihin (Meronen 2018, s. 4). Volumetriset häviöt ovat seurausta pumpun juoksupyörän imusuuttimen tiivisteiden väliin vuotavista pienistä sisäisistä tilavuusvirroista $\sum Q_{loss}$. Niiden suuruus riippuu paineen noususta juoksupyörässä ja kuristusvastuksesta pumpun sisäisissä tiivisteissä. Läpivirtaushäviöt $\sum H_{loss,pump}$ aiheutuvat poikkeamista virtaussuunnassa ja -nopeudessa juoksupyörän sisä- ja ulkoreunalla sekä kitkahäviöistä juoksupyörässä. Levykitkahäviöt juontuvat pyörivien osien, pääasiassa juoksupyörän, ulkoisille pinnoille nesteen viskositeetin aiheuttamasta kitkasta ja sen luomasta vääntömomentista $T_{disc\ friction}$. (Stoffel 2015, s. 48–50)

Työssä tutkitaan keskipakopumpuista vesipumpputyyppejä *ESOB*, *ESCC* ja *ESCCi*. Nämä kaikki ovat akselitiivistettyjä yksivaiheisia aksiaalisesti imeviä keskipakopumpuja, jotka siirtävät vettä. Ne on suunniteltu korkeintaan 16 baarin paineelle ja akseliteholle 150 kW, ominaispyörimisnopeudelle 6–80 1/min ja minimissään 6 m³/h nimellistuotolle. Aksiaalisesti imevien vesipumppujen suurin nostokorkeus on 90 m nimellisko-
nopeudella 1 450 rpm ja 140 m nimellisko-
nopeudella 2 900 rpm. Aksiaalisesti imevistä vesipumpuista *ESOB* on omalla laakeroinnilla varustettu pumppu (eng. *End Suction Own Bearings*), *ESCC* on suoraan kytketty pumppu, jonka moottorin akseli toimii myös pumpun akselina (eng. *End Suction Close Coupled*), ja *ESCCi* suoraan kytketty pumppu, jonka imuaukko ja poistoaukko ovat samalla akselilla (eng. *End Suction Close Coupled inline*). (Euroopan komission asetus 547/2012 2012)

Näitä vesipumpputyyppejä käytetään moniin tarkoituksiin, mutta yleisimmin vedenjake- luun ja paineen nostamiseen korkeissa rakennuksissa sekä jäähdytysveden pumppaa- miseen ja yleiseen käyttöön teollisuustarkoituksessa. Pumpputyypit ESCC ja ESOB ovat toiminnallisuudeltaan samankaltaisia ja eroavat vain tuennassaan. Pienemmät pumput suunnitellaan rakenteeltaan tiiviimmiksi, jolloin suoraan kytketty ESCC säästää tilaa. Mikäli pumppu on suurempi ja sillä on erillinen moottori, omalla laakeroinnilla va- rustettu ESOB soveltuu käyttöön paremmin. Pumpputyypeillä ESCC ja ESCCi ei ole omaa laakerointia, joten niissä ei ole laakereista johtuvia mekaanisia häviöitä (Stoffel 2015, s. 47). ESCCi-tyyppin pumput ovat käytössä pääasiassa kiertovesipumppujärjes- telmissä näihin hyvin soveltuvan muotoilunsa vuoksi. Ne ovat muutoin hyvin samankal- taisia kuin ESCC-tyyppin pumput, mutta niiden imupuolen 90 asteen mutka aiheuttaa yli- määräisiä häviöitä. Kaikkien kolmen pumpputyypin keskimääräinen käyttöikä on 11 vuotta, ja vuosittainen käyttö ESOB- ja ESCC-pumpuilla on 2 250 tuntia ja ESCCi-pum- pulla 4 000 tuntia. (Falkner 2008, s. 26,55)

2.3 Vähimmäishyötysuhdeindeksi MEI

Vähimmäishyötysuhdeindeksi (eng. *Minimum Efficiency Index, MEI*) on alkujaan Darm- stadtin teknillisen yliopiston Europump-järjestölle kehittämä konsepti ja se toimii indikaat- torina pumppujen teholliselle laadulle. Indeksillä ottaa huomioon ja kompensoi pumpun tyyppin ja sen tehokkuuden väliset riippuvuudet, joten se pystyy arvioimaan pumpun te- hollista laatua ilman pumpun yksilöllisten ominaisuuksien vaikutusta. Toimintapiste pum- pulla todellisuudessa ei ole tarkasti parhaan hyötysuhteen pisteessä, joten pumpun va- linnassa on tärkeää saada tietoa pumpun toiminnasta myös kohtuullisilla osakuormilla ja ylikuormilla. Tämä on otettu huomioon vähimmäishyötysuhdeindeksissä. (Stoffel 2015, s. 85–86)

2.3.1 Hyötysuhteen vähimmäiskriteerit

Yleensä pumput on jaoteltu eri pumpputyyppeihin riippuen niiden tilavuusvirrasta ja nos- tokorkeudesta. Tietty pumpputyyppi on kelvollinen tietylle vähimmäishyötysuhdeindek- sin arvolle, jos sen keskimääräinen hyötysuhde täyttää ehdot

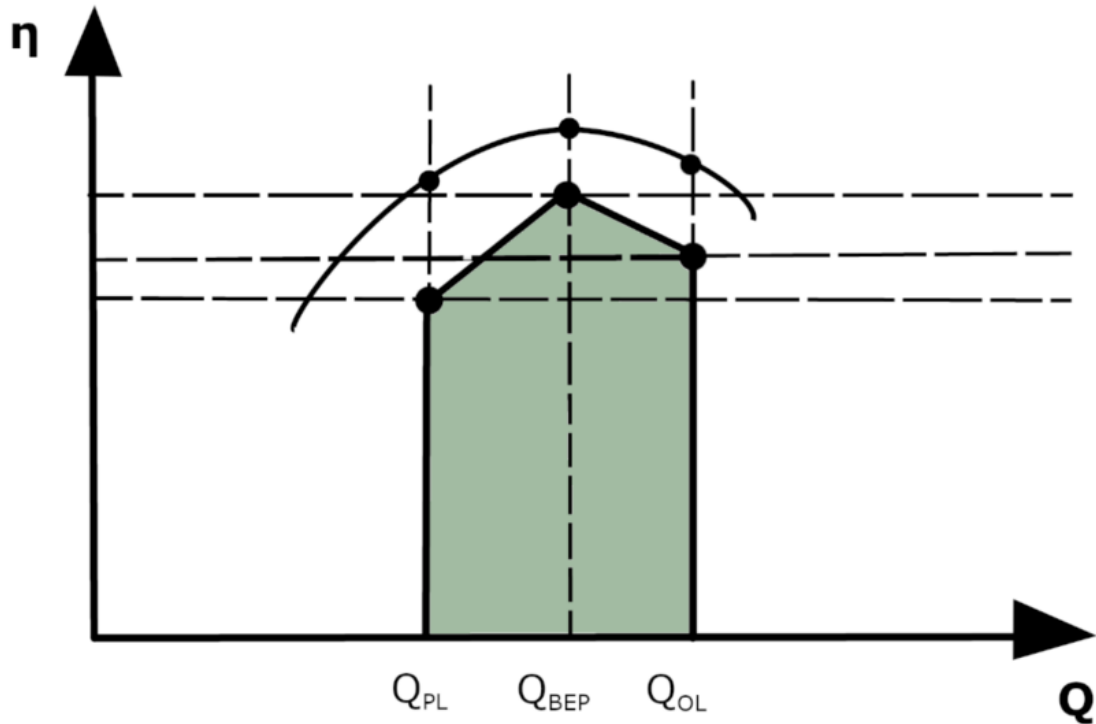
$$\eta_{BEP,mean} \geq \eta_{BEP,min\ requ} \quad (8)$$

$$\eta_{PL,mean} \geq \eta_{PL,min\ requ} \quad (9)$$

ja

$$\eta_{OL,mean} \geq \eta_{OL,min\ requ} \quad (10)$$

Parhaan hyötysuhteen pisteen, osakuorman (eng. *part-load, PL*) ja ylikuorman (eng. *overload, OL*) keskimääräisten hyötysuhteiden on siis oltava suurempia kuin niiden vähimmäisvaatimusten mukaiset hyötysuhteet. Kuten kuvassa 1 on esitetty, keskimääräisen hyötysuhteen käyrä ei saa alittaa vähimmäisvaatimuksia tai niiden välille linearisoi-
tuja arvoja. Tilavuusvirrat osakuormalla ja ylikuormalla ovat riippuvaisia parhaan hyötysuhteen pisteen tilavuusvirrasta siten, että $Q_{PL} = 0,75 Q_{BEP}$ ja $Q_{OL} = 1,1 Q_{BEP}$. (SFS-EN 16480:2016 2016, s. 14)



Kuva 1. Keskimääräisen hyötysuhteen käyrä ja vähimmäisvaatimusten "house of efficiency" mukainen standardi SFS-EN 16480:2016.

Vähimmäishyötysuhde parhaan hyötysuhteen pisteessä voidaan laskea yhtälöstä

$$\eta_{BEP, \min requ} = -11,48 \cdot (\ln(n_s))^2 - 0,85 \cdot (\ln(Q_{BEP}))^2 - 0,38 \cdot \ln(n_s) \cdot \ln(Q_{BEP}) + 88,59 \cdot \ln(n_s) + 13,46 \cdot \ln(Q_{BEP}) - C, \quad (11)$$

jossa ominaispyörimisnopeuden yksikkö on 1/min ja tilavuusvirran yksikkö m^3/h . Hyötysuhde on yksikössä %, kuten myös vakio C , jonka arvo saadaan halutusta vähimmäishyötysuhdeindeksistä ja joka riippuu pumpun tyypistä ja pyörimisnopeudesta. Osakuormalle ja ylikuormalle voidaan kaikilla pumpputyypeillä approksimoida hyötysuhteiden arvot

$$\eta_{PL,min\,requ} = 0,947 \cdot \eta_{BEP,min\,requ} \quad (12)$$

ja

$$\eta_{OL,min\,requ} = 0,985 \cdot \eta_{BEP,min\,requ} \quad (13)$$

Yhtälön matemaattinen pätevyys rajoittuu ominaispyörimisnopeuden arvoilla välille $6 \leq n_s \leq 120$ 1/min ja välille $2 \leq Q_{BEP} \leq 1\,000$ m³/h tilavuusvirran arvoilla. Vähimmäishyötysuhde voi käytännössä saada maksimissaan arvon 88 %, sillä pumppuja tuotettaessa tätä arvoa ei voida ylittää ilman huomattavan suuria kuluja ja vaivannäköä. (Stoffel 2015, s. 87–88)

2.3.2 Vähimmäishyötysuhdeindeksin määritelmä

Vähimmäishyötysuhdeindeksi on määritelty siten, että kerrottuna sadalla se vastaa suunnilleen prosenttiosuutta pumpputyypeistä, joiden hyötysuhteet eivät vuonna 2007 täyttäneet luvussa 2.3.1 esiteltyjä vähimmäisvaatimuksia. Vähimmäishyötysuhdeindeksin ylärajana on käytännössä 0,7, sillä sen ylittäminen on hankalaa massatuotetuille pumppuille. (Stoffel 2015, s. 88) Luvussa esitellyssä vähimmäishyötysuhteen kaavassa (11) esiintyy vakio C, jonka arvoja eri pyörimisnopeuksilla ja työssä tutkittavilla pumpputyypeillä on esitelty taulukossa 1.

Taulukko 1: Vakion C arvoja vähimmäishyötysuhdeindeksin eri arvoilla (SFS-EN 16480:2016 2016)

Vähimmäishyötysuhdeindeksi MEI

C	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
ESOB 1450	132,58	130,68	129,35	128,07	126,97	126,10	124,85
ESOB 2900	135,60	133,43	131,61	130,27	129,18	128,12	127,06
ESCC 1450	132,74	131,20	129,77	128,46	127,38	126,57	125,46
ESCC 2900	135,93	133,82	132,23	130,77	129,86	128,80	127,75
ESCCi 1450	136,67	134,60	133,44	132,30	131,00	130,32	128,98
ESCCi 2900	139,45	136,53	134,91	133,69	132,65	131,34	129,83

Pumpun valmistajan on määritettävä keskimääräiset arvot ominaispyörimisnopeudelle, tilavuusvirralle ja hyötysuhteelle parhaan hyötysuhteen pisteessä sekä osakuormalla ja ylikuormalla (Stoffel 2015, s. 91). Näistä tuloksista voidaan määrittää kyseisen pumpun vakion C arvo parhaan hyötysuhteen pisteessä C_{BEP} , osakuormalla C_{PL} ja ylikuormalla C_{OL} . Tämä tapahtuu käyttämällä apusuuretta F_η , joka saadaan yhtälöstä

$$F_\eta = -11,48 \cdot (\ln(n_{s,mean}))^2 - 0,85 \cdot (\ln(Q_{BEP,mean}))^2 - 0,38 \cdot \ln(n_{s,mean}) \cdot \ln(Q_{BEP,mean}) + 88,59 \cdot \ln(n_{s,mean}) + 13,46 \cdot \ln(Q_{BEP,mean}) \quad (14)$$

ja joka pyöristetään kahden desimaalin tarkkuuteen ja sijoitetaan kaavoihin

$$C_{BEP} = F_\eta - \eta_{BEP,mean}, \quad (15)$$

$$C_{PL} = F_\eta - \frac{\eta_{PL,mean}}{0,947} \quad (16)$$

ja

$$C_{OL} = F_\eta - \frac{\eta_{OL,mean}}{0,985}. \quad (17)$$

Näistä arvoista suurin valitaan vähimmäishyötysuhdeindeksin määrittäväksi C -arvoksi C_{MEI} . Tätä arvoa käyttämällä voidaan lineaariapproksimaatiolla taulukon 1 arvoista laskea vähimmäishyötysuhdeindeksin arvo

$$MEI = (MEI_{right} - MEI_{left}) \frac{C_{MEI} - C_{left}}{C_{right} - C_{left}} + MEI_{left}, \quad (18)$$

joka pyöristetään kahden desimaalin tarkkuuteen. Kaavassa (18) alaindeksi *left* kuvaa tutkittavan arvon lähintä pienempää taulukkoarvoa ja vastaavasti *right* tutkittavan arvon lähintä suurempaa taulukkoarvoa. (SFS-EN 16480:2016 2016, s. 30–31)

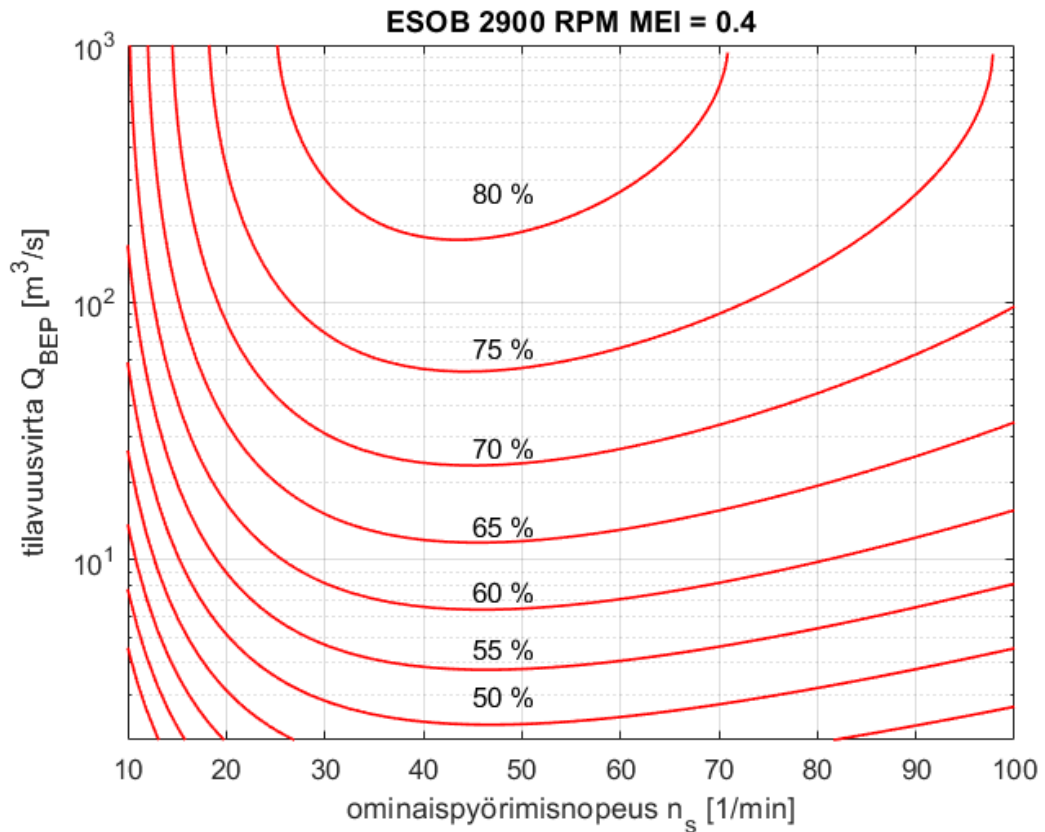
2.3.3 Euroopan komission vaatimukset

Euroopan komissio on asetuksessaan 547/2012 asettanut vaatimuksia vesipumppujen ekologiselle suunnittelulle. Komissio katsoi vuonna 2012 ekologisen suunnittelun kuulemisfoorumin perusteella, että pumppausjärjestelmien energiatehokkuutta olisi mahdollista parantaa 20–30 % kustannustehokkaasti. Asetuksen avulla arvioitiin myös 3,3 TWh:n säästön energiankulutuksessa vuoteen 2020 mennessä verrattuna tilanteeseen, jossa mitään toimenpiteitä ei olisi toteutettu.

Vuonna 2015 kaikkien Euroopan unionin teollisuuspumppujen yhteenlaskettu energiankulutus oli 225 TWh, josta 73,8 % eli 166 TWh oli komission säätelyn alaisten pumppujen kuluttamaa. Nykyisellä säätelyllä kokonaiskulutuksen vuonna 2025 arvioidaan olevan noin 253 TWh vuodessa ja vuonna 2030 noin 261 TWh. (Viegand Maagoe ja Van Holsteijn en Kemna B.V. 2018)

Euroopan komissio arvioi vuonna 2019 uudelleentarkastelussaan sähkökäyttöisten järjestelmien muuntaneen vuonna 2015 1 425 TWh eli 560 miljoonan hiilidioksidiekvivalentitonin edestä sähköä mekaaniseksi energiaksi ja lämmöksi. Uudelleentarkastelussa tämän arvon odotettiin nousevan vuoteen 2020 mennessä suunnilleen 45 TWh:lla ja 75 TWh:lla vuoteen 2030 mennessä. (Euroopan komission asetus 2019/1781 2019) Pumppujen tarvitseman energian osuus EU-alueen sähkömoottorien vuotuisesta kulu- tuksesta oli 21 % teollisuussektorilla ja 16 % kolmannella sektorilla vuonna 2000 (Stoffel 2015, s. 1). Mikäli pumppujen tarvitseman energian osuus ei olisi muuttunut tästä, olisi pumppujen energiankulutus vuonna 2015 ollut 299 TWh.

Euroopan komission asetuksessa vesipumppujen hyötysuhdevaatimuksena alkaen vuo- desta 2013 oli vähintään vähimmäishyötysuhdeindeksin $MEI = 0,1$ tasolla parhaan hyö- tysuhteen pisteessä, osakuormalla ja ylikuormalla ja vuodesta 2015 alkaen tasolla $MEI = 0,4$. Asetuksessa on myös tuotetietovaatimuksena, että teknisessä dokumentaa- tiossa ja valmistajien internetsivuilla tulee esittää erilaisia tunnisteita sekä käyttötietoja. Näiden lisäksi tulee esittää kyseisen vesipumpun vähimmäishyötysuhdeindeksi, hyd- raulinen hyötysuhde ja hyötysuhteen vertailukäyrä arvoille $MEI = 0,7$ ja $MEI = 0,4$. Hyö- tysuhteen vertailukäyrästä on esitetty kuvassa 2 ja siitä voidaan nähdä vähimmäishyöty- suhteen, tilavuusvirran ja ominaispyörimisnopeuden väliset yhteydet parhaan hyötysuh- teen pisteessä. (Euroopan komission asetus 547/2012 2012)



Kuva 2. Esimerkki hyötysuhteen vertailukäyrästä (mukailen lähdeettä Europump 2012)

Komissio on asettanut markkinavalvontatarkastuksia varten tarkastusmenettelyn jäsenvaltioille, joiden on testattava yksi laite mallia kohden ja toimitettava testitulokset muille jäsenille. Mitatun pumpun hydrauliset hyötysuhteet parhaan hyötysuhteen pisteessä, osakuormalla ja ylikuormalla saavat olla enintään 5 % pienempiä kuin vähimmäishyötysuhteet kyseisissä pisteissä. Mikäli tutkittu pumppu ei täytä näitä kriteereitä, markkinaviranomaisten on mitattava kolme satunnaisesti valittua yksikköä ja tutkittava, läpäiseekö niistä saatujen tulosten aritmeettinen keskiarvo annetut kriteerit. (Euroopan komission asetus 547/2012 2012)

2.4 Energiatehokkuuden muut mittarit

Energiatehokkuusindeksi (eng. *Energy Efficiency Index, EEI*) on vähimmäishyötysuhteindeksin tavoin Europump-järjestön esittelemä dimensioton luku. Pumpun todellinen energiankulutus tietyllä aikavälillä riippuu paitsi pumpun tehokkuudesta tietyissä mittapisteissä, myös tilavuusvirran muutoksesta ajan suhteen, vastaavista nostokorkeuden arvoista ja tilavuusvirran säätötavasta. Energiatehokkuusindeksi ottaa huomioon myös

pumpun erilaiset käyttöolosuhteet, toisin kuin esimerkiksi vähimmäistehokkuusindeksi. (Stoffel 2015, s. 95)

Energiatehokkuusindeksi määritellään kaavan

$$EEI = \frac{P_{1,avg}}{P_{1,ref}} \quad (19)$$

avulla, jossa $P_{1,avg}$ on painotettu keskiarvo pumpulle syötetystä sähkötehosta P_1 . Tämä saadaan laskettua kaavalla

$$P_{1,avg} = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\Delta t}{t_{tot}} \right) \cdot P_{1,i} \right], \quad (20)$$

jossa N on mittauspisteiden määrä aikavälillä t_{tot} . (Stoffel 2015, s.96–97) Referenssisähköteho $P_{1,ref}$ on pumpun kokonaiskulutus referenssihyötysuhteella $\eta_{pump,ref}$. Referenssisähköteho määritellään kaavasta

$$P_{1,ref} = \frac{P_{hyd,ref}}{\eta_{pump,ref} \eta_{mot,ref}} \cdot 1. \quad (21)$$

Tässä $\eta_{mot,ref}$ on standardiin IEC 60034-30 perustuva moottorin referenssihyötysuhde, $P_{hyd,ref}$ hydraulinen referenssikulutus parhaan hyötysuhteen pisteessä ja vähimmäishyötysuhdeindeksiä 0,4 vastaava pumpun referenssihyötysuhde. (Dahl 2018)

Van Holsteijn en Kemna B.V.:n sekä Viegand Maagoe A/S:n Euroopan komissiolle vuonna 2018 vesipumppujen säätelystä tehdyssä raportissa ehdotetaan energiatehokkuusindeksin käyttöönottoa vähimmäishyötysuhdeindeksin rinnalle. Ehdotuksen mukaan vähimmäishyötysuhdeindeksiä koskevat säätelyt pysyisivät jo voimassa olevan asetuksen mukaisena. Energiatehokkuusindeksin säätely ilman moottoria myytävien pumppujen osalta jakautuisi vaihtelevan ja tasaisen virtauksen systeemeille siten, että indeksin vähimmäisvaatimukset vaihtelevan virtauksen osalta olisivat tiukemmat. Riippuen käyttöönotettavien säädösten ankaruudesta, raportissa arvioidaan energiaa säästettävän vuositasolla nykyiseen säädäntöön verrattuna 23,2–30,6 TWh vuonna 2025 ja 36,9–48 TWh vuonna 2030.

Pumpun energiaiindeksi (eng. *Pump Energy Index, PEI*) on ollut käytössä Yhdysvaltojen energiansäästöstandardissa vuodesta 2016 Yhdysvaltain energiaministeriön toimesta. Sen lähtökohdat ovat samankaltaiset kuin energiatehokkuusindeksin, mutta laskentatapa on erilainen. Pumpun energiaiindeksi arvioi pumpun tehokkuutta vertaamalla tietyn pumppumallin energialuokitusta (eng. *Pump Energy Rating, PER*) pumpun standardienergialuokitukseen PER_{STD} . (Dahl 2018)

Pumpun tehokkuus ilmoitetaan energiaindekseillä pumpun toimiessa sekä vakiokuormalla (PEI_{CL}) että vaihtelevalla kuormalla (PEI_{VL}) yhtälöiden

$$PEI_{CL} = \frac{PER_{CL}}{PER_{STD}} \quad (22)$$

sekä

$$PEI_{VL} = \frac{PER_{VL}}{PER_{STD}} \quad (23)$$

avulla. Molempien indeksien nimittäjässä on pumpun standardienergialuokitus, joka on energiaministeriön määrittelemä painotettu keskiarvo yksinkertaisen pumpun vähäisimmän vaikutuksen tehosta. Tässä moottorin osien kuormasta johtuvat häviöt vaikuttavat mahdollisimman vähän. Standardienergialuokitus voidaan määrittää energiaministeriön standardista käyttämällä vähäisimmän vaikutuksen pumpun ja moottorin tehokkuuden arvoja toimintaolosuhteissa 75 %, 100 % ja 110 % parhaan hyötysuhteen pisteestä kaavan

$$PER_{STD} = \sum_{i=1}^N (P_{STD,i} \cdot t \%_i) \quad (24)$$

avulla. Energialuokitukset PER_{CL} ja PER_{VL} ovat myös perusmallisen pumpun tehosta painotettuja keskiarvoja, jotka lasketaan samalla tavalla kuin standardienergialuokitus. Kunkin kuorman operaatioajan osuutta koko operaatioajasta kuvastaa $t \%_i$, joka on vakio-kuormilla suuruudeltaan 33,3 %. Vaihtelevalla kuormalla pumpun ja moottorin tehokkuuden arvot mitataan toimintaolosuhteissa 25, 50, 75 ja 100 % parhaan hyötysuhteen pisteestä. Mittapisteitä on neljä, joten $t \%_i$ on suuruudeltaan 25 %. (Dahl 2018)

3. VÄHIMMÄISHYÖTYSUHDEINDEKSIIN MERKITYS

Kuten alaluvussa 2.3.3 todettiin, Euroopan komissio on antanut asetuksen, jonka mukaan vesipumppujen hyötysuhteen on oltava vuodesta 2015 alkaen parhaan hyötysuhteen pisteessä, osakuormalla ja ylikuormalla vähintään vähimmäishyötysuhdeindeksin arvoa $MEI = 0,4$ vastaavalla tasolla. Tämä luku pyrkii vastaamaan kysymyksiin siitä, miten pumpun hyötysuhde vaihtelee vähimmäishyötysuhdeindeksin eri arvoilla ja mitä vähimmäishyötysuhdeindeksi kertoo pumpun ominaisuuksista. Luku myös ottaa kantaa siihen, kuinka järkevä vaihtoehto sähkönkulutuksen näkökulmasta on vähimmäishyötysuhdeindeksin minimitasolla $MEI = 0,4$ oleva pumppu.

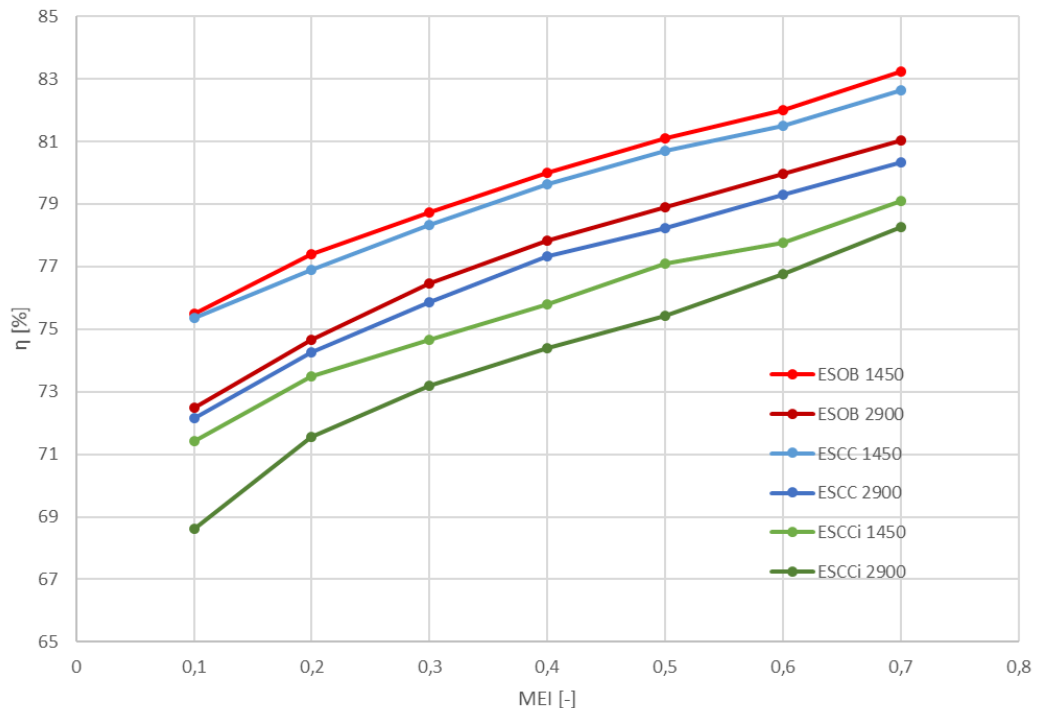
3.1 MEI-arvon vaihtelun vaikutus pumpun hyötysuhteeseen

Pumpun hyötysuhde paranee vähimmäishyötysuhdeindeksin kasvaessa. Kuten luvusta 2.2.2 tulee ilmi, vähimmäishyötysuhdeindeksi kuvaa kerrottuna sadalla sitä osuutta vuonna 2007 markkinoilla olleista pumpuista, jotka eivät täyttäneet kyseisen arvon vähimmäisvaatimuksia. Vähimmäishyötysuhdeindeksin arvo siis pohjaa 14 vuotta sitten kerättyyn dataan tietyn hyötysuhteen omaavien pumppujen markkinaosuuksista, joten vähimmäishyötysuhteen arvojen on mahdollista vaihdella epätasaisesti indeksin funktiona. Taulukossa 2 on esitetty vähimmäisvaatimusten mukaiset hyötysuhteet ESOB-, ESCC- ja ESCCi-tyyppien pumpuille pyörimisnopeuksilla 1 450 rpm. Hyötysuhteet on ratkaistu kaavan (11) avulla taulukon 1 arvoista käyttämällä tilavuusvirralle arvoa $100 \text{ m}^3/\text{h}$ ja ominaispyörimisnopeudelle arvoa $40 \text{ 1}/\text{min}$.

Taulukko 2. Vähimmäishyötysuhteet pumpuille eri vähimmäishyötysuhdeindeksin arvoilla.

MEI [-]	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
η ESOB 1 450 rpm [%]	75,50	77,40	78,73	80,01	81,11	81,98	83,23
η ESOB 2 900 rpm [%]	72,48	74,65	76,47	77,81	78,90	79,96	81,02
η ESCC 1 450 rpm [%]	75,34	76,88	78,31	79,62	80,70	81,51	82,62
η ESCC 2 900 rpm [%]	72,15	74,26	75,85	77,31	78,22	79,28	80,33
ESCCi 1 450 rpm [%]	71,41	73,48	74,64	75,78	77,08	77,76	79,10
ESCCi 2900 rpm [%]	68,63	71,55	73,17	74,39	75,43	76,74	78,25

Taulukossa 2 esitetyt hyötysuhteiden vähimmäisvaatimukset ovat vähimmäishyötysuhteita parhaan hyötysuhteen pisteessä. Tutkittaessa funktion käyttäytymistä voidaan sanoa myös osa- ja ylikuormien funktioiden käyttäytyvän samankaltaisesti, sillä kaavojen (12) ja (13) perusteella tiedetään, että ainoastaan kuvaajien jyrkkyys muuttuu verrattuna parhaan hyötysuhteen pisteeseen. Kuvassa 3 on esitetty taulukon 2 arvot kuvaajana.



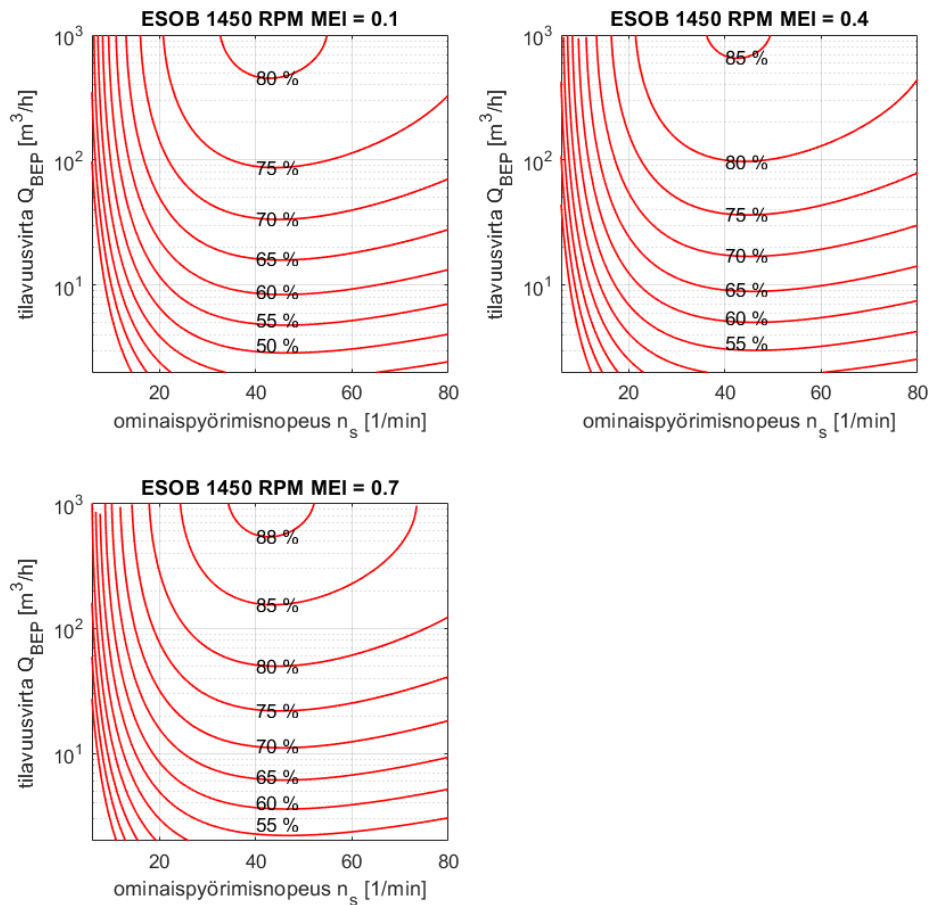
Kuva 3. Pumpputyypin vaaditut vähimmäishyötysuhteet vähimmäishyötysuhdeindeksin funktiona.

Kuvasta 3 huomataan, että etenkin vähimmäishyötysuhdeindeksin arvosta 0,3 lähtien vaaditun hyötysuhteen arvo kasvaa lähes lineaarisesti. Huomattavin muutos on välillä 0,1–0,2, jossa etenkin ESCCi-tyyppin pumpun hyötysuhde kasvaa jyrkemmin verrattuna vähimmäishyötysuhdeindeksin suurempiin arvoihin. Vuodesta 2015 eteenpäin kuitenkin lainsäädännön kannalta funktion käytös ainoastaan välillä 0,4–0,7 on merkityksellistä, ja kyseisellä alueella kaikkien työssä tutkittavien pumppumallien vaadittujen hyötysuhteiden arvot kasvavat lineaarisesti.

Luultavasti 14 vuodessa markkinoilla olevien pumppujen hyötysuhteet ovat parantuneet. Vähimmäishyötysuhdeindeksi kerrottuna sadalla ei siis todennäköisesti enää kuvaa osuutta markkinoilla olevista pumpuista, jotka eivät täytä indeksin vähimmäisvaatimuksia. Sitä voidaan silti pitää pätevänä mittarina pumpun hyötysuhdetta tarkastellessa, sillä lineaarisesti muuttuvat arvot tekevät indeksistä ymmärrettävän, vaikka alkuperäinen yhteys markkinaosuuksiin ei enää pitäisikään paikkaansa.

3.2 MEI-arvon vaihtelun vaikutus pumpun kulutukseen

Pumpun valmistajan tulee esittää pumppunsa hyötysuhteen vertailukäyrät pumpun teknisessä dokumentaatioissa, kuten luvussa 2.3.3 tuotiin ilmi. Kuvissa 4, 5 ja 6 on esitetty vertailukäyrästöt pumpputypeille ESOB, ESCC ja ESCCi tekniseen dokumentaatioon vaadittavilla vähimmäishyötysuhdeindeksin arvoilla 0,4 ja 0,7 sekä arvolla 0,1. Pumpuille on laskettu arviot tehonkulutuksesta näillä kolmella vähimmäishyötysuhdeindeksin arvolla ja arvioitu indeksitasojen eroja pumppujen kulutuksessa vuositasolla keskimääräisillä käyttötunneilla. Hyötysuhteen vertailukäyrien laskemiseen käytetty MATLAB-koodi on esitetty liitteessä A.



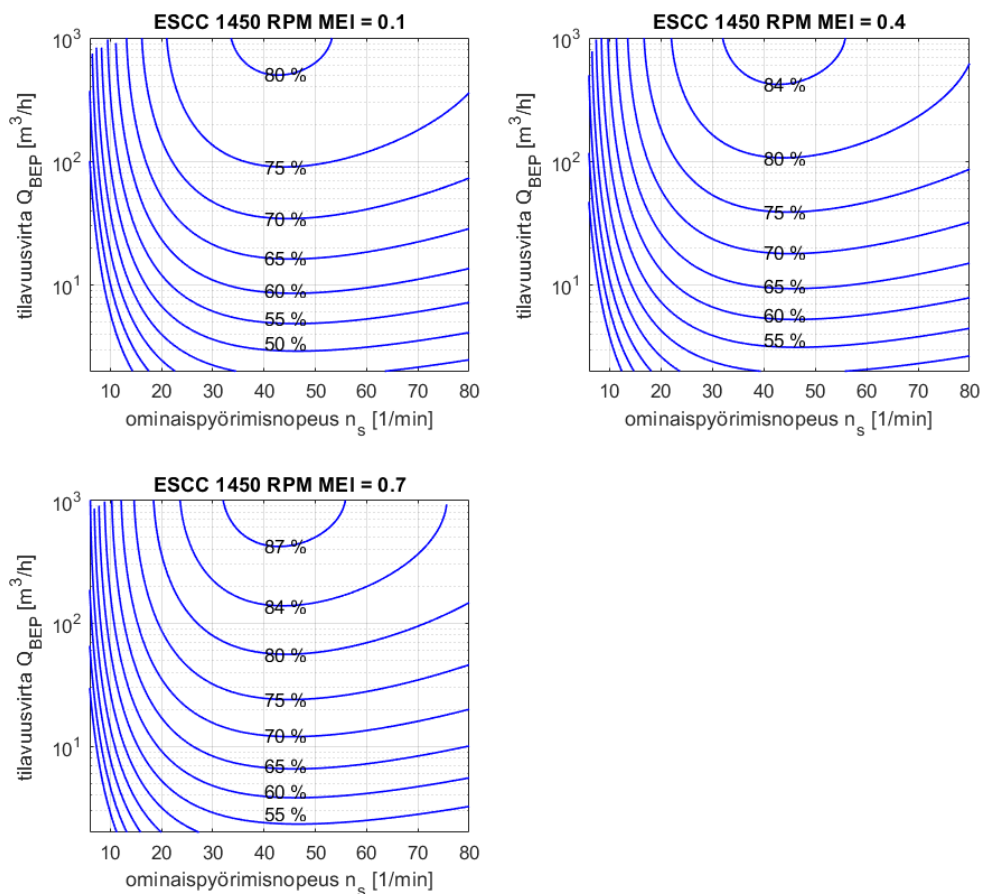
Kuva 4. ESOB-tyyppin pumpun vertailukäyrät eri vähimmäishyötysuhdeindekseillä.

Kuvassa 4 esitetyistä ESOB-tyyppin pumppujen vertailukäyristä nähdään, että pumpun hyötysuhde samoilla tilavuusvirran ja ominaispyörimisnopeuden arvoilla on noin 5 % parempi edettäessä vähimmäishyötysuhdeindekseissä 0,3 yksikköä suurempaan. Taulukossa 3 on esitetty tarkemmat hyötysuhteet laskemalla ne yhtälöstä (11) käyttämällä tilavuusvirralle arvoa $100 m^3/h$, ominaispyörimisnopeudelle arvoa $40 1/min$ ja vakiolle C taulukosta 1 luettavia arvoja. Nostokorkeus on yhtälöstä (7) ratkaisemalla $11,00 m$. Taulukossa 3 on esitetty myös yhtälöllä (4) ratkaistut syötetyn sähkötehon arvot, kun pumppattava neste on vettä 20 asteen lämpötilassa. Veden tiheydelle on käytetty kylläisen nesteen tiheyden arvoa $998,0 kg/m^3$ kyseisessä lämpötilassa (Cengel & Cimbala 2006, s. 942).

Taulukko 3. Hyötysuhteen ja sähkötehon arvot ESOB-pumpun eri MEI-arvoilla.

MEI (-)	η_{BEP} (%)	P_1 (kW)
0,1	75,50	3,96
0,4	80,01	3,74
0,7	83,23	3,60

Taulukon 3 tuloksista nähdään, että ESOB-typin pumpun, joka ylittää vähimmäishyötysuhdeindeksin arvoon 0,7, kuluttaa arvion mukaan 140 wattia vähemmän sähköä kuin komission raja-arvoon 0,4 ylittävä pumpun. Indeksien minimiarvoon 0,1 verrattuna eroa on jopa 360 W. Vuositasolla tarkasteltuna erot ovat 315 ja 810 kWh:n luokkaa, jos pumpun vuotuinen käyttö on luvussa 2.2 mainitun keskimääräisen vuotuisen käyttöajan verran eli 2 250 h.



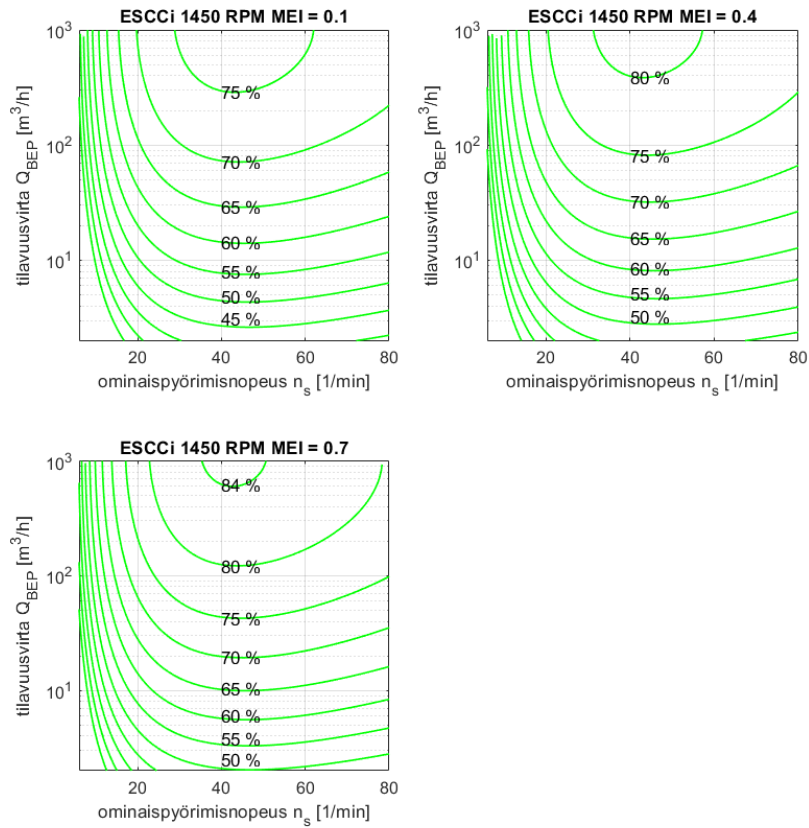
Kuva 5. ESCC-typin pumpun vertailukäyrät eri vähimmäishyötysuhdeindekseillä.

Kuvassa 5 on esitetty puolestaan ESCC-tyyppin pumpun vertailukäyriä. Kuvasta huomaa, että hyötysuhde myös tämän tyyppin pumpulla paranee noin viidellä prosentilla samalla ominaispyörimisnopeudella ja tilavuusvirralla, kuten myös taulukko 4 havainnollistaa. Taulukossa 4 on esitetty taulukon 3 tapaan on esitetty tarkemmat hyötysuhteet laske-
malla ne yhtälöstä (11) käyttämällä tilavuusvirralle arvoa 100 m³/h, ominaispyörimisno-
peudelle arvoa 40 1/min ja vakiolle C taulukosta 1 luettavia arvoja.

Taulukko 4. Hyötysuhteen ja sähkötehon arvot ESCC-pumpun eri MEI-arvoilla.

MEI (-)	η_{BEP} (%)	P ₁ (kW)
0,1	75,34	3,97
0,4	79,62	3,76
0,7	82,62	3,62

Taulukossa 4 esitetyistä sähkötehon arvoista huomataan, että sähkönkulutus ei muutu merkittävästi verrattuna ESOB-tyyppin pumppuun. Sekä ESOB- että ESCC-tyyppin pum-
puilla vuotuinen keskimääräinen käyttö on 2 250 h, joten näiden pumpputyypin ero
samoilla MEI-arvoilla vuosittaisessa sähkönkulutuksessa on keskimäärin vain 45 kWh.
Tällä perusteella voidaan sanoa, että vähimmäishyötysuhdeindeksi onnistuu kuvaamaan
hyvin pumpun kulutusta.



Kuva 6. ESCCi-typin pumpun vertailukäyrät eri vähimmäishyötysuhdeindekseillä.

Kuvassa 6 esitetyistä ESCCi-typin pumpun vertailukäyristä huomataan, että sen hyötysuhde paranee aiempien tavoin noin viidellä prosentilla, mutta on hieman alhaisempi verrattuna ESOB- ja ESCC-typin pumppuihin. Tämä on odotettavissa, sillä kuten luvussa 2.2 kerrotaan, ESCCi-typin pumppujen sisäänoton mutkasta aiheutuu häviöitä. Taulukossa 5 on esitetty taulukoiden 3 ja 4 tapaan tarkemmat hyötysuhteet ja sähkötehon arvot.

Taulukko 5. Hyötysuhteen ja sähkötehon arvot ESCCi-pumpun eri MEI-arvoilla.

MEI (-)	η_{BEP} (%)	P_1 (kW)
0,1	71,41	4,19
0,4	75,78	3,95
0,7	79,10	3,78

Pumpun ottama sähköteho on noin 200 watin verran suurempaa kuin ESOB- tai ESCC-tyypin pumpuilla taulukon jokaisella vähimmäishyötysuhdeindeksin MEI arvolla. Keskimääräinen vuotuinen käyttö ESCCi-pumpuilla on 4 000 tuntia, joten vuositason pumpun kulutus olisi keskimäärin 16,76 MWh MEI-arvolla 0,1, 15,80 MWh MEI-arvolla 0,4 ja 15,10 MWh MEI-arvolla 0,7. ESOB-tyypin pumpulla vastaavat arvot olivat 8,91 MWh, 8,42 MWh ja 8,10 MWh ja ESCC-tyypin pumpulla 8,93 MWh, 8,46 MWh ja 8,15 MWh.

ESCCi-tyypin pumpun keskimääräinen kulutus vuositason eroaa huomattavasti ESOB- ja ESCC-tyypin pumppujen kulutuksesta, joten voidaan päätellä, ettei vähimmäishyötysuhdeindeksi ota huomioon pumppujen käyttöajan vaihtelua. Sähkötehon osalta kuitenkin erot työssä tutkittavien pumpputyypin osalta ovat melko pienet. Voidaan todeta vähimmäishyötysuhdeindeksin tältä osin antavan hyvin suuntaa siihen, minkälainen pumppu on sähköteholtaan. Sähkökulutus on tärkeä mittari pumpun ekologisuuden kannalta, joten vähimmäishyötysuhdeindeksin onnistumista pumpun tehokkuuden mittarina heikentää se, ettei se ota huomioon pumpputyypin keskimääräistä käyttöaika.

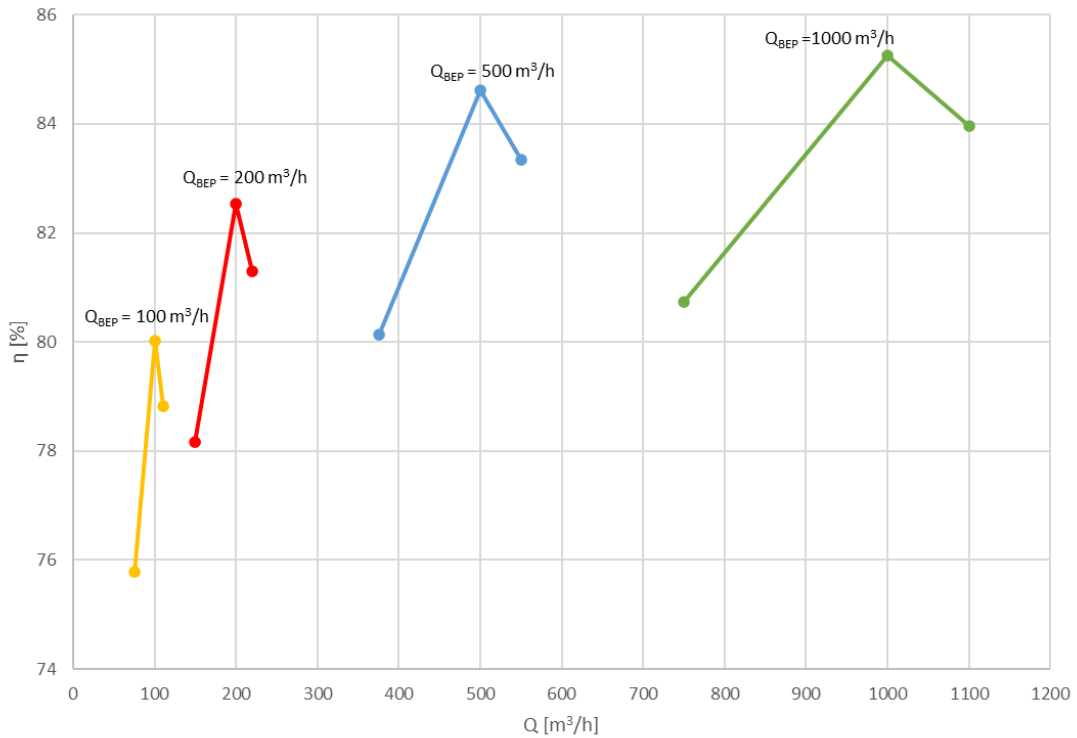
3.3 MEI-arvon vaihtelun vaikutus osakuormalla ja ylikuormalla

Kuten luvussa 2.3.1 todettiin, ollakseen kelvollinen tietylle vähimmäishyötysuhdeindeksin arvolla pumpun on läpäistävä kriteerit paitsi parhaan hyötysuhteen pisteessä, myös osakuormilla ja ylikuormilla toimiessaan. Pumppua saatetaan käyttää myös muussa kuin parhaan hyötysuhteen pisteessä, joten on tärkeää tietää, miten vähimmäishyötysuhdeindeksi ottaa tämän huomioon. Taulukossa 6 on esitetty ESOB-tyypin pumpun vähimmäishyötysuhteet parhaan hyötysuhteen pisteessä, osa- ja ylikuormalla eri ominaisvilavuusvirroilla nimellisnopeudella 1 450 rpm, MEI-arvolla 0,4 ja ominaispyörimisnopeudella 40 1/min.

Taulukko 6. ESOB 1 450 RPM -tyypin pumpun vähimmäishyötysuhteet eri ominaisvilavuusvirroilla MEI-arvolla 0,4 ominaispyörimisnopeudella 40 1/min.

Q_{BEP} (m ³ /h)	100	200	500	1 000
η_{PL} (%)	75,77	78,16	80,13	80,73
η_{BEP} (%)	80,01	82,54	84,62	85,25
η_{OL} (%)	78,81	81,30	83,35	83,97

Taulukon 6 hyötysuhteet parhaan hyötysuhteen pisteissä on ratkaistu yhtälön (11) avulla ja näistä yhtälöiden (12) ja (13) avulla ratkaistu vaadittavat hyötysuhteet osa- ja ylikuormilla. Arvot on esitetty havainnollisemmin kuvassa 7. Saavuttaakseen vähimmäishyötysuhdeindeksin arvon 0,4 on tämän pumpputyypin siis keskimääräisen hyötysuhteen käyrän oltava kuvassa 7 esitettyjen vähimmäisvaatimusten välille linearisoitujen arvojen yläpuolella.



Kuva 7. ESOB 1 450 RPM -pumpun vähimmäishyötysuhteet osakuormalla, ylikuormalla ja parhaan hyötysuhteen pisteessä eri tilavuusvirroilla ominaispyörimisnopeudella 40 1/min.

Tilavuusvirran vaihdellessa vaihtelee myös pumpun nostokorkeus. Nostokorkeudet taulukossa 6 esitetyille tilavuusvirroille on laskettu kaavan (7) avulla ja esitetty taulukossa 7. Taulukosta huomataan, että suuremmilla tilavuusvirran arvoilla nostokorkeus putoaa pienempiä tilavuusvirtoja enemmän siirryttäessä parhaan hyötysuhteen pisteestä osakuormalle.

Taulukko 7. ESOB 1 450 RPM -pumpun nostokorkeudet osakuormalla, ylikuormalla ja parhaan hyötysuhteen pisteessä eri tilavuusvirroilla ominaispyörimisnopeudella 40 1/min.

Q_{BEP} (m ³ /h)	100	200	500	1 000
H_{PL} (m)	9,08	14,42	26,56	42,16
H_{BEP} (m)	11,00	17,47	32,18	51,08
H_{OL} (m)	11,73	18,61	34,29	54,43

Taulukoista 6 ja 7 luettavien nostokorkeuden arvojen perusteella voidaan laskea, kuinka suuri on pumpun sähkönkulutus. Tämä lasketaan kaavan (4) avulla käyttäen jälleen veden tiheydelle arvoa 998,0 kg/m³ ja putoamiskiihtyvyydelle arvoa 9,81 m/s² kuten alaluvussa 3.2. Tulokset on esitetty taulukossa 8.

Taulukko 8. ESOB 1 450 RPM -pumpun sähkötehot osakuormalla, ylikuormalla ja parhaan hyötysuhteen pisteessä eri tilavuusvirroilla ominaispyörimisnopeudella 40 1/min.

Q_{BEP} (m ³ /h)	100	200	500	1 000
P_{PL} (kW)	2,45	7,53	33,80	106,53
P_{BEP} (kW)	3,74	11,51	51,70	162,94
P_{OL} (kW)	4,45	13,70	61,53	193,90

Taulukon 8 tulosten perusteella voidaan sanoa, että sähkötehonkulutus kasvaa melko tasaisesti siirrettäessä pumpun toimintaa vähimmäisvaatimusten mukaisella osakuormalla toimimisesta parhaan hyötysuhteen pisteeseen ja siitä edelleen ylikuormalle. Todellisuudessa kasvu saattaa olla tätäkin tasaisempaa, sillä todellisen pumpun keskimääräisen hyötysuhteen käyrässä ei ole samankaltaista epäjatkuvuutta kuin vähimmäisvaatimusten perusteella linearisoiduissa arvoissa. Vähimmäishyötysuhdeindeksin perusteella voidaan siis melko hyvin ennustaa pumpun sähkötehonkulutusta myös realistisessa tilanteessa, jossa pumpun toimintapiste ei ole parhaan hyötysuhteen pisteessä.

4. JOHTOPÄÄTÖKSET

Alaluvussa 3.1 saatiin selville, että työssä tutkittavilla pumpuilla hyötysuhde muuttuu vähimmäishyötysuhdeindeksin funktiona lähes lineaarisesti MEI-arvosta 0,3 lähtien ja loivemmin kuin tätä pienemmillä arvoilla. Lisäksi alaluvussa 2.3.2 mainittiin, että arvo 0,7 on massatuotetuille pumpuille käytännössä suurin mahdollinen vähimmäishyötysuhdeindeksin arvo. Voidaan arvioida, että Euroopan komissio on valinnut vähimmäishyötysuhteen alarajaksi 0,4 vuodesta 2015 alkaen, koska hyötysuhde muuttuu arvon 0,4 jälkeen loivemmin, kuten edellä todettiin. Pumpun rakenteellisen rajoitusten vuoksi pumpulle mahdolliset vähimmäishyötysuhdeindeksin rajat ovat siis 0,4–0,7. Muutos hyötysuhteessa tällä alueella on enää hieman alle viiden prosentin luokkaa.

Van Holsteijn en Kemna B.V.:n ja Viegand Maagoe A/S:n raportissa esitetään vähimmäishyötysuhteen rajoitusten tiukentamisen sijaan energiatehokkuusindeksiin liittyvien rajoitusten lisäämistä niiden rinnalle. Energiatehokkuusindeksi ottaakin huomioon myös pumppujen erilaiset käyttöolosuhteet. Vähimmäishyötysuhdeindeksi ei näitä huomioi, kuten alaluvussa 3.2 huomattiin. Siihen liittyvien rajoitusten perusteella pumppujen energiankulutus oli kuitenkin vuonna 2015 74 TWh pienempi kuin mitä se olisi ollut pumppujen vuonna 2000 tarvitsemalla energiankulutuksella. Vähimmäishyötysuhdeindeksi luo siis hyvän pohjan vesipumppujen ekologisuuden säätelylle, mutta kasvavaa energiantarvetta hillitsemään tarvitaan myös muita mittareita pumpun tehokkuudelle.

LÄHTEET

Cengel, Y. A. & Cimbala, J. M., 2006. *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. Boston: McGraw-Hill Higher Education.

Dahl, T., 2018. *The Theory and Application of True Weighted Efficiency -- A New Metric to Evaluate Pump Energy Efficiency Considering Multiple Operating Conditions*. Texas, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station.

Euroopan komissio, 2012. *Asetus N:o 547/2012, Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivin 2009/125/EY täytäntöönpanemisesta vesipumppujen ekologista suunnittelua koskevien vaatimusten osalta*. Euroopan unionin virallinen lehti L165/28: Euroopan komissio.

Euroopan komissio, 2019. *Asetus N:o 2019/1781, Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivin 2009/125/EY mukaisten ekologisen suunnittelun vaatimusten asettamisesta sähkömoottoreille ja taajuusmuuttajille*. Euroopan Unionin virallinen lehti L 272/74: Euroopan komissio.

Europump, 2012. *Fingerprintgraphics for 547/2012*. [Online] Saatavilla: <http://europump.net/uploads/Fingerprints.pdf> [Haettu 26 Tammikuu 2021].

Falkner, H., 2008. *Lot 11 Pumps: (in commercial buildings, drinking water pumping, food)*, Didcot: AEA Energy & Environment .

Gulich, J. F., 2010. *Centrifugal Pumps*. 2nd edition toim. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.

Mackay, R., 2004. *The Practical Pumping Handbook*. Oxford: Elsevier.

Meronen, A., 2018. *Keskipakopumpun hydraulisen hyötysuhteen optimointi*. Tampere: Konetekniikan laitos.

SFS-EN 16480:2016, 2016. *Minimum required efficiency of rotodynamic water pumps*. Brysseli: Euroopan standardointikomitea.

Stoffel, B. e., 2015. *Assessing the Energy Efficiency of Pumps and Pump Units: Background and Methodology*. Lontoo: Elsevier.

Viegand Maagoe ja Van Holsteijn en Kemna B.V., 2018. *Ecodesign Pump Review*, Brysseli: Euroopan komissio.

LIITE A: VERTAILUKÄYRIEN PIIRTÄMISEEN KÄYTETTY MATLAB-KOODI

```

warning('off')

eff = [30:5:80];

eff(length(eff) + 1) = 84;

xlimits = [6 80];

MEI = [0.1 0.4 0.7];

pumpname = "ESCCi";

n_motor = 1450;

color = 'g';

C = zeros(length(MEI));

for s = 1:length(MEI)

    C(s) = C_value(pumpname, n_motor, MEI(s));

    plot_efficiency(C(s), eff, xlimits, MEI, pumpname, n_motor,s, color);

    subplot(2,2,s)

    title(string(pumpname)+' '+string(n_motor)+' RPM MEI = ' +
string(MEI(s)))

end

function plot_efficiency(C, eff, xlimits, MEI, pumpname, n_motor,s, color)

%% funktio muodostaa hyötysuhteen vertailukäyrän

    min = xlimits(1);

    max = xlimits(2);

    syms n_s Q_BEP

    for i = 1:length(eff)

        %% ratkaistaan tilavuusvirta Q_BEP yhtälöstä

        eqn = -11.48*(log(n_s))^2 -0.85*(log(Q_BEP))^2 -
0.38*log(n_s)*log(Q_BEP) + 88.59*log(n_s) +13.46*log(Q_BEP) - C == eff(i);

```

```

Q = solve(eqn, Q_BEP, "Real",true);
Q(n_s) = Q(1);
for n = 41:-0.1:min
    %% tarkistetaan, onko yhtälö reaalinen minimissä. Jos ei ole,
    muokataan minimiä

    n_s_test_min = n;
    Q_test_min = Q(n_s_test_min);
    test_real_min = isreal(Q_test_min);
    if test_real_min == 0
        min = n_s_test_min + 0.1;
        break
    end
end
for m = 42:0.1:max
    %% tarkistetaan, onko yhtälö reaalinen maksimissa. Jos ei ole,
    muokataan maksimia

    n_s_test_max = m;
    Q_test_max = Q(n_s_test_max);
    test_real_max = isreal(Q_test_max);
    if test_real_max == 0
        max = n_s_test_max - 0.1;
        break
    end
end
if isreal(Q(45)) == 1
    %% Jos funktio on reaalinen arvolla Q(45), se on reaalinen
    kuvaajan rajaamalla alueella.

    %% piirtää funktion ja mikäli funktiosta tarpeeksi suuri osa
    on kuvaajan rajojen sisällä, lisää siihen tekstin

    subplot(2, 2, s)

```



```

fplot(Q(n_s), [min max],color, 'LineWidth',1)

if i == 1
    ylim([2 1000])
    xlim(xlimits)
    set(gca,'YScale', 'log')
    xlabel('ominaispyörimisnopeus n_s [1/min]')
    ylabel('tilavuusvirta Q_{BEP} [m^3/h]')
    grid on
    hold on
end

if Q(45) > 2
    text(40, Q(45) + 0.5, string(eff(i))+ ' %','Color','k')
end

end

end

hold off

end

function C = C_value(pumpname, n_motor, MEI)

%% Funktio hakee pumppumallia, moottorin pyörimisnopeutta ja MEI-arvoa vas-
%% taavan C-arvon

%% Taulukot C-arvoista

ESOB = [132.58    130.68    129.35    128.07    126.97
        126.10    124.85 0; 135.60 133.43    131.61    130.27
        129.18    128.12    127.06 0];

ESCC = [132.74    131.20    129.77    128.46    127.38
        126.57    125.46 0; 135.93 133.82    132.23    130.77
        129.86    128.80    127.75 0];

ESCCi = [136.67    134.60    133.44    132.30    131.00
         130.32    128.98 0; 139.45 136.53    134.91    133.69
         132.65    131.34    129.83 0];

if pumpname == "ESOB"

```

```

        pump = ESOB;
elseif pumpname == "ESCC"
        pump = ESCC;
elseif pumpname == "ESCCi"
        pump = ESCCi;
else
        return
end
if n_motor == 1450
        pumptype = pump(1, :);
elseif n_motor == 2900
        pumptype = pump(2, :);
else
        return
end
index = MEI*10;
if index == (1 | 7)
        C = pumptype(index);
else
        for k = 1:length(ESOB)
                if (k >= index) && (k < index + 1)
                        C = (pumptype(k + 1) - pumptype(k))*(index - k) + pum-
type(k);
                        break
                end
        end
end
return
end

```