

Ville Mänttari

Energiatehokkaan kiertovesipumpun määrittäminen LVI-suunnittelussa

Metropolia Ammattikorkeakoulu
Insinööri (AMK)
Talotekniikan koulutusohjelma
Insinööriyö
25.4.2011

Tekijä Otsikko Sivumäärä Aika	Ville Mänttari Energiatehokkaan kiertovesipumpun määrittäminen LVI-suunnittelussa 64 sivua + 8 liitettä 25.4.2011
Tutkinto	insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	talotekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	LVI tuotantopainoitteinen
Ohjaajat	LVI-ins. Harri Nyyssölä lehtori Sakari Sainio
<p>Insinöörityön tavoitteena oli määrittää Insinööritoimisto Olof Granlundin Malmilla sijaitsevan toimistorakennuksen kiertovesipumppujen energiatehokkuus, energiansäästöpotentiaali ja pumppujen uusimisen koroton takaisinmaksuaika. Koekohteen pumppujen energiatehokkuutta määriteltiin työn aikana tehtyjen mittauksen avulla. Lisäksi tavoitteena oli luoda suunnitteluvaiheeseen tarkemmat määritelmät pumpun ja pumppausjärjestelmän energiatehokkuudelle. Energiatehokkuuden tarkemmat määritelmät suunnitteluvaiheessa jäivät vain ehdotus asteelle. Ehdotuksista merkittävämmäksi arvioitiin pumpun maksimivirtaamalla 60 %:n kokonaishyötysuhteen vähimmäisvaatimus.</p> <p>Insinöörityössä tarkasteltiin myös vanhan pumppausjärjestelmän tehostamistapojen kannattavuuksia. Pumppausjärjestelmän tehostamistavoista selvästi kannattavimmaksi havaittiin pumpun uusiminen. Pumpun uusimisen ja erityisesti säätötavan lisäämisen kannattavuuden huomattiin työssä tehtyjen laskelmien perusteella olevan tapauskohtaista ja riippuvan paljolti pumpun maksimisähkötotehosta ja virtaaman vaihtelusta. Koekohteen pumppuista kolmen kohdalla olisi ollut alle kolmen vuoden korottoman takaisinmaksuajan perusteella kannattavaa uusia pumppu.</p> <p>Koekohteen pumppujen kokonaishyötysuhteiden laskettiin olevan pääosin 40–20 %. Pumppujen vuotuiseksi energiankulutukseksi laskettiin 26 MWh ja vuotuisiksi energiakustannuksiksi hieman alle 2 000 €. Uusilla pumppuilla arvioitiin säästöjen vuotuisessa energiankulutuksessa olevan 17 MWh ja vuotuisissa energiakustannuksissa 1 300 €. Korottomaksi takaisinmaksuajaksi kaikkien koekohteen kiertovesipumppujen uusimiselle tuli 6 vuotta.</p> <p>Koekohteen pumppujen uusimisella laskettiin saavutettavan 65 %:n säästöt. Rakennuksen vuotuisista sähköenergiakustannuksista potentiaalisten säästöjen osuudeksi muodostui vain 2,2 %:n osuus, joten saavutettavien säästöjen ei yksinään arvioitu olevan kovin merkittäviä. Koko rakennuksen energiatehokkuuteen pyrittäessä todettiin pumppujen tehostamisen olevan kuitenkin kannattava toimenpide.</p>	
Avainsanat	pumppu, kiertovesipumppu, energiatehokas, säätötapa, kokonaishyötysuhde

Author	Ville Mänttari
Title	Defining an energy efficient circulation pump in HVAC design
Number of Pages	64 pages + 8 appendices
Date	25 April 2011
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Building Services Engineering
Specialisation option	HVAC Engineering, Production Orientation
Instructors	Harri Nyyssölä, Bachelor of Engineering Sakari Sainio, Senior Lecturer
<p>The objective of this Bachelor's thesis was to determine the energy efficiency, energy saving potential and interest free repayment period of the replacement of circulation pumps in an office building located in Malmi, Helsinki. The energy efficiency of the pumps was defined on the basis of the measurements taken during the final year project. Another goal was to create more detailed definitions for the energy efficiency of pumps and pumping systems, to be used at the design phase of a project. However, the definitions remained a proposal.</p> <p>The Bachelor's thesis also compared the profitability of different ways of improving the efficiency of old pumping systems. It was established that replacing a pump with a new one was clearly the most profitable way to do this.</p> <p>The overall efficiency of the test site pumps was according to calculations, mostly between 40 to 20 %. According to the calculations, the annual energy consumption of the pumps in question was 26 MWh and the annual energy costs were slightly less than € 2,000. By replacing the pumps, annual savings of 17 MWh in energy consumption and € 1,300 in energy costs were estimated to be possible. An interest free repayment period for replacing all the pumps was six years.</p> <p>The potential 2.2 % saving in the annual electricity costs of the building is not very significant. However, when aiming at the energy efficiency of an entire building, optimizing the energy efficiency of pumps was found to be a profitable operation.</p>	
Keywords	pump, circulation pump, energy efficiency

Sisällys

1	Johdanto	1
2	Pumpun energian kulutukseen vaikuttavat tekijät	2
2.1	Pumpun toimintapisteen muodostuminen	2
2.2	Pumppulait	6
3	Pumpun valinta	9
3.1	Ylimittaiseksi valittu pumppu	10
3.2	Kokonaishyötysuhteelta hyvän pumpun valinta	11
3.3	Moottori	15
4	Pumpun säätöjärjestelmän sovittaminen verkoston ominaisuuksiin	19
4.1	Vakiovirtaaman järjestelmät	19
4.2	Muuttuvan virtaaman järjestelmät	23
4.3	Vakiopaine-erosäädön lisääminen vanhaan järjestelmään	29
5	Pumppujen energialuokitukset	30
6	Koekohteen pumppujen energiankulutuksen ja hyötysuhteiden määrittäminen	33
6.1	Mittausuunnitelma	33
6.2	Koekohteen pumppujen tekniset tiedot	36
6.3	Säätötavat	37
6.4	Mittausten suoritus	37
6.5	Tulokset ja tulosten analysointi	40
6.6	Koekohteen pumppujen kokonaishyötysuhteet ja energiankulutus	51
6.7	Välittömät korjaustoimenpiteet	55
6.8	Päätelmät	56
7	Energiatehokkaan pumpun vaatimukset suunnittelussa	57
7.1	Pumppausjärjestelmän suunnittelussa huomioitavia asioita	58
7.2	Suunnitteluohjeissa esitettävät pumpun vaatimukset	59
8	Yhteenveto	60

Liitteet

Liite 1. Excel-tilukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 1

Liite 2. Excel-tilukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 2

Liite 3. EuP-moottoridirektiivi (640/2009/EY)

Liite 4. Mittauspöytäkirjat

Liite 5. Toimintapisteet

Liite 6. Excel-tilukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 3

Liite 7. Excel-tilukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 4

Liite 8. Excel-tilukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 5

1 Johdanto

Insinööriyön tavoitteena on luoda suunnitteluvaiheeseen tarkemmat määritelmät pumpun ja pumppausjärjestelmän energiatehokkuudelle. Työssä käsitellään suljettujen verkostojen kiertovesipumppuja (keskipakopumppuja) ja se tehdään Insinööritoimisto Olof Granlund Oy:n toimeksiannosta. Lisäksi pyritään mittausten avulla määrittämään Granlundin Malmilla sijaitsevan toimistorakennuksen suljettujen verkostojen pumppujen energiatehokkuutta. Määriteltyjen energiatehokkuuksien perusteella lasketaan pumppujen ja pumppausjärjestelmien energiansäästöpotentiaali ja pumppujen uusimisen takaisinmaksuaika.

Aihe tuli ajankohtaiseksi Granlundin toimistorakennuksen energialuokan parantamista koskevan suunnitelman yhteydessä. Rakennuksen energialuokka on tarkoitus nostaa B-luokasta A-luokkaan. Pumppujen ja pumppausjärjestelmien energiatehokkuuden optimointi on osa kyseistä suunnitelmaa.

Nykyisin rakennuksissa olevat pumput ovat usein ylimitoitettuja ja valintakriteereinä on käytetty vain verkoston vaatimien maksimiarvojen täyttymistä. Määrittämällä pumppu ja sen säätötavat oikein suunnitteluvaiheessa voidaan pumpun energiankulutusta vähentää jopa 60 %.

Prosessien kiertovesipumppujen energiankulutus on noin 2 % Euroopan maiden kokonaisenergiankulutuksesta eli noin 50 TWh vuodessa. Kiertovesipumppujen energiansäästöpotentiaalin ollessa 60 % voitaisiin Euroopassa säästää 30 TWh sähköenergiaa vuodessa, joka on noin kolmasosa koko Suomen sähkönkulutuksesta. [1]

Tässä työssä määriteltävien pumpun valintakriteerien avulla voidaan tarjota asiakkaille entistä energiatehokkaampia pumppausjärjestelmiä ja näin saadaan lisäarvoa Granlundin tekemälle suunnittelutyölle.

2 Pumpun energian kulutukseen vaikuttavat tekijät

Pumpun energian kulutukseen vaikuttavia tekijöitä ovat pumpun nostokorkeus, tilavuusvirta, teho ja pumppausyksikön kokonaishyötysuhde. Kokonaishyötysuhde muodostuu pumpun moottorin ja pumpun hydraulisen hyötysuhteen tulosta. Nostokorkeuden ja tilavuusvirran perusteella määritellään pumpun toimintapiste. Pumppu tulisi valita niin, että toimintapiste sijoittuu parhaan hyötysuhteen alueelle pumpun ominaiskäyrästä.

2.1 Pumpun toimintapisteen muodostuminen

Pumpun toimintapiste muodostuu siis nostokorkeuden ja tilavuusvirran perusteella. Nostokorkeus ilmaistaan pituusmitoissa (m), ja se tarkoittaa pumpun tuottamaa paineen nousua vastaavaa nesteen hydrostaattista painetta, joka on kaavamuodossa:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (1)$$

H on nostokorkeus (m)

Δp on pumpun tuottama paine-ero (Pa)

ρ on pumpattavan nesteen tiheys (kg/m^3)

g on putoamiskiihtyvyys (m/s^2) = 9,81 m/s^2

[9]

Paineen lisäys on suoraan verrannollinen nesteen tiheyteen. Tämä tulee ottaa huomioon pumpattaessa erilaisia nesteitä. Myös nesteen lämpötila vaikuttaa sen ominaispainoon, joten sekin tulee ottaa huomioon laskettaessa nostokorkeutta.

Tilavuusvirralla tarkoitetaan nestetilavuutta, jonka pumppu siirtää tietyssä ajassa. Tilavuusvirta saadaan laskettua putken poikkipinta-alan ja virtaavan nesteen nopeuden avulla seuraavalla kaavalla.

$$Q = A * v \quad (2)$$

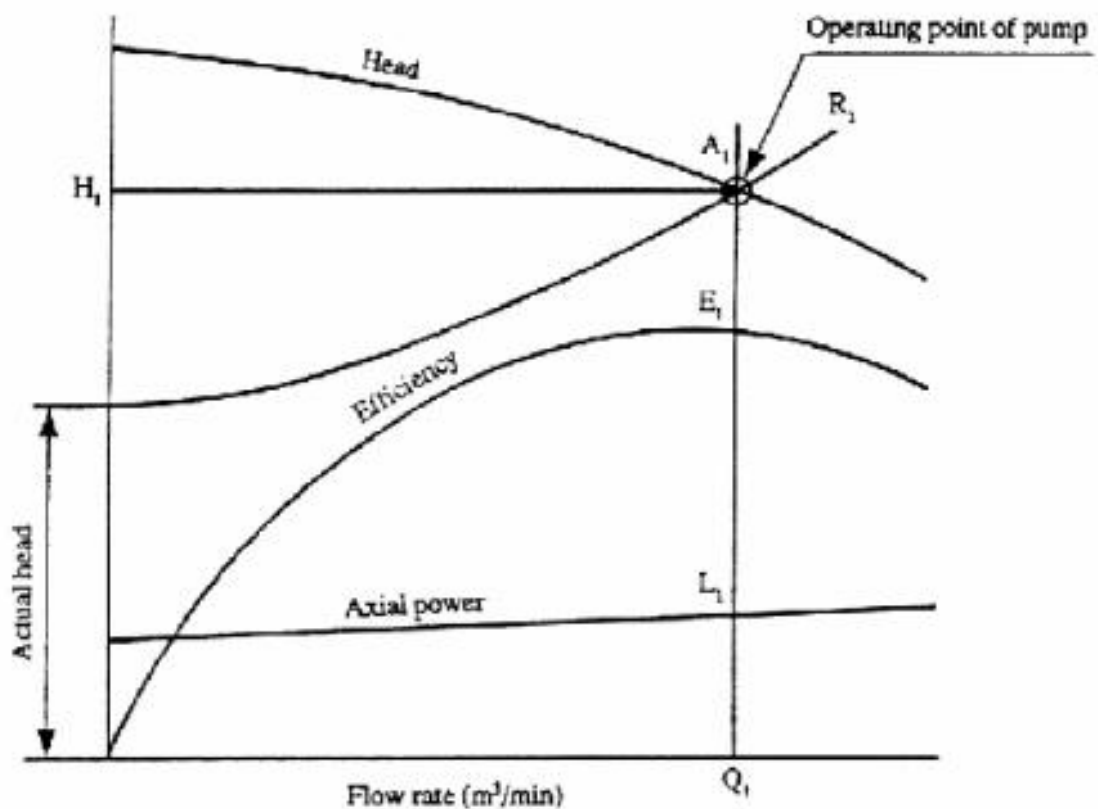
Q on tilavuusvirta (m^3/s)

A on virtauksen poikkipinta-ala (m^2)

v on nopeus (m/s)

[8]

Kuvassa 1 on esitetty toimintapiste nostokorkeudella H_1 ja tilavuusvirralla Q_1 . Toimintapiste on pumpun ominaiskäyrän ja verkoston vastuskäyrän leikkauspiste. Ominaiskäyrät pätevät normaalisti 50 Hz:n taajuudelle ja $+20\text{ }^\circ\text{C}$:n lämpöiselle vedelle. Muilla nesteillä kuin vedellä on otettava huomioon pumpattavan nesteen tiheys. Nesteen tiheys vaikuttaa suoraan verrannollisesti tehontarpeeseen, joten vettä tiheimmillä nesteillä tulee tarkastaa moottorin tehon riittävyys [9].



Kuva 1. Pumpun ominaiskäyrä, verkoston vastuskäyrä, pumpun hyötysuhteen ja akselitehon kuvaajat sekä toimintapiste (Q_1, H_1) [5].

Järjestelmän suurin lämmitys- tai jäähdytystehontarve määrää pumpun maksimivirtaaman (Q). Pumpun maksimi nostokorkeus (H) määräytyy kiertopiirin kokonaispainehäviöstä, joka aiheutuu maksimivirtaamalla (Q). Maksimivirtaama voidaan laskea seuraavalla kaavalla.

$$Q = \frac{\phi}{c_p * \rho * \Delta t} \quad (3)$$

Q on tilavuusvirta (dm^3/s)

ϕ on verkostossa tarvittava teho (kW)

c_p on nesteen ominaislämpökapasiteetti ($\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$)

ρ on pumpattavan nesteen tiheys (kg/dm^3)

Δt on verkoston meno- ja paluuveden lämpötilaero ($^\circ\text{C}$)

[6]

Pumpun sähköverkosta ottama teho P_1 lasketaan kaavalla 4.

$$P_1 = \frac{\rho * g * H * Q}{\eta_L} \quad (4)$$

P_1 on pumpun sähköverkosta ottama teho (W)

ρ on pumpattavan nesteen tiheys (kg/m^3)

g on putoamiskiihtyvyyys (m/s^2) = 9,81 m/s^2

H on nostokorkeus (m)

Q on tilavuusvirta (m^3/s)

η_L on Pumppausyksikön kokonaishyötysuhde

[9]

Pumpun akseliteho P_2 saadaan laskettua kaavalla 5. Myös pumppuvalmistajat ilmoittavat omissa käyrästöissään pumpun akselitehon tunnuksella P_2 ja pumpun sähköverkosta ottaman tehon tunnuksella P_1 . Pumpun moottorin arvokilpeen leimattu teho P_{2N} tarkoittaa nimellistehoa. Pumppu toimii lähes aina nimellistehoa P_{2N} pienemmällä teholla.

$$P_2 = \frac{\rho * g * H * Q}{\eta_p} \quad (5)$$

P_2 on pumpun akseliteho (W)

ρ on pumpattavan nesteen tiheys (kg/m³)

g on putoamiskiihtyvyys (m/s²) = 9,81 m/s²

H on nostokorkeus (m)

Q on tilavuusvirta (m³/s)

η_p on Pumpun hyötysuhde

[9]

Todellinen pumpun tehontarve on teho, jonka pumppu ottaa moottorilta. Osalla tästä energiavirrasta korvataan pumpussa syntyvät häviöt ja loppuosa käytetään nesteen siirtämiseen. Energiataloudellisuuden kannalta kannattaa valita pumppu, jossa on mahdollisimman suuri kokonaishyötysuhde pumpun koko käyttöalueella eli oikea pumppu oikeaan toimintapisteeseen.

Hyötysuhde on laskennallinen arvo, jolla ilmoitetaan, kuinka suuri osa pumppuun tuodusta tehosta saadaan hyödyksi virtaaman ja paineen tuotossa. Hyötysuhteeseen vaikuttaa pumpun, moottorin ja taajuusmuuttajan hyötysuhde. Taajuusmuuttajan hyötysuhdetta ei tarkastella tässä työssä.

Pumppujen hyötysuhteet vaihtelevat välillä 30–90 %. Toisaalta samankin pumpun hyötysuhde voi vaihdella huomattavasti kuormituksesta riippuen. Sähkomoottorien hyötysuhteet vaihtelevat välillä 60–97 %. Pienitehoisimmilla moottoreilla ja pumpuilla on alhaisimmat ja suuritehoisimmilla korkeimmat hyötysuhteet [16].

Pumpun hyötysuhde (η) saadaan selville, kun verrataan mitattua todellista tehoa (P_{tod}) laskennalliseen teoreettiseen tehoon (P_{teor}).

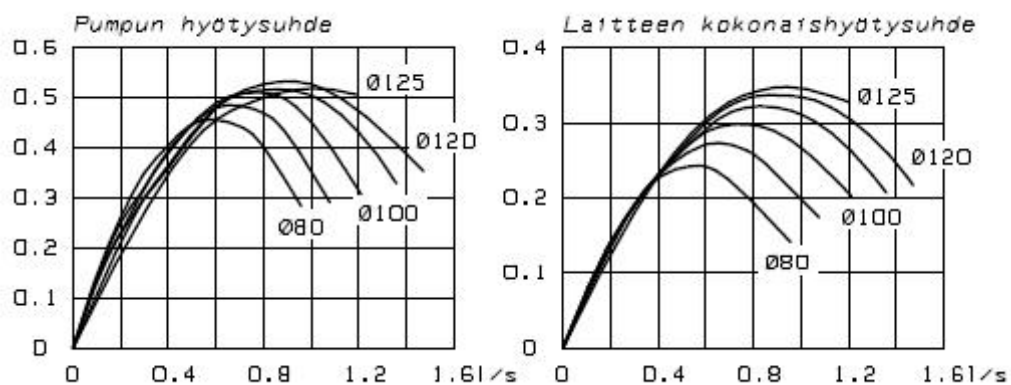
$$\eta = \frac{P_{teor}}{P_{tod}} \quad (6)$$

η on pumpun hyötysuhde

P_{tod} on mitattu todellinen teho

P_{teor} on laskettu teoreettinen teho

[8]



Kuva 2. Esimerkit pumpun hyötysuhde- ja laitteen kokonaishyötysuhdekäyristä eri juoksupyörillä [12].

Kuvasta 2 näkee, kuinka juoksupyörän koko vaikuttaa hyötysuhteeseen. Parasta mahdollista hyötysuhdetta tavoiteltaessa on valittava pumppuun mahdollisimman iso juoksupyörä. Mitä vähemmän pumpunpesän ja juoksupyörän väliin jää tyhjää tilaa, sitä parempi hyötysuhde saavutetaan. Toimintapistettä ei siis kannata muuttaa liikaa juoksupyörää pienentämällä. Reilusti ylimitoitetussa pumpussa juoksupyörän pienentäminen voi kuitenkin olla energiatehokkuuden kannalta perusteltua.

2.2 Pumppulait

Pumppulait tunnetaan myös nimellä affiniteettisäännöt. Affiniteettisäännöt kuvaavat pyörimisnopeuden muutoksen vaikutusta tilavuusvirran, nostokorkeuden ja tehon muutokseen. Affiniteettisäännöt pätevät pyörimisnopeuden muutoksiin edellyttäen, että hyötysuhde pysyy muuttumattomana. Pyörimisnopeuden muutoksen vaikutus hyö-

tysuhteeseen on korkeintaan muutaman prosenttiyksikön verran, joten hyötysuhteen voidaan olettaa pysyvän vakiona [14]. Pumpulait koostuvat seuraavista kaavoista.

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{n}{n_0} \quad (7)$$

$$\frac{H}{H_0} = \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \quad (8)$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \quad (9)$$

Q on pumpun uusi tilavuusvirta (dm^3/s)

Q_0 on pumpun tunnettu tilavuusvirta (dm^3/s)

n on pumpun uusi pyörimisnopeus (r/s)

n_0 on pumpun tunnettu pyörimisnopeus (r/s)

H on pumpun uusi nostokorkeus (m)

H_0 on pumpun tunnettu nostokorkeus (m)

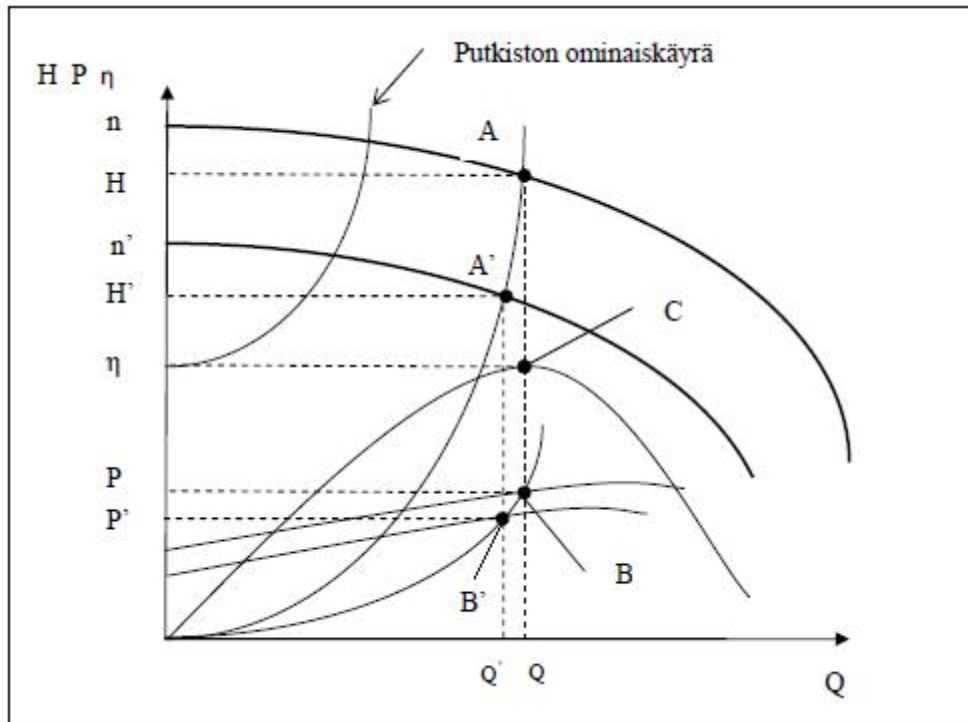
P on pumpun uusi teho (kW)

P_0 on pumpun tunnettu teho (kW)

[9]

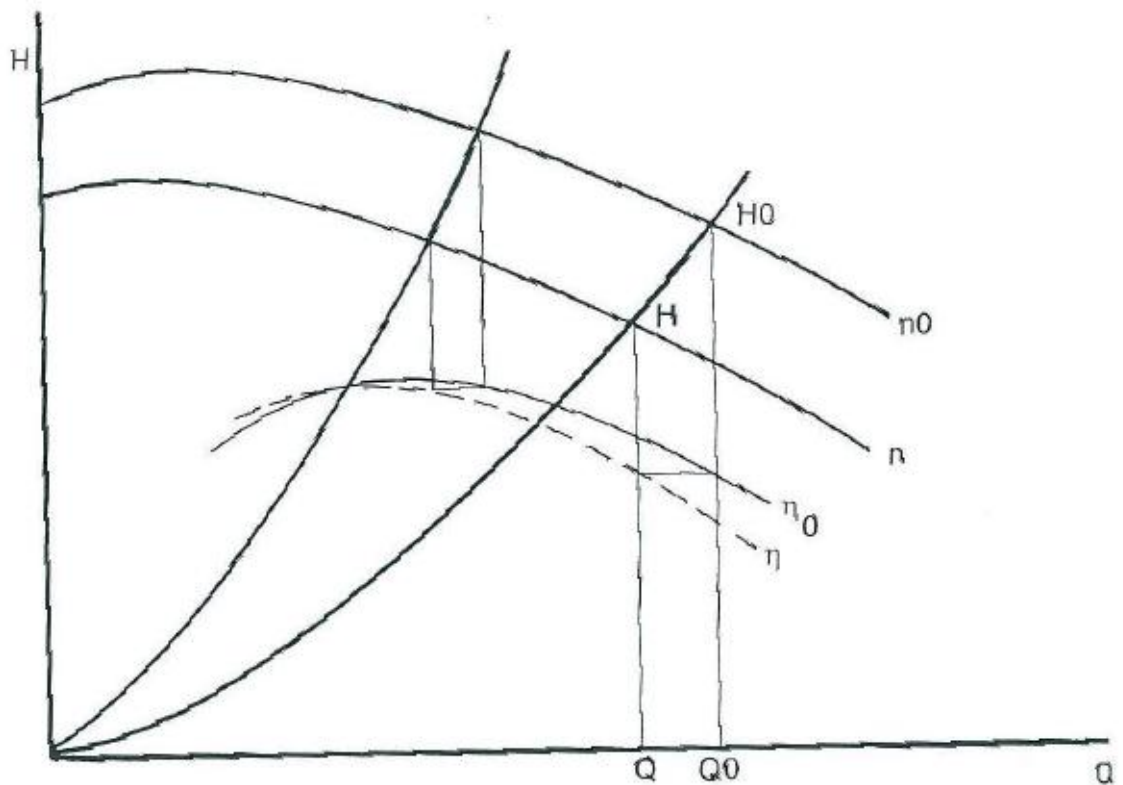
Tilavuusvirta on suoraan verrannollinen pyörimisnopeuteen, nostokorkeus muuttuu pyörimisnopeuden suhteen toiseen potenssiin ja teho muuttuu pyörimisnopeuden suhteen kolmanteen potenssiin. Laskuissa voidaan pyörimisnopeuden tilalla käyttää tilavuusvirtaa aina kun pumpun toimintapistettä muutetaan pyörimisnopeutta muuttamalla, sillä silloin voidaan myös olettaa hyötysuhteen pysyvän muuttumattomana. Affiniteettisäännöistä voidaan nähdä taajuusmuuttajasäädön vaikutus pumpun energiankulutukseen. Teho on suoraan verrannollinen energiankulutukseen, jolloin pyörimisnopeuden puolittuessa tehontarve ja energiankulutus tippuvat kahdeksasosaan alkuperäisestä. Taajuusmuuttajaohjatulla pyörimisnopeudensäädöllä voidaan siis päästä pumpun kokonaisenergiankulutuksen kannalta merkittäviin energiansäästöihin.

Kuvassa 3 esitetään affiniteettisääntöjen mukaan tapahtuvien muutosten vaikutuksia pumpun toimintapisteeseen.



Kuva 3. Pyörimisnopeuden muutoksen vaikutus toimintapisteeseen [14].

Tilannetta lähdetään tarkastelemaan toimintapisteestä A, jolloin pyörimisnopeus on n . Toimintapisteessä (piste A) tilavuusvirta on tällöin Q ja nostokorkeus H . Pumppu ottaa toimintapisteessä A tehon P (piste B) ja sen hyötysuhde on η (piste C). Pienemmällä pyörimisnopeudella n' piste A siirtyy pisteeseen A' eli saavutettava nostokorkeus pienenee. Vastaavasti tehokäyrillä siirrytään pisteestä B pisteen B' . Vähennettäessä pyörimisnopeutta tasaisesti, piste A lähestyy origoa paraabelin muotoista käyrää pitkin. Vastaavasti tehopiste B pienenee kolmannen asteen muotoista käyrää pitkin. Pisteellä A on hyötysuhdepisteen C mukaisesti hyötysuhde η . Toimintapisteen muuttuessa oletetaan hyötysuhteen pysyvän vakiona, jolloin pisteessä A' on oltava sama hyötysuhde [14]. Kuvasta 4 nähdään, kuinka vähän pyörimisnopeuden muutos vaikuttaa hyötysuhteeseen.



Kuva 4. Pyörimisnopeuden muutoksen vaikutus hyötysuhteeseen [9].

3 Pumpun valinta

Pumpun hankinnassa suurin valintaan vaikuttava tekijä, ainakin maksajan osalta, on usein pumpun hankintahinta. Pumpun elinkaarikustannuksista hankintahinnan osuus on kuitenkin vain 10 %, 5 % koostuu huoltokuluista ja loput 85 % energiankulutuksesta [17]. Pumpun hankinnassa maksajankin olisi siis syytä kiinnittää huomiota enemmän energiatehokkuuteen kuin hankintahintaan. Parhaimmillaan hyvin valittu ja mitoitettu pumppu voi kuluttaa 60 % vähemmän energiaa kuin huonosti valittu pumppu. Tällaisessa tapauksessa maksaja säästää energiakustannuksissa moninkertaisesti pumpun hankintahinnan. Paras tapa säästää pumppauskustannuksissa on pitää pumppauksen määrä mahdollisimman pienenä. Lisäksi putkiston häviöt tulisi minimoida. Putkiston häviöihin voidaan vaikuttaa pääasiassa suunnittelu- ja rakennusvaiheessa sekä korjausten yhteydessä.

3.1 Ylimittaiseksi valittu pumppu

Pumppujen ylityö on yksi suurimmista energiatehokkuusongelmista pumppauksessa. Motivan mukaan on arvioitu, että 75 % pumppausjärjestelmistä on ylityötettä ja monet niistä on mitoitettu yli 20 % liian suuriksi [5]. Ylityötetty pumppu tekee turhaa pumppaustyötä jolloin pumpun energiankulutus on tarpeettoman suuri. Vaikka ylityötetty pumppu olisikin yksittäisenä pumppuna tehokas, aiheuttaa väärä mitoittaminen prosessiin nähden koko systeemin tehokkuuden laskun.

Syitä pumpun ylityöittämiseen on monia, joista yleisimpinä esiintyvät mm. seuraavat:

- Putkiston painehäviötä ei tiedetä tai ne on arvioitu liian suuriksi.
- Pumpun teho ylityötetään mahdollisten laajennusten varalta.
- Pumppu on mitoitettu väärän ominaiskäyrän mukaan.
- Mitoituslaskelmiin lisätään tarpeettoman suuri varomarginaali.
- Pumpun valintaan ovat vaikuttaneet muut tekijät kuten hinta, myyjän suositus, toimitusaika ja saatavuus.

Verkosto on myös voitu suunnitella liian pienelle meno- ja paluulämpötilojen erolle. Kaavan 3 mukaan verkoston meno- ja paluueden lämpötilaero on kääntäen verrannollinen tilavuusvirtaan nähden. Seuraavista esimerkkilaskuista nähdään verkoston meno- ja paluueden lämpötilan muutoksen vaikutus tilavuusvirtaan, kun halutaan pitää verkostosta saatava teho samana.

$$Q = \frac{100 \text{ kW}}{4,19 \text{ kJ / kg}^\circ \text{C} * 0,998 \text{ kg / dm}^3 * (70 - 40)^\circ \text{C}} = 0,80 \text{ dm}^3 / \text{s}$$

$$Q = \frac{100 \text{ kW}}{4,19 \text{ kJ / kg}^\circ \text{C} * 0,998 \text{ kg / dm}^3 * (60 - 40)^\circ \text{C}} = 1,20 \text{ dm}^3 / \text{s}$$

$$\Delta t \text{ pienenee } (70 - 40)^\circ \text{C} - (60 - 40)^\circ \text{C} = 10^\circ \text{C}, \quad \frac{10^\circ \text{C}}{(70 - 40)^\circ \text{C}} * 100\% = 33,3\%$$

$$Q \text{ kasvaa } 1,20 \text{ dm}^3 / \text{s} - 0,80 \text{ dm}^3 / \text{s} = 0,40 \text{ dm}^3 / \text{s}, \quad \frac{0,40 \text{ dm}^3 / \text{s}}{0,80 \text{ dm}^3 / \text{s}} * 100\% = 50\%$$

Jos verkosto voidaan suunnitella menoveden 70 °C:n ja paluueden 40 °C:n lämpötiloille ($\Delta t=30$ °C) mutta jostain syystä käytetään menoveden lämpötilaa 60 °C ja paluueden lämpötilaa 40 °C ($\Delta t=20$ °C), aiheuttaa 33,3 %:n Δt :n pudotus tilavuusvirtaan 50 %:n nousun. Väärin suunnitellut verkoston lämpötilat voivat siis aiheuttaa pumpun reilun ylimitoituksen ja näin myös lisätä merkittävästi pumppausjärjestelmän energiankulutusta.

Jos verkoston lämpötilat olisi kuitenkin suunniteltu oikein, voi verkoston liian pieni Δt olla merkki ylimitoitetusta pumpusta. Tällaisessa tapauksessa pumppu pitää verkostossa liian suurta virtaamaa, jolloin paluuvesi ei ehdi jäähtyä tarpeeksi kierron aikana. Paluueden liian korkea lämpötila voi myös pahimmassa tapauksessa aiheuttaa lisäkuiluja kaukolämpöön liitetyssä kiinteistössä, sillä kaukolämpölaitos voi laskuttaa ylimääräistä asiakkaalta jonka kaukolämmön paluueden lämpötila on liian korkea.

Ylimitoitettu pumppu voidaan korjata jälkikäteen vaihtamalla pumppu, pumpun moottori tai molemmat uusiin. Pumpun pyörimisnopeutta pienentämällä päästään myös lähemmäksi pumpun optimaalista toimintapistettä. Muut korjaustoimenpiteet kuten juoksupyörän pienentäminen heikentävät pumpun hyötysuhdetta.

Yleisin ratkaisu ylimitoitetun pumpun virtaaman pienentämiseen on verkoston painehävien lisääminen venttiileitä kuristamalla. Tällaisissa tapauksissa piilevät pumppausjärjestelmien suurimmat energiansäästömahdollisuudet.

3.2 Kokonaishyötysuhteelta hyvän pumpun valinta

Pumpun kokonaishyötysuhteen optimointi on yksi tärkeimmistä asioista pumpun valinnassa. Vakiovirtaaman pumpuilla on vain yksi toimintapiste, jolloin pumpun valinta on melko helppoa. Valitaan pumppu, jossa on paras hyötysuhde juuri halutussa toimintapisteessä.

Muuttuvan virtaaman pumpuilla toimintapiste muuttuu, jolloin pumpun valinnassa on kiinnitettävä huomiota siihen, että hyötysuhde pysyy hyvänä koko pumpun toimintalueella. Hyvän hyötysuhteen saavuttamiseen eri toimintapisteissä päästään oikeilla

säätötavoilla, esimerkiksi taajuusmuuttajakäytöllä. Muuttuvan virtaaman pumpussa on kuitenkin valittava joku toimintapiste, jonka mukaan valitaan hyötysuhteeltaan paras pumppu. Tämän toimintapisteen selvittämiseksi on tarkasteltava pumpun vuotuisia käyntiaikoja eri virtaamilla.

Euroopan unionin direktiivi 2005/32/EY koskee akselitiivisteettömien kiertovesipumppujen ekologista suunnittelua ja niiden energiankulutusta [6]. Direktiivissä on määritelty muuttuvan virtaaman pumppujen vuotuiset käyttöajat eri virtaamilla taulukon 1 mukaisesti.

Taulukko 1. Direktiivin 2005/32/EY mukaiset pumpun vuotuiset käyttöajat eri virtaamilla [1].

Flow (as % of the maximum flow)	Time in % (Europump)
100%	6
75%	15
50%	35
25%	44

Voidaan tarkastella, kuinka vuotuiset käyttöajat eri virtaamilla (taulukko 1) vaikuttavat pumpun valintaan optimaalisen hyötysuhteen kannalta. Esimerkipumppuna käytetään Wilon Stratos 65/1-12-pumppua. Pumpun toimintapiste 100 %:n virtaamalla on seuraava: tilavuusvirta $5,7 \text{ dm}^3/\text{s}$, nostokorkeus $4,5 \text{ m}$ ja ottoteho (P1) $0,416 \text{ kW}$. Pumpun pyörimisnopeutta ohjataan taajuusmuuttajan avulla.

Vuodessa on 8760 tuntia ($24 \text{ h/d} * 365 \text{ d/a} = 8760 \text{ h/a}$), jolloin 100% virtaamalla kulutettu energia vuodessa on $0,06 * 8760\text{h/a} * 0,416 \text{ kW} = 218,65 \text{ kWh/a}$. Muilla virtaamilla vuoden aikana kulutettua energiaa laskettaessa käytetään apuna affiniteettisääntöjen laskukaavoja.

75% :n virtaamalla kulutettu energia vuodessa:

$$\frac{P}{0,416\text{kW}} = \left(\frac{0,75 * 5,7 \text{ dm}^3 / \text{s}}{5,7 \text{ dm}^3 / \text{s}} \right)^3$$

$$P = 0,416\text{kW} * \left(\frac{0,75 * 5,7 \text{ dm}^3 / \text{s}}{5,7 \text{ dm}^3 / \text{s}} \right)^3 = 0,176\text{kW}$$

$$0,15 * 8760\text{h/a} * 0,176 \text{ kW} = 230,61 \text{ kWh/a}$$

50 %:n virtaamalla kulutettu energia vuodessa:

$$\frac{P}{0,416\text{kW}} = \left(\frac{0,50 * 5,7\text{dm}^3 / \text{s}}{5,7\text{dm}^3 / \text{s}} \right)^3$$

$$P = 0,416\text{kW} * \left(\frac{0,50 * 5,7\text{dm}^3 / \text{s}}{5,7\text{dm}^3 / \text{s}} \right)^3 = 0,052\text{kW}$$

$$0,35 * 8760\text{h/a} * 0,052 \text{ kW} = 159,43 \text{ kWh/a}$$

25 %:n virtaamalla kulutettu energia vuodessa:

$$\frac{P}{0,416\text{kW}} = \left(\frac{0,25 * 5,7\text{dm}^3 / \text{s}}{5,7\text{dm}^3 / \text{s}} \right)^3$$

$$P = 0,416\text{kW} * \left(\frac{0,25 * 5,7\text{dm}^3 / \text{s}}{5,7\text{dm}^3 / \text{s}} \right)^3 = 0,0065\text{kW}$$

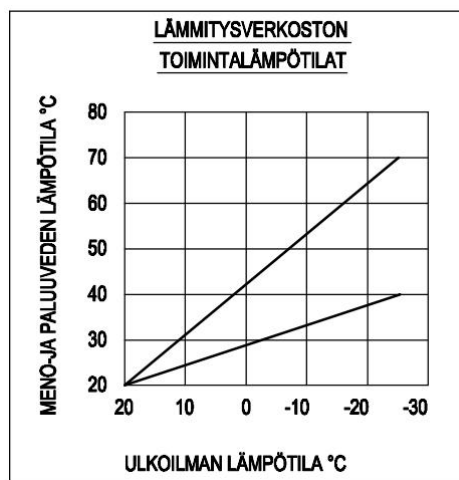
$$0,44 * 8760\text{h/a} * 0,0065 \text{ kW} = 25,05 \text{ kWh/a}$$

Euroopan unionin direktiivin 2005/32/EY mukaisilla käyttöajoilla pumppu kuluttaa eniten energiaa vuoden aikana toimiessaan 75 %:n virtaamalla (230,61 kWh/a). Tämän esimerkkitarkastelun mukaan pumppu kannattaa siis valita niin, että 75 %:n virtaamalla saavutetaan paras mahdollinen hyötysuhde.

Vuotuisten käyttötuntien tarkka määrittäminen suunnitteluvaiheessa on kuitenkin vaikeaa. Kun käyttötunteja ei voida tarkasti määrittää, kannattaa pumppu valita 100 %:n virtaaman toimintapisteen mukaan. Esimerkkilaskusta nähdään, että 100 %:n virtaamalla kulutettu energia on lähellä 75 %:n virtaamalla kulutettua, joten valinta 100 %:n virtaaman mukaan on perusteltua, kun käyttötunteja ei voida määrittää.

On otettava myös huomioon, että direktiivin käyttöajat eivät ole absoluuttisia, sillä esimerkiksi maantieteellinen sijainti vaikuttaa vuotuisiin käyttöaikoihin eri virtaamilla. Suomessa direktiivin mukaisia käyttöaikoja voi soveltaa jäähdytysjärjestelmiin, koska ne toimivat vakioämpötilaerolla. Tämän lisäksi direktiivin käyttöajat voivat soveltua ilmanvaihdon lämmitysverkostoon, jos ilmanvaihtokoneissa käytetään lämmöntalteenottoa, joka vähentää varsinaisen lämmityksen tarvetta. Lämmitysjärjestelmät, erityisesti patteriverkostot toimivat Suomessa lähes aina 100–65 %:n virtaamalla silloin kun on lämmityksen tarvetta. Virtaamat jakautuvat keskimäärin niin, että 100 %:n virtaamalla pumpataan 20 % käyttötunneista, 75 %:n virtaamalla 75 % käyttötunneista ja 65 %:n virtaamalla 5 % käyttötunneista [18].

Lämmitysjärjestelmissä pienemmät virtaamat kompensoidaan menoveden lämpötiläkäyrällä, eli pienemmällä lämmityksen tarpeella verkostoon ajetaan viileämpää vettä. Patteriverkostossa liian korkea menoveden lämpötila aiheuttaa ongelmia termostaattisten patteriventtiilien toiminnassa. Jos lämmityspatterin termostaattiventtiiliin tulee pienellä lämmityksen tarpeella liian kuumaa vettä, venttiili sulkeutuu nopeasti, jolloin patteriin pääsee kerralla vain pieni määrä lämmintä vettä. Tämä aiheuttaa sen, että patterista lämpiää vain sen yläreuna ja muu osa patteria jää kylmäksi. Tällaisessa tapauksessa lämmönsiirto patterista huoneeseen on huomattavasti heikompaa kuin tasaisesti lämmenteestä patterista. Lämmityspatterit lämpiävät tasaisesti ja samalla huoneiden lämmitys toimii oikein, kun verkostoon ajettavan veden lämpötila muuttuu menoveden lämpötiläkäyrän mukaan [18]. Kuvassa 5 on esimerkki lämmitysjärjestelmän meno- ja paluueden lämpötiläkäyristä.

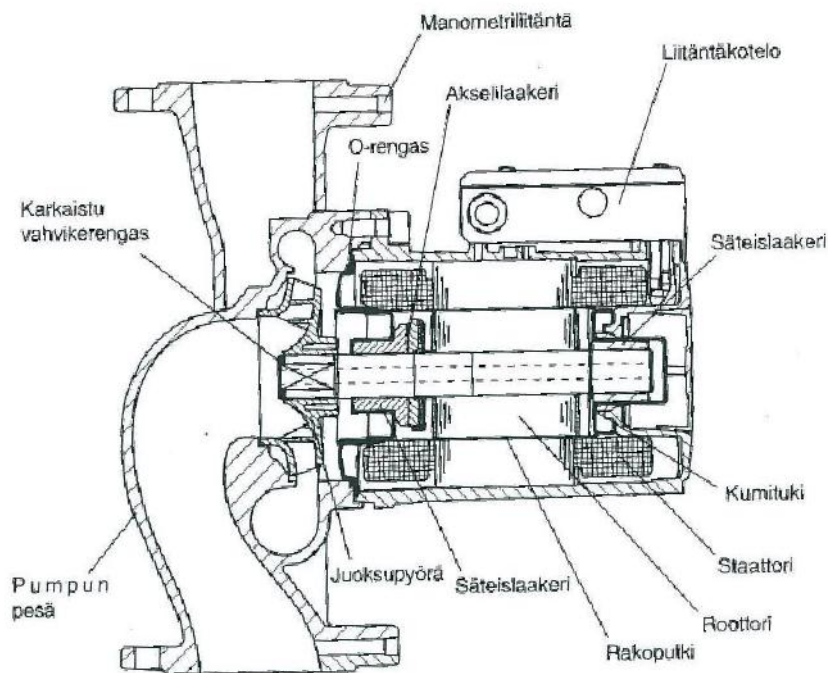


Kuva 5. Meno- ja paluueden lämpötiläkäyrät [20].

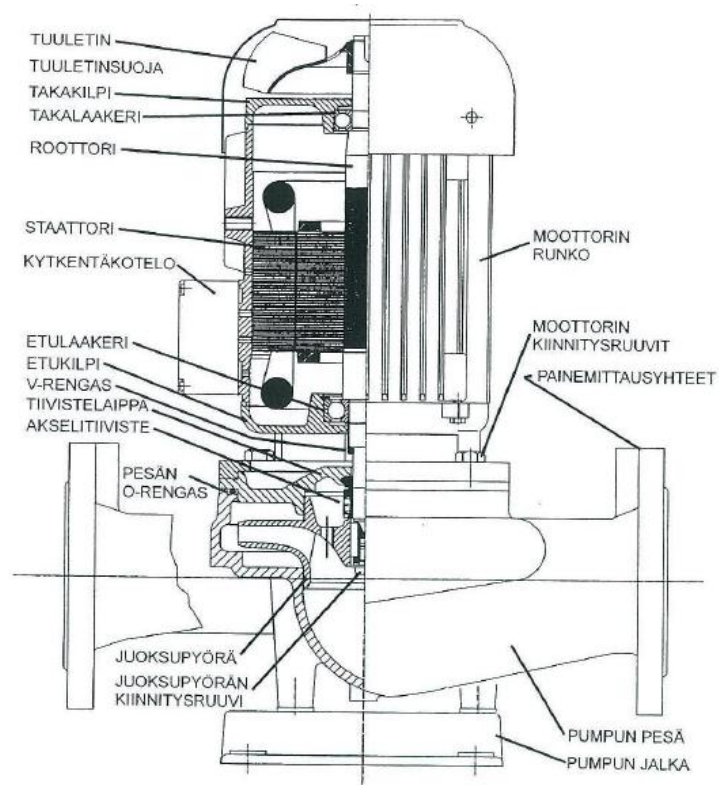
3.3 Moottori

Pumpun kokonaishyötysuhteen kannalta on myös tärkeää valita mahdollisimman energiatehokas moottori. Kiertovesipumppuun voi valita joko märkämoottorin tai kuivamoottorin. Perinteisiä märkä- ja kuivamoottoreita verrattaessa ei hyötysuhteissa juuri ole eroja. Eroavaisuudet hyötysuhteissa näiden kahden moottorityypin välillä syntyvät toimintapisteestä riippuen. Käytännössä kuitenkin hyötysuhteet ovat yhtä hyvät [18]. Moottorityypin valinta parhaan mahdollisen hyötysuhteen kannalta on tehtävä pumpun halutun toimintapisteen tai toimintapisteiden perusteella. Kuten luvussa 2.1 jo mainittiin, sähkömoottoreiden hyötysuhteet vaihtelevat yleensä välillä 60–97 %. Pienitehoisimmilla moottoreilla on alhaisimmat ja suuritehoisimmilla korkeimmat hyötysuhteet. Erityisesti pienitehoisilla, alle 0,75 kW:n kuivamoottoreilla hyötysuhde voi olla erityisen heikko, noin 40–50 %.

Märkämoottoripumpussa (kuva 6) pumpattava neste ympäröi roottorin ja laakeroinnin, jolloin pumpattava neste voitelee pumpun laakereita ja jäädyttää moottoria. Tämän seurauksena sähkömoottorin tuottamaa lämpöä siirtyy pumpattavaan nesteeseen. Märkämoottoripumppua ei siis kannata asentaa jäähdytysjärjestelmään, koska järjestelmän energiatehokkuus kärsii pumpun lämmittäessä verkostossa kiertävää nestettä. Lämmitysjärjestelmissä pumpattavaan nesteeseen siirtyvä lämpö saadaan hyödyksi, joten lämmitysjärjestelmään kannattaakin asentaa märkämoottoripumppu jos se on myös hyötysuhteen kannalta perusteltua. Märkämoottoripumpussa on kuivamoottoripumppua hiljaisempi käyntiääni ja moottorin ja pumpun pesän välillä ei ole mekaanista tiivistettä, joka tekee pumpusta huoltovapaamman.



Kuva 6. Halkileikkauspiirustus märkämoottoripumpusta [9].



Kuva 7. Halkileikkauspiirustus kuivamoottoripumpusta [9].

Kuivamoottoripumpussa (kuva 7) sähkömoottori ja pumpun hydraulikka on erotettu akseliivisteellä toisistaan. Pumppu ei siis siirrä sähkömoottorin lämpöä pumpattavaan nesteeseen, vaan moottorin jäähdytys on hoidettu tuulettimella. Kuivamoottoripumppu soveltuu tämän takia märkamoottoripumppua paremmin jäähdytysjärjestelmän pumppuksi. Kuivamoottoripumppu soveltuu myös märkamoottoripumppua paremmin vettä tiheämmille nesteille ja on näin paremmin räätälöitävissä erikoisvaatimusten mukaan.

Nykyään on kiertovesipumppuihin saatavana myös kestomagneettimoottoreita (EC-moottori). EC-moottori on elektronisesti kommutoitu tasavirtamoottori (kuva 8). Tämä tarkoittaa, että perinteiset hiiliharjat on korvattu sisäänrakennetulla säätimellä, joka ohjaa virtaa käämeihin elektronisesti. Hall-sensori viestittää säätimelle moottorin asennon suhteessa staattoriin. Viestin perusteella säädin ohjaa virtaa oikeaan käämiin oikeaan aikaan. Tasavirtamoottorin tapaan ei ole jättämähäviöitä, joten EC-moottorin hyötysuhde on parempi.

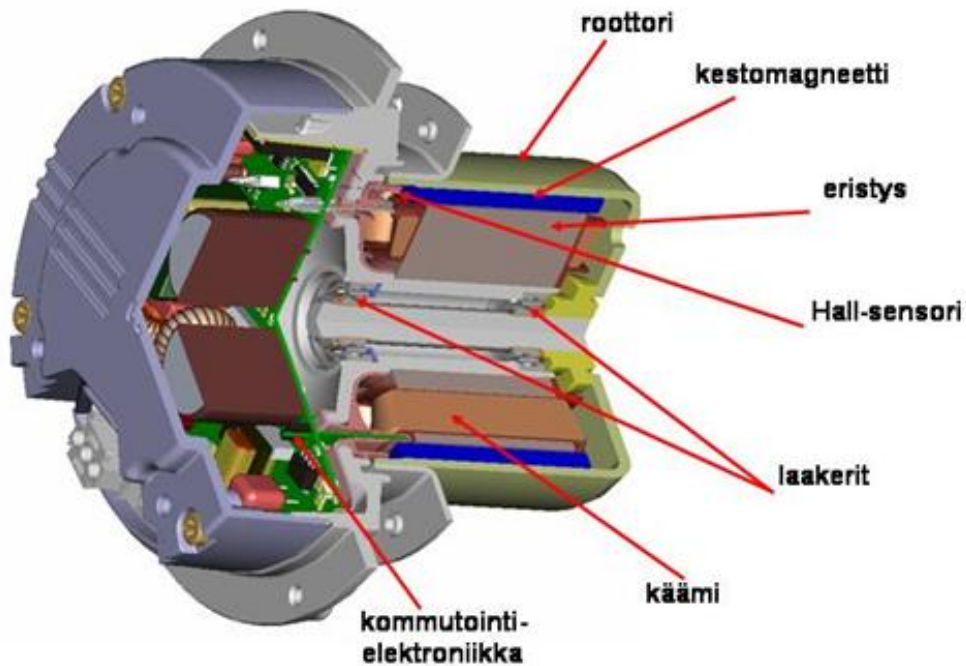
Pyörimisnopeus säädetään ulkoisella 0–10 V:n jänniteviestillä, esimerkiksi valvonta-alakeskuksesta. Mitä korkeampi jänniteviesti on, sitä vahvempi virta ohjataan käämeihin ja pyörimisnopeus kasvaa.

EC-moottorilla on käytössä 10–100 %:n säätöalue. Portaattoman pyörimisnopeuden säädön ansiosta EC-moottorin ohjausominaisuudet ovat erinomaiset. Tasavirtamoottorille ominainen vääntömomentti pysyy melkein samana koko säätöalueella, joten hyötysuhde on korkea riippumatta pyörimisnopeudesta [2].

EC-moottorin suurimpana etuna ovat alhainen energiankulutus ja sen myötä alhaiset käyttökulut. EC-moottorit kuluttavat keskimäärin 30 % vähemmän energiaa kuin tavalliset AC-moottorit. Osateholla energiansäästö verrattuna taajuusmuuttajaohjattuun AC-moottoriin voi olla jopa 50 %. Muut edut ovat seuraavat.

- Ei erillistä taajuusmuuttajaa.
- Moottorin suojaustekniikka integroitu moottoriin. Lisälaitteita kuten EMC-suojaa tai moottorisuojaa ei tarvita.
- Tasainen ja hiljainen käynti.

- Ei harjoja, ei kipinöintiä, ei loisvirtaa.
- Luotettavuus.
- Pitkä elinikä.
- Yksinkertainen ja turvallinen sähkö-/automaatiikkaurakka työmaalla.



Kuva 8. EC-moottori [2].

Tällä hetkellä pumppuihin EC-moottoreita on kuitenkin saatavana vain 1,5 kW:n ja sitä pienemmillä tehoilla. Näillä tehoilla toimiviin pumppuihin on hyötysuhteen kannalta perusteltua hankkia EC-moottori, sillä muilla moottoreilla ei päästä yhtä hyvään hyötysuhteeseen.

EC-moottoreita käytetään nykyään myös jäähdytysverkoston pumppuina. Jäähdytysjärjestelmiä suunniteltaessa on kuitenkin otettava huomioon, että pumpun moottorina käytettynä EC-moottori on märkämoottori, jolloin moottorista siirtyy aina lämpöä verkostossa kiertävään nesteeseen. EC-moottorin hyötysuhde on kuitenkin niin hyvä, että lämmön siirtyminen on paljon vähäisempää kuin perinteisellä märkämoottorilla.

4 Pumpun säätöjärjestelmän sovittaminen verkoston ominaisuuksiin

Pumppausjärjestelmän energiatehokkuuden kannalta on erittäin tärkeää valita oikea säätötapa. Optimaalisen säätötavan valintaan vaikuttavat mm. pumpun käyttötunnit, virtauksen säätötarve ja pumpulta vaadittava nostokorkeus. Säätötavan tavoitteena on pitää pumpu mahdollisimman lähellä parasta hyötysuhdettaan sekä minimoida häviöt ja turha pumppaus. Tapauksissa joissa verkoston virtaama vaihtelee, taajuusmuuttajalla toimiva pyörimisnopeussäätö on usein edullisin säätötapa. Vakiovirtaamalla toimivissa järjestelmissä taajuusmuuttajakäytöstä ei ole hyötyä, koska pumpu toimii koko ajan samassa toimintapisteessä.

4.1 Vakiovirtaaman järjestelmät

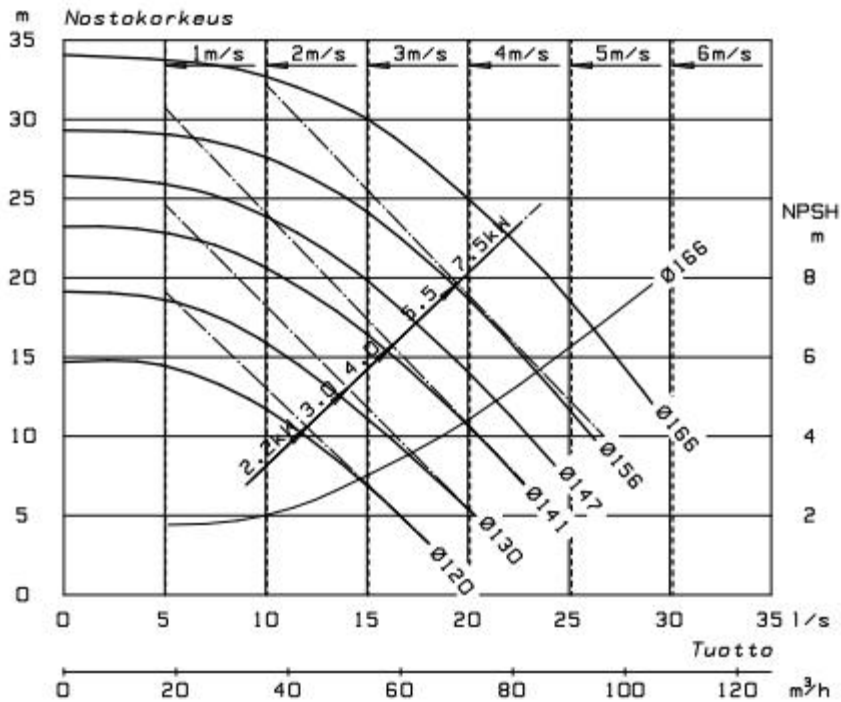
Nykyisin LVI-järjestelmissä vakiovirtaamalla toimivia kiertovesipumppuja ovat yleensä ilmanvaihdon lämmityspatterin kiertovesipumppu, jäähdytyskoneen latauspiirin kiertovesipumppu ja lämpimän käyttöveden kiertovesipumppu. Vakiovirtaaman pumppua voidaan säätää säätöventtiilillä kuristamalla ja pyörimisnopeussäädöllä.

Säätöventtiilillä kuristamalla tapahtuvaa kuristussäätöä voidaan pitää perinteisenä säätötapana. Siinä pumpun tuottamaa painetta hävitetään painepuolelle sijoitetussa säätöventtiilissä. Tällöin nostokorkeus kasvaa ja tilavuusvirta pienenee. Kavitaatiovaaran vuoksi kuristamista ei saa ikinä suorittaa pumpun imupuolelle sijoitetulla venttiilillä.

Kavitaatio on ilmiö, jossa paine pumpun juoksupyörässä jossain kohdassa alittaa nesteen höyrystymispaineen. Tällöin nestettä höyrystyy ja muodostuneet höyrykuplat luhistuvat nopeasti painenvaihtelujen johdosta. On arvioitu, että tällaisen höyrykuplan äkillisen kokoon luhistumisen aiheuttama paineisku on voimakkuudeltaan 7–8 MPa [9]. Mikään pumpu ei kestä kavitaation jatkuvaa vaikutusta, ja se voi kuluttaa pumpun juoksupyörän nopeastikin piloille. Kavitoiva pumpu ei myöskään anna samaa painetta kuin normaalisti toimiva vastaava pumpu.

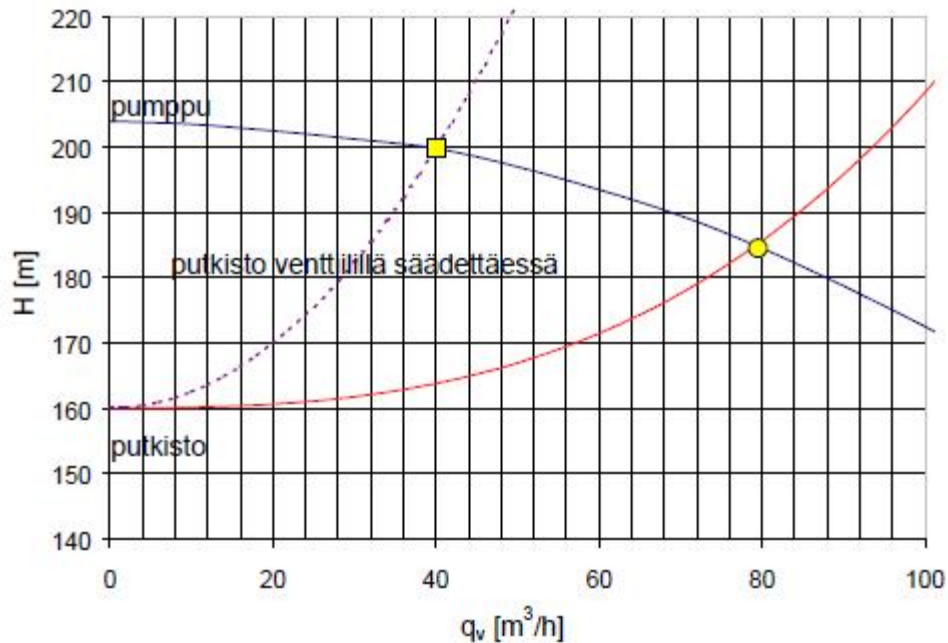
Pumpun imupuolella on oltava riittävä paine kavitaation estämiseksi. Tämän takia säätöventtiilin sijoittaminen imupuolelle on erityisen haitallista, sillä se pienentää pumpun imupuolen painetta. Pumpun NPSH-arvolla (net positive suction head) tarkoitetaan

vaadittavaa imupuolen paineen ja höyrypaineen erotusta, jotta kavitaatiota ei synny. Kuvassa 9 on esimerkki NPSH-käyrästä. Käyrästä oikeasta laidasta voidaan lukea vaadittava imupuolen paineen ja höyrypaineen erotus.



Kuva 9. Esimerkki NPSH-käyrästä [15].

Kuristussäätöä voidaan ajatella ominaiskäyrästä avulla siten, että pumpun käyrä pysyy ennallaan putkiston käyrän muuttuessa. Säätöventtiilillä kasvatetaan putkiston painehäviötä, jolloin tilavuusvirta pienenee suuremman nostokorkeuden tarpeen myötä. Kuristussäätöä käytettäessä ominaiskäyrästä liikutaan siis pumpun käyrää pitkin. Haluttu virtaama, nostokorkeus ja hyötysuhde voidaan lukea suoraan olemassa olevista käyrästä uuden toimintapisteen kohdalta. Putkiston ominaiskäyrän muuttumisesta venttiiliä kuristettaessa on havainnollistettu kuvassa 10. Alkuperäinen toimintapiste on piirretty pumpun ja putkiston ominaiskäyrien leikkauspisteeseen ympyränä. Putkiston ominaiskäyrä venttiilin kuristamisen jälkeen on piirretty katkoviivalla. Uusi toimintapiste on kuvattu neliönä.

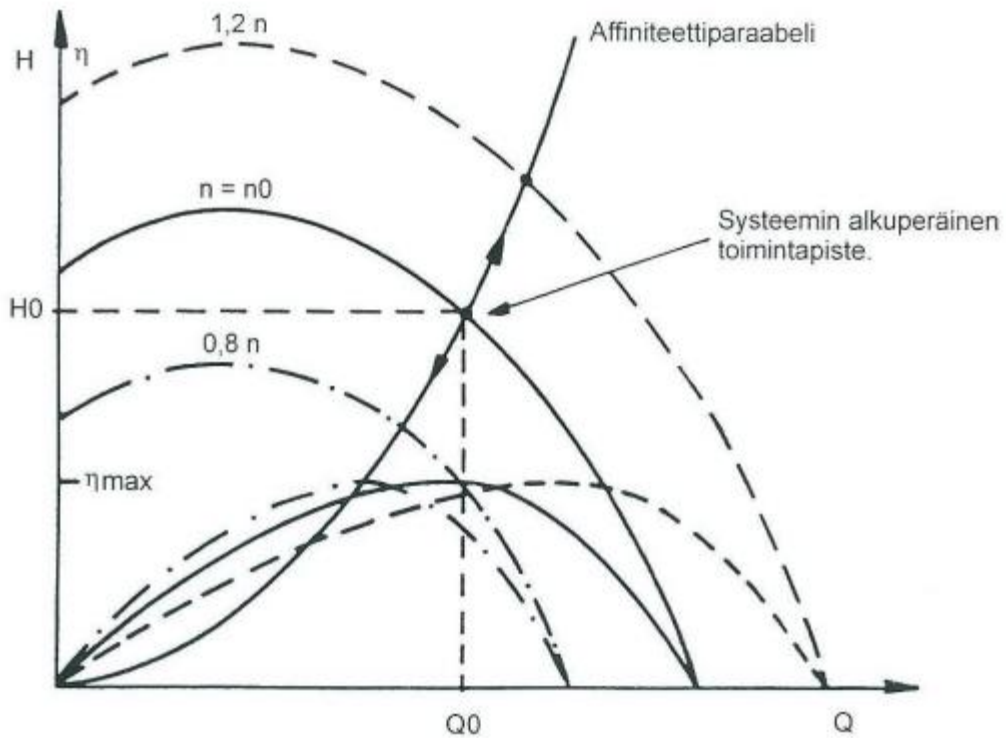


Kuva 10. Putkiston ominaiskäyrän muuttuminen kertosäätöventtiilillä säädettyä [19].

Kuristussäädössä energiansäästö on pientä, koska pumppu joutuu koko ajan työskentelemään venttiilin aiheuttamaa suurta painetta vastaan. Kuristussäädöllä aiheutettu pienempi virtaama vähentää hieman pumpun ottotehoa, mutta se myös heikentää pumpun hyötysuhdetta. Pumppu tulisi valita niin, että päästään mahdollisimman lähelle haluttua toimintapistettä ilman kuristussäätöä.

Haluttua toimintapistettä säädettyä valitaan ensin oikea pyörimisnopeus. Vakiovirtaaman pumpeissa on yleensä 3 tai 4 eri pyörimisnopeutta esimerkiksi 900 r/min, 1 100 r/min, 1 300 r/min ja 1 500 r/min. Pyörimisnopeus muutetaan manuaalisesti. Pumppu kannattaa siis valita niin, että jollain näistä pumpun pyörimisnopeuksista päästään mahdollisimman lähelle haluttua toimintapistettä. Jos haluttua toimintapistettä ei saada käytössä olevilla pyörimisnopeuksilla, valitaan halutun toimintapisteen vaatimasta pyörimisnopeudesta seuraavaksi suurempi pyörimisnopeus. Tällöin jos käytössä on em. pyörimisnopeudet ja haluttu toimintapiste saavutetaan pyörimisnopeudella 1 200 r/min, valitaan pumppuun pyörimisnopeus 1 300 r/min. Tämän jälkeen haluttu toimintapiste säädetään kuristussäädöllä.

Muutettaessa pumpun pyörimisnopeutta muuttuvat pumpun ominaiskäyrät kuvan 11 mukaisesti. Kuvassa on esitetty yhden pumpun ominaiskäyrät pyörimisnopeuksilla $0,8 \cdot n$, n ja $1,2 \cdot n$.



Kuva 11. Pumpun ominaiskäyrät eri pyörimisnopeuksilla.

Pyörimisnopeuden muuttuessa siirtyy pumpun alkuperäinen toimintapiste uuden toimintapisteen edellyttämälle ominaiskäyrälle pitkin affiniteettiparaabelia. Pyörimisnopeuden muutoksen vaikutus hyötysuhteeseen on affiniteettiparaabelilla liikuttaessa niin vähäinen, että se jätetään huomioimatta.

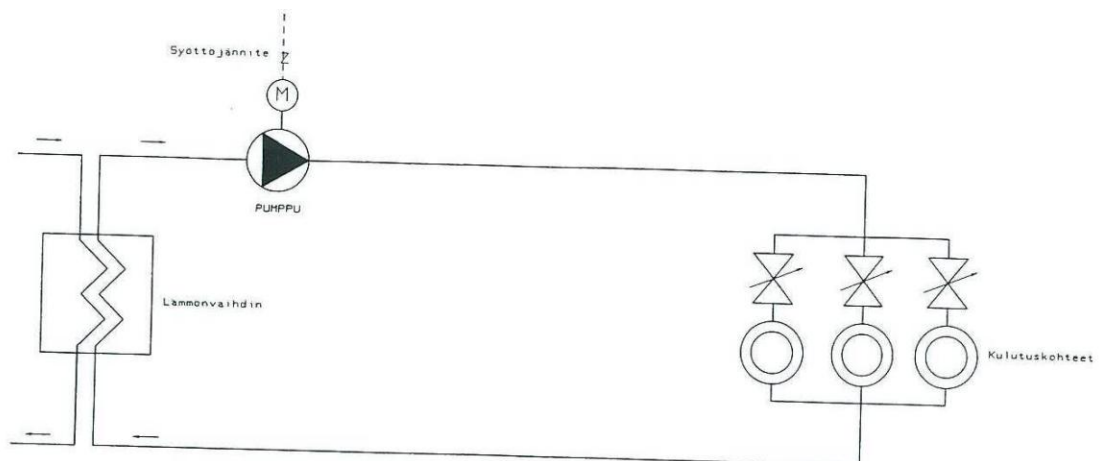
Vakiovirtaamalla toimivaa pumppua ei säädetä pumpun toimiessa, vaan pumppu toimii koko ajan samassa toimintapisteessä. Sääto tapahtuu asennusvaiheessa haluttua toimintapistettä säädettyä.

4.2 Muuttuvan virtaaman järjestelmät

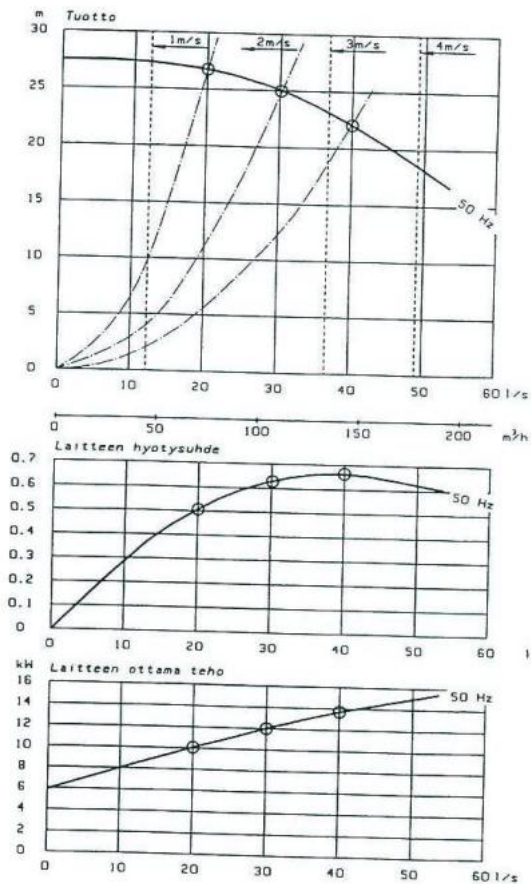
Yleensä muuttuvalla virtaamalla toimivia pumppuja ovat lämmitys- ja jäähdytysverkostojen pääpumput. Muuttuvan virtaaman järjestelmissä voidaan käyttää samoja säätömenetelmiä kuin vakiovirtaaman järjestelmissä, jolloin pumppu on ns. vakionopeuspumppu. Tällaisissa tapauksissa erona vakiovirtaaman järjestelmiin on se, että virtaama vaihtelee verkoston moottoriventtiilien tai patteriventtiilien sulkeutuessa ja avautuessa. Siten venttiilien sulkeutuessa verkoston painehäviö kasvaa ja virtaama pienenee ja venttiilien avautuessa käy päinvastoin. Tällöin verkoston ominaiskäyrä ja pumpun toimintapiste muuttuvat samalla tavalla kuin kuristussäädössä.

Pumpun tuottoa voidaan säätää myös ns. käy–seis-säädöllä, jonka hyötysuhde on usein huono. Vielä haitallisempia ovat toistuvat käynnistykset ja pysäytykset, jotka rasittavat sähköverkkoa, pumppua, putkistoa ja putkiston laitteita. [9]

Vakionopeuspumppua voidaan käyttää, jos virtaaman vaihtelut ovat pieniä, alle 10 %. Tällöin, pumpun koosta riippuen, pyörimisnopeussäätö ei välttämättä ole perusteltua elinkaarikustannusten kannalta. Vakionopeuspumpun etuina ovat alhaisemmat hankintakustannukset sekä yksinkertaisemmän rakenteen ansiosta luotettavuus. Kuvassa 12 on esitetty vakionopeuspumpun toiminta pelkistetyssä toimintakaaviossa ja kuvassa 13 toimintapisteen muuttuminen virtaaman muuttuessa.



Kuva 12. Vakionopeuspumpun pelkistetty toimintakaavio [9].



Kuva 13. Vakionopeuspumpun toimintapisteen muuttuminen [9].

Muuttuvan virtaaman järjestelmissä virtaaman vaihtelut ovat lähes aina niin suuria, että vakionopeuspumpua ei kannata hankkia, vaan pumpun pyörimisnopeutta tulisi ohjata taajuusmuuttajalla. Näin suurimmassa osassa nykypäivän suunnitelmia myös tehdään, esimerkiksi tämän työn toimeksiantajan Insinööritoimisto Olof Granlundin suunnitelmissa muuttuvan virtaaman järjestelmissä on aina taajuusmuuttajakäytöllä toimiva pumppu, jota säädetään vakiopaine-eron mukaan. Kun pumpattavat nestemäärät vaihtelevat, pumpun säätö taajuusmuuttajalla säästää aina energiaa.

Taajuusmuuttajalla voidaan portaattomasti säätää pumpun moottorin pyörimisnopeutta. Pyörimisnopeutta voidaan ohjata mm. paineen, paine-eron, virtaaman tai lämpötilan mukaan. Taajuusmuuttajakäytöt suosivat jyrkkiä pumpun ominaiskäyriä paine-ero-ohjauksessa. Tällöin pienet virtaamat pudottavat nopeutta enemmän, ja hyötysuhde pysyy hyvänä koko käyttöalueella. Pumpun maksimitoimintapiste pitäisi saada osumaan pumppukäyrän kaltevalle osalle pumpun parhaan hyötysuhdepisteen lähelle. Pumpun valinnan suorittavan henkilön on siis tiedettävä, että pumppua tullaan käyttämään taa-

juusmuuttajalla. Tällöin pumppu voidaan valita toiminnallisesti ja energiataloudellisesti oikein.

Taajuusmuuttaja on viritettävä niin, että estetään pumpun ajautuminen ylikuormalle. Virtarajoitus on asetettava korkeintaan moottorin kilpiarvoa vastaavaksi. Yli 50 Hz:n taajuudella pumppu voi joutua ylikuormalle, jolloin värinävoimat ja kuluminen kasvavat ja pumpun käyttöikä lyhenee. Pumppu tulee siis valita niin, että maksimi virtaama saavutetaan 50 Hz:n taajuudella ja sitä suurempien taajuuksien käyttö rajataan pois taajuusmuuttajan asetuksilla [9].

Pelkistettyjen toimintakaavioiden yhteydessä esitetyistä käyrästä nähdään, että tehontarve putoaa selvästi pyörimisnopeussäädöllä verrattuna vakionopeuskäyttöön. Vakio-paine-ero-ohjauksessa, varsinkin jos paine-eromittaus on kytketty mittaamaan kulutuskohteen paine-eroa, pystytään prosessin pumppaus suorittamaan huomattavasti pienemmällä tehontarpeella. Saavutettava tehonsäästö riippuu kuitenkin oleellisesti siitä, millä virtaamalla pumppua keskimäärin käytetään. Kun tunnetaan tehonsäästö, voidaan energiansäästö laskea kertomalla tehonsäästö käyttöajalla. Pyörimisnopeussäädön aiheuttamat lisähankintakustannukset palautuvat energiansäästönä takaisin, kun järjestelmän suunnitteluvaiheessa huomioidaan säädön tarve, -tapa ja taajuusmuuttajakäyttö pumpun valinnassa. Investoinnin takaisinmaksuaikaan vaikuttaa myös pumpun koko, mitä suurempi pumppu, sitä nopeammin pyörimisnopeussäätö maksaa itsensä takaisin.

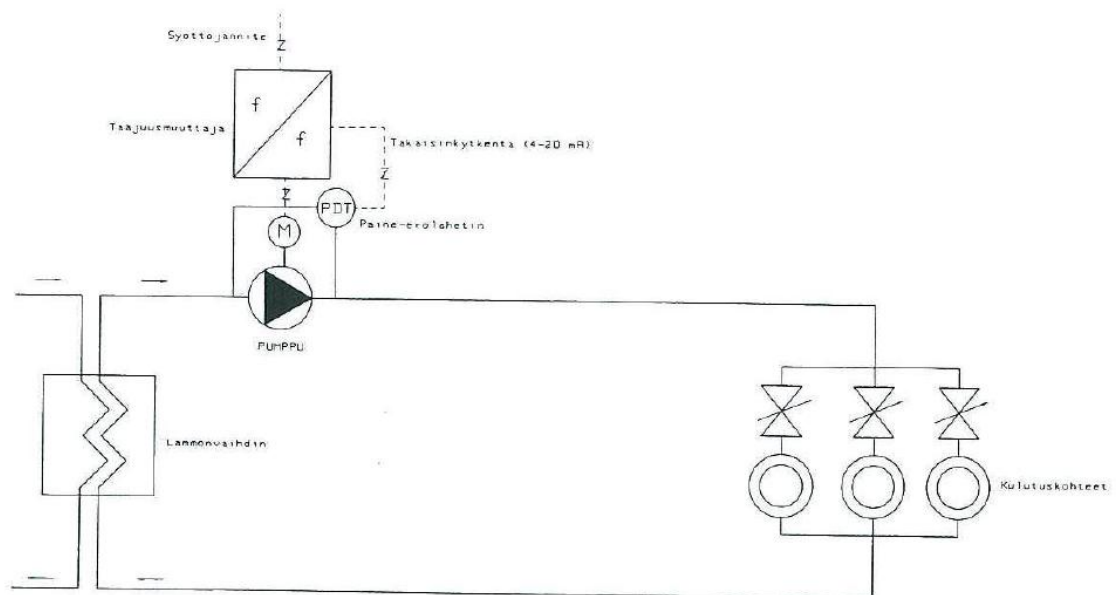
Taajuusmuuttajakäytön muita etuja pumppukäytössä:

- Virtaaman vaihdellessa paljon selvittää säädön ansiosta usein yhdellä pumpulla.
- Sähköjälkelaitteet pienenevät, koska sähkömoottori ottaa vain murto-osan siitä käynnistysvirrasta, jonka suora käynnistys vaatii.
- Tarkempi säätö verrattuna muihin säätötapoihin.
- Ylläpitokustannukset putkistossa pienenevät. Koska rasitukset pienenevät, paine on juuri niin korkea kuin on tarpeen ja paineiskut pienenevät pehmökäynnistyksen ansiosta.

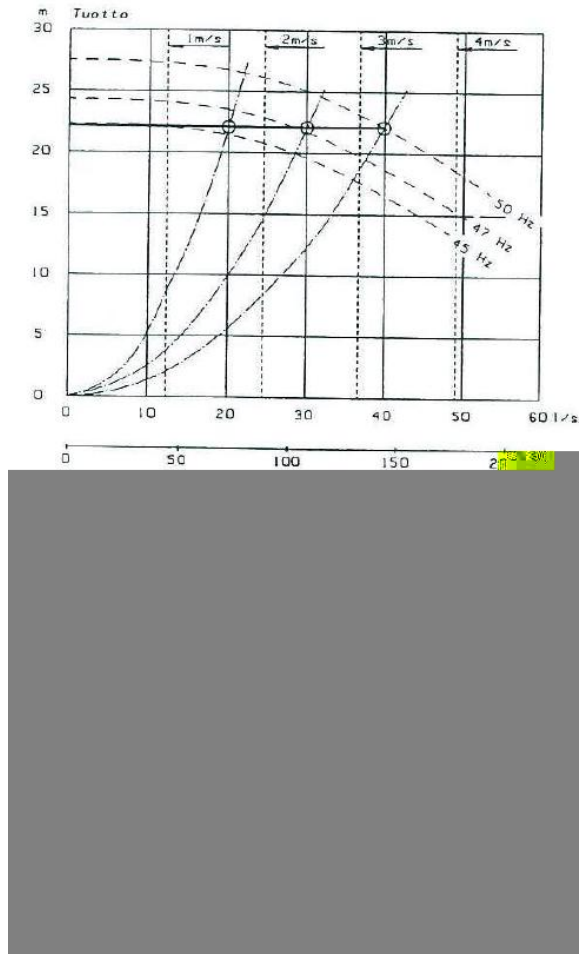
Taajuusmuuttajakäytöllä ja oikealla säätötavalla siis säästetään energiaa ja ehkäistään verkoston kulumista, koska pumppu tuottaa aina vain tarvittua paineen ja virtaaman.

Tämä tarkoittaa sitä, että esimerkiksi lämmityspatteriverkoston pattereissa olevien termostaattisten venttiilien sulkeutuessa esim. kevätauringon vaikutuksesta, ei pumppu pyri väkisin painamaan vettä verkostoon, vaan ylläpitää tasaista painetta.

Taajuusmuuttajakäytössä paras tapa säätää pumpun pyörimisnopeutta on vakio-paine-ero-ohjaus. Paine-eroa voidaan mitata pumpun yli tai kulutuskohteessa. Kulutuskohteessa mitattu paine-ero on näistä kahdesta energiatehokkaampi tapa säätää pumppua. Jos pumppua säädetään niin, että pumpun yli paine-ero pysyy vakiona, vaihtelee kulutuskohteen paine-ero virtaaman muuttuessa. Tämä aiheuttaa epätarkkuutta pumpun säätöön. Virtaaman vaihtelun ollessa vähäistä (alle 10 %) ei energian kulutus ole juurikaan pienempi vakio-paine-erolla pumpun yli verrattuna vakionopeuspump-puun. Tämä on otettava huomioon elinkaarikustannuksissa, sillä paine-eron mittaus pumpun yli lisää hankintakustannuksia. Lisäksi pumppausjärjestelmän rakenne moni-mutkaistuu, jolloin on myös enemmän vikamahdollisuuksia. Vakio-paine-ero pumpun yli on kuitenkin aina vakionopeuspumppua energiatehokkaampi säätötapa. Jos virtaama vaihtelee esim. 30 %, saavutetaan energiankulutuksessa jo selvää säästöä va-kionopeuspumppuun verrattuna. Kuvassa 14 on esitetty pumppausjärjestelmän toiminta pelkistetyssä toimintakaaviossa kun pumppua säädetään pumpun yli olevan vakio-paine-eron mukaan. Kuvassa 15 on esitetty toimintapisteen muuttuminen virtaaman muuttuessa kuvan 14 järjestelmässä.

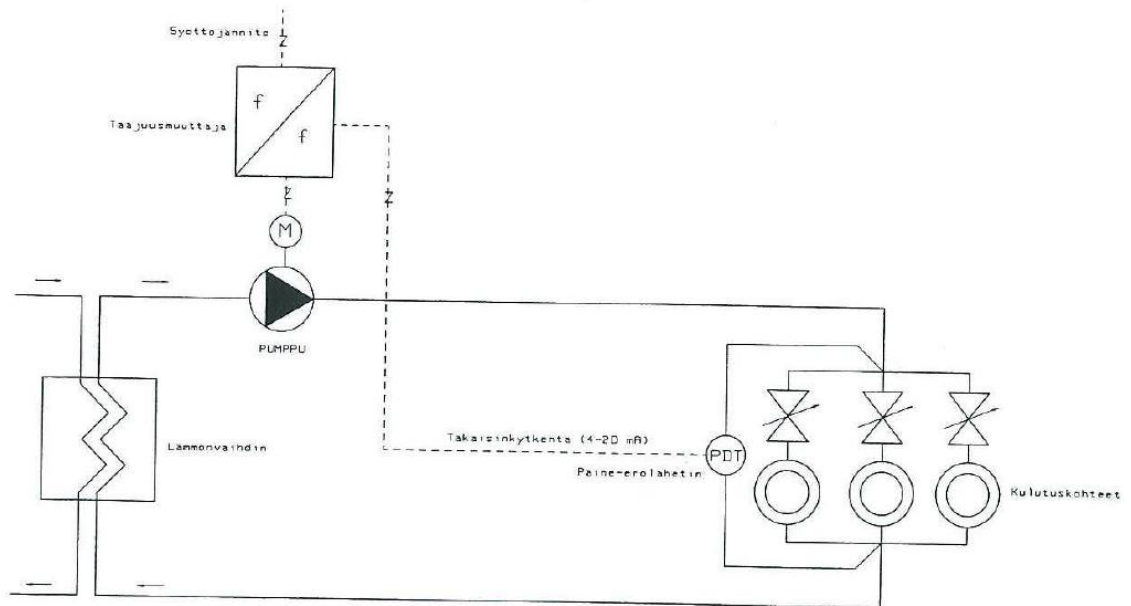


Kuva 14. Vakio-paine-ero pumpun yli, pelkistetty toimintakaavio [9].

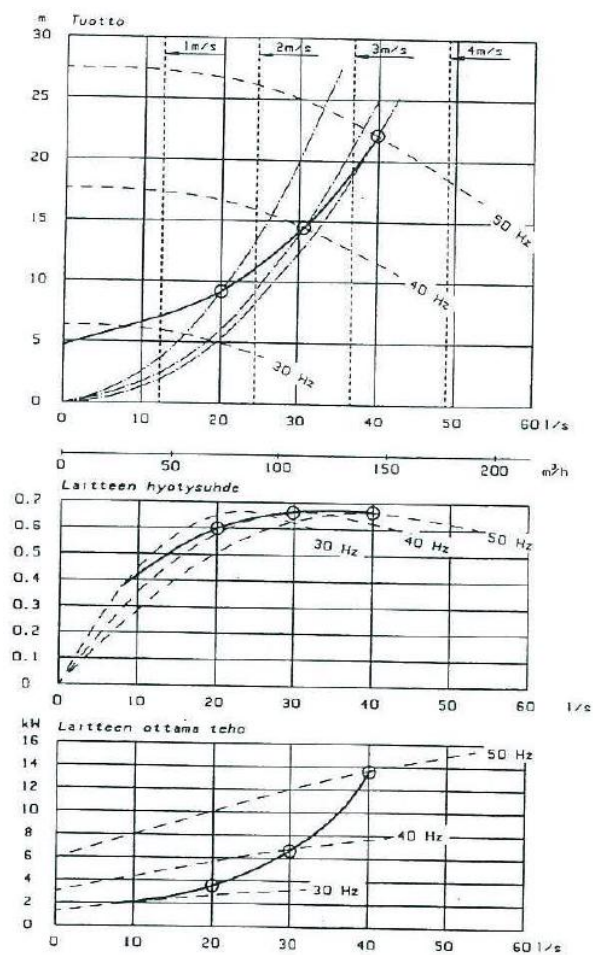


Kuva 15. Vakiopaine-ero pumpun yli, toimintapisteen muuttuminen [9].

Energiatehokkuuden kannalta selvästi paras säätötapa on vakiopaine-ero kulutuskohteessa. Muuttuvan virtaaman järjestelmissä saavutetaan huomattavia säästöjä energiankulutuksessa verrattuna vakionopeus- tai vakiopaine-eron pumppuun. Energiaa säädetään jo pienillä virtaaman vaihteluilla. Kulutuskohteen vakiopaine-eron ansiosta virtaamat pysyvät oikeina kulutuskohteen piireissä ja verkoston äänitasot ovat myös pienemmät kuin muilla säätötavoilla. Pumppausjärjestelmän suuremmat hankintakustannukset saadaan varsinkin suurilla pumpuilla energiansäästöjen kautta nopeasti takaisin. Haittana tässäkin säätötavassa on monimutkaisempi rakenne, jolloin on enemmän vaikeahdellisuksia. Kuvassa 16 on esitetty pumppausjärjestelmän toiminta pelkistetyssä toimintakaaviossa, kun pumppua säädetään kulutuskohteen vakiopaine-eron mukaan. Kuvassa 17 on esitetty toimintapisteen muuttuminen virtaaman muuttuessa kuvan 16 järjestelmässä.



Kuva 16. Vakiopaine-ero kulutuskohteessa, pelkistetty toimintakaavio [9].



Kuva 17. Vakiopaine-ero kulutuskohteessa, toimintapisteen muuttuminen [9].

Kulutuskohteen vakiopaine-eroon perustuvasta säädöstä saadaan vielä energiatehokkaampi, kun järjestelmään valitaan EC-moottorilla toimiva pumppu. EC-moottorilla toimivaa pumppua valittaessa on muistettava, että tällä hetkellä pumppuihin saa maksimissaan 1,5 kW:n tehoisia EC-moottoreita.

EC-moottorissa on sisäänrakennettu taajuusmuuttaja, jonka etuna perinteiseen erilliseen taajuusmuuttajaan ovat

- Yksinkertaisempi rakenne
 - Suurempi säätöalue
 - Ei erillisten tilojen tarvetta konehuoneessa
 - Ei moottorin ja säätimen välillä häiriöllisiä johtoja
 - Selkeät hankintarajat
 - Parempi vääntömomentti pienillä kierroksilla
 - Ei ylitetä nimellistä kierrosnopeutta (ei ylikuormalle joutumisen vaaraa)
- [3]

4.3 Vakiopaine-erosäädön lisääminen vanhaan järjestelmään

Kulutuskohteen vakiopaine-eron perusteella tapahtuvan säädön lisäämisen kannattavuutta vanhaan vakionopeuspumppuun on tarkasteltava vanhan vakionopeuspumpun ja uudella säätötavalla varustetun pumpun vuotuisten energiakustannusten kautta. Energiakustannusten erotuksesta saadaan vuotuinen säästö. Vuotuisten säästöjen ja vakiopaine-erosäädön lisäyksen kokonaiskustannusten avulla voidaan laskea investoinnin takaisinmaksuaika. Takaisinmaksu-aikaan vaikuttaa monet asiat, kuten pumpun koko, vuotuiset käyttöajat, järjestelmän virtaaman vaihtelut, sähkön hinta ja vanhan pumpun hyötysuhde. Tämän takia on vaikea yksiselitteisesti määritellä säätötavan lisäyksen kannattavuutta vanhaan pumppuun.

Uusiin pumppausjärjestelmiin kannattaa lähes aina lisätä vakiopaine-erosäätö. Poikkeuksia ovat pienitehoisimmat pumput, jotka eivät kuluta muutenkaan paljon energiaa, jolloin säätötavalla saadut säästöt eivät maksa investointia koskaan takaisin. Kulutuskohteen vakiopaine-eron mukaan tehtävän taajuusmuuttajasäädön kokonaishankintakustannukset ovat noin 2 000 euroa [21]. Tämä edellyttää, että kiinteistössä on val-

miiksi rakennusautomaatiolla toimivia järjestelmiä ja pumpun paine-erosäätö voidaan lisätä nykyiseen valvonta-alakeskukseen. Jos nykyiseen valvonta-alakeskukseen (VAK) ei voida lisätä pumpun paine-erosäätöä, voi lisäyksen hinta nousta noin 5 000 euroon [21]. Säädetävän lisäyksellä olisi siis säästettävä energiakustannuksissa tapauksesta riippuen noin 2 000–5 000 euroa, jotta investointi olisi kannattavaa.

Tämän työn liitteissä 1 ja 2 on MS Excel-taulukkolaskentaohjelmalla tehtyjä kannattavuuslaskelmia, joilla on pyritty havainnollistamaan vanhaan vakionopeuspumppuun lisättävän vakiopaine-erosäädön kannattavuutta. Laskuissa on oletettu investoinnin olevan kannattava, kun koroton takaisinmaksuaika on 3 vuotta. Laskuissa on käytetty virtaaman vaihtelun jakautumisessa lämmitysjärjestelmien keskimääräisiä käyttötunteja eri virtaamilla sekä direktiivin 2005/32/EY mukaisia pumpun vuotuisia käyttöaikoja eri virtaamilla. Lämmityskauden pituutena on laskuissa käytetty 6 552:ta tuntia [23].

Jos investoinnin hinta on 2 000 euroa, kannattaa vakiopaine-erosäätö lisätä, järjestelmän virtaaman vaihteluista riippuen, 2–3,3 kW:n ja sitä suurempiin pumppuihin. Investoinnin hinnan ollessa 5 000 euroa, kannattaa säätötapa lisätä virtaaman vaihteluista riippuen 4,5–8 kW:n ja sitä suurempiin pumppuihin.

Jos pumppu on vanha ja toimii huonolla hyötysuhteella, ei järjestelmän parannusta kannata aloittaa säätötapaa lisäämällä, sillä se ei paranna pumpun hyötysuhdetta. Pumppu pyörii samalla huonolla hyötysuhteella, vaikka pyörimisnopeutta säädetään. Säädetävän lisäys on myös monesti kalliimpaa kuin uuden pumpun ostaminen. Järjestelmän parantaminen kannattaa siis aloittaa pumpusta. Mahdollisimman energiatehokasta säätötapaa kannattaa miettiä vasta kun pumpun energiatehokkuus on maksimoitu. Pumpun uusimisen ja säädetävän lisäyksen kannattavuuden tarkastelusta on esimerkki luvussa 6 Koekohteen pumppujen energiankulutuksen ja hyötysuhteiden määrittäminen.

5 Pumppujen energialuokitukset

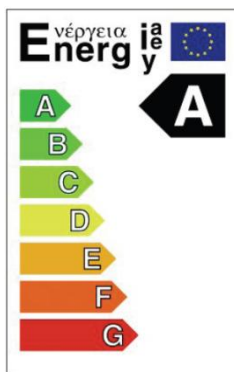
Pumpuille ei varsinaisesti ole kunnollista energialuokitusta, vaan luokitukset koskevat lähinnä pumpun moottoreita. Euroopan unioni on kuitenkin määritellyt direktiivin 2005/32/EY, joka koskee akselitiivisteettömien kiertovesipumppujen ekologista suunnit-

telua ja niiden energiankulutusta. Direktiivi koskee vain pumppuja, joiden ottoteho on alle 300 W. Direktiivin vaatimusten mukaan 1.1.2013 alkaen kiertovesipumppujen energiatehokkuusindeksi (EEI) saa olla enintään 0,27 ja päivämäärästä 1.1.2015 eteenpäin EEI saa olla enintään 0,23 [6].

Energiatehokkuusindeksi (EEI) on sähkölaitteille kehitetty luokitteluasteikko, jossa lasketaan vertailuluku keskimääräisen pumpun ottotehon ($P_{L,avg}$) ja vertailutehon (P_{ref}) suhteena kaavalla 10 [1]:

$$EEI = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} [-] \quad (10)$$

Kaavassa P_{ref} on vuoden 2002 vastaavien pumppumallien keskimääräinen ottoteho, ja tämä on samalla kalibrointivuosi, sillä vuoden 2002 keskitason pumppujen $EEI = 1$. $P_{L,avg}$ lasketaan huomioon ottaen taulukossa 1 esitetty kuormitusprofiili. Kaavan 10 mukaan pumppu on sitä energiatehokkaampi, mitä pienempi EEI-arvo sillä on. Merkinnän käyttö on toistaiseksi vapaaehtoista, mutta uusilla pumpuilla EEI-arvo on merkittävä pumpun arvokilpeen. Merkintätapa on sama kuin kodinkoneissa, eli kirjaimet A:sta G:hen, joista A merkitsee taloudellisinta energialuokkaa. Kuvassa 18 on esimerkki energiatehokkuusindeksin A-luokan merkintätavasta.



Kuva 18. Energiatehokkuusindeksin (EEI) A-luokan merkintä [1].

Taulukko 2. Energiatehokkuusindeksin (EEI) luokan määräytyminen [1].

Class	Energy Efficiency Index (EEI)
A	$EEI < 0.40$
B	$0.40 \leq EEI < 0.60$
C	$0.60 \leq EEI < 0.80$
D	$0.80 \leq EEI < 1.00$
E	$1.00 \leq EEI < 1.20$
F	$1.20 \leq EEI < 1.40$
G	$1.40 \leq EEI$

Taulukosta 2 nähdään energiatehokkuusindeksin luokan määräytyminen ja energia-merkinnät eri EEI-arvoilla. Direktiivin mukaan siis kaikkien alle 300 W:n ottoteholla toimivien pumppujen on oltava A-luokassa 1.1.2013 alkaen.

Energiatehokkuusindeksin ongelmina ovat taulukossa 1 esitetyt kuormitusprofiilit, jotka eivät yksiselitteisesti sovellu kaikkiin Suomessa toimiviin kiertovesipumppuihin. Kun pumppujen tekniikka koko ajan kehittyä, pitäisi vertailuvuotta päivittää tietyin väliajoin. Jos vertailuvuotena käytetään jatkuvasti vuotta 2002, luokitus vanhenee väistämättä jossain vaiheessa. Lisäksi luokitus koskee vain alle 300 W:n ottoteholla toimivia pumppuja. Yli 300 W:n ottoteholla toimiville pumppuille on tällä hetkellä vain pumpun moottoreita koskeva luokitus.

Tämä moottoreita koskeva luokitus on EuP-moottoridirektiivi (640/2009/EY), joka tulee voimaan kolmessa vaiheessa. Ensimmäinen vaihe ajoittuu vuoteen 2011, toinen vuoteen 2015 ja viimeinen vuoteen 2017. Kussakin vaiheessa aletaan soveltaa asteittain tiukkenevia energiatehokkuusvaatimuksia.

Direktiivissä määritellään moottoreiden minimihyötysuhteet eri tehoilla (liite 3). Uudessa luokitustavassa energiatehokkuusluokat ovat IE1, IE2 ja IE3. IE on lyhenne sanoista International Energy-efficiency Class ja tarkoittaa kansainvälistä energiatehokkuusluokkaa. IE1-luokkaan kuuluvat tehottomimmat moottorit ja IE3-luokkaan energiatehokkaimmat moottorit.

Direktiivi tulee voimaan 16. kesäkuuta 2011, minkä jälkeen energiatehokkuusvaatimukset tiukkenevat asteittain kolmessa vaiheessa. Vuodesta 2011 alkaen kaikkien moottorien on oltava vähintään IE2-standardin mukaisia, eikä muunlaisia moottoreita sallita.

Tammikuun 1. päivästä 2015 alkaen kaikkien 7,5–375 kW:n moottorien on joko täytettävä IE3-standardin vaatimukset tai täytettävä IE2-standardin vaatimukset ja oltava taajuusmuuttajalla varustettuja.

Direktiivin viimeisessä voimaantulovaiheessa vuonna 2017 kaikkien 0,75–375 kW:n moottorien on täytettävä IE3-standardin vaatimukset. Vaihtoehtoisesti riittää, jos ne täyttävät IE2-standardin vaatimukset ja niissä on taajuusmuuttaja [22].

6 Koekohteen pumppujen energiankulutuksen ja hyötysuhteiden määrittäminen

Koekohtena toimi Insinööritoimisto Olof Granlundin Helsingin Malmilla sijaitseva toimistorakennus. Koekohteen pumppujen energiankulutusta ja hyötysuhteita pyrittiin määrittämään mittausten avulla. Ennen mittausten aloittamista täytyi laatia mittaus-suunnitelma (luku 6.1), josta selviävät mm. mittalaitteet ja mittausmenetelmät. Kaikkia mittaus-suunnitelman mukaisia mittauksia ei ehditty tämän insinööriyön aikataulun puitteissa järjestämään. Tärkeimmät mittaukset saatiin kuitenkin suoritettua.

6.1 Mittaus-suunnitelma

Mittauksen tarkoituksena on arvioida KOy Malminkaari 21:n kiertovesipumppujen toimintaa (energiankulutus ja virtaamat) normaalissa käyttötilanteissa ja -ympäristössä. Osa pumpuista toimii vakiovirtauksilla ja osa muuttuvalla virtaamalla.

Vakiovirtaamalla toimivat seuraavat pumput:

- ilmanvaihdon lämmityspatterin kiertovesipumput
- jäähdytyskoneen latauspiirin kiertovesipumppu
- ilmanvaihdon jäähdytyksen kiertovesipumppu
- lämpimän käyttöveden kiertovesipumppu.

Muuttuvalla vesivirtaamalla toimivat seuraavat pumput:

- lämmitysverkoston (patteriverkoston kiertovesipumppu)
- ilmanvaihdon lämmityksen kiertovesipumppu

- jäähdytyspalkkiverkoston kiertovesipumppu.

Vakiovesivirtauksella toimivista pumpuista mitataan kertamittauksin pumpun vesivirtaamat sekä sähkönottotehot.

Muuttuvalla vesivirralla olevista pumpuista ilmanvaihdon lämmityksen virtaamat ja sähköteho mitataan useammasta toimintapisteestä rakennusautomaation avulla ohjaamalla verkoston säätöventtiileitä 100 %, 75 %, 50 % ja 25 % auki.

Lisäksi lämmitysverkoston, ilmanvaihdon lämmitysverkoston ja jäähdytyspalkkiverkoston kiertovesipumppujen sähkönottotehoa mitataan dataloggerilla noin viikon ajan. Jäähdytyspalkkiverkoston mittaus suoritetaan eri viikolla kuin lämmitysverkostojen mittaus. Lisäksi suoritetaan ulkolämpötilan mittaus kyseisiltä mittausjaksoilta. Mittausjakson aikana mitataan jonain ennalta sovittuna päivänä em. pumppujen virtaamia määrajoin (1,0 tunnin välein klo 07.30–16.30) pistokoemaisesti ja verrataan niitä myöhemmin dataloggerin arvoihin.

Virtaamamittaukset tehdään TA:n CBI II paine-eromittarin avulla pumpun yhteydessä olevasta mittausyhtein varustetusta kertasäätöventtiilistä. Sähkötehot mitataan Hio-ki 3196-tehoanalysointilaitteella (myös sähkötehojen dataloggerimittaukset) ja ulkolämpötilan dataloggerimittaukset Eltek Squirrelin avulla.

Kertasäätöventtiilin mittausyhteiden avausta varten tarvitaan joko avain tai mittausyhteiden avaukseen tarkoitettu avain. Oraksen venttiileitä mitattaessa tarvitaan kortit, josta saadaan Oraksen venttiilien Kv-arvot. Verkostopumppujen mittauksessa on käytettävä kiinteistön rakennusautomaatio-ohjelmaa apuna ajettaessa venttiileitä haluttuun asentoon.

Pumppujen virtaaman mittaus aloitetaan kiinnittämällä CBI II-paine-eromittarin letkut kertasäätöventtiilin mittausyhteisiin. Tämän jälkeen avataan mittausyhteet ja letkuissa olevat sulkuventtiilit. TA:n venttiileitä mitattaessa valitaan mittarin asetuksista TA-mittausmenetelmä, jolloin voidaan mittarista suoraan valita venttiilin tyyppi ja koko.

Lisäksi valitaan mitattavaksi arvoksi virtaama. Näin saadaan mittarin näytölle suoraan venttiilin virtaama.

Oraksen venttiileitä mitattaessa valitaan mittarin asetuksista Kv-menetelmä, jolloin mittariin on syötettävä venttiilin Kv-arvo ja venttiilin koko. Kv-arvot saadaan mittaussalkussa olevasta kortista. Näillä syöttötiedoilla mittari näyttää suoraan venttiilin virtaaman.

Mittausten yhteydessä kaikista kertasäätöventtiileistä kirjataan ylös myös venttiilien paine-erot kullakin mitatulla virtaamalla.

Sähköosaston henkilö on mukana mittauksissa ja suorittaa sähkön ottotehon mittauksen jokaisesta pumpusta virtaaman mittauksen yhteydessä. Lämmitysverkoston sekä ilmanvaihdon lämmitysverkoston sekä jäähdytyspalkkiverkoston kiertovesipumppujen sähkönottotehoa mitataan dataloggerilla noin viikon ajan. Dataloggerin mittausväliksi asetetaan 5 sekuntia. Lämmitysverkoston sekä ilmanvaihdon lämmitysverkoston mittaus suoritetaan ensimmäisellä viikon mittausjaksolla ja seuraavalla viikolla mitataan jäähdytyspalkkiverkostoa. Verkostot mitataan kahdessa eri jaksossa, koska mittaukset suoritetaan talvella jolloin ei ole oikeaa jäähdytystarvetta. Näin saadaan todenmukaisemmat tulokset mittauksista, kun järjestelmät eivät kilpaile keskenään lämmitysverkostoja mitattaessa.

Mittaustulokset kirjataan mittauspöytäkirjaan mittausten yhteydessä. Saatuja mittaus-tuloksia verrataan pumppujen tietoihin ja suunnittelu-arvoihin. Lisäksi pumppujen toimintapisteet määritetään pumppujen käyrästä. Mittaustulosten ja niiden avulla saatujen toimintapisteiden avulla tarkastellaan pumppujen hyötysuhteita ja pyritään määrittelemään kiertovesipumppujen normaalia virtaamaa ja energiankulutusta vuositasolla.

Mittaustulosten avulla selvitetään, onko pumput oikein mitoitettu. Tarpeen tullen selvitetään välittömiä korjaustoimenpiteitä, joilla saadaan pumput toimimaan energiatehokkaammin esim. liikojen kuristusten poistaminen ja pumpun kierrosluvun laskeminen.

6.2 Koekohteen pumppujen tekniset tiedot

Taulukossa 3 on esitetty koekohteen pumppujen suunnitteluarvot ja pumppujen moottoreiden arvokilpiin leimatut suoritusarvot. Suunnitteluarvot on saatu kiinteistön LVI-laitteiden käyttö- ja hoito-ohjeet -kansiosista [11]. Mitattuja arvoja verrataan taulukon 3 suunnittelu- ja kilpiarvoihin.

Taulukko 3. Koekohteen pumppujen suunnitteluarvot ja moottoreiden kilpiarvot.

Kohde	Pumppu	Moottori	
		Teho (kW)	Pyörimisnopeus (r/min)
LVK	Wilo TOP-Z40/7 RG	0,305	2 600
TK1	Wilo TOP-S40/4	0,083	1 000
TK2	Wilo P/DOP 40/100r	0,083	1 100
TK3	Wilo RP 30/100r	0,086	1 100
TK4	Wilo TOP-S25/7	0,090	1 200
TK5	Kolmeks AE-26/4 (d=100)	0,083	1 200
TK6	Wilo TOP-S/SD/SV30/7 RMOT	0,130	1 200
TK7	Wilo TOP-S30/7	0,125	1 200
Latauspumppu, Jäähdytys	Wilo IPn 80/180-2.2/4-G4B	2,200	1 450
Palkkiverkosto, Jäähdytys	Wilo IPn 80/180-1.5/4-G4B	1,500	1 450
IV-verkosto, Jäähdytys	Wilo IPn 80/180-2.2/4-G4B	2,200	1 450
IV-verkosto, Lämmitys	Wilo 65/140r PN10	1,700	2 400
Patteriverkosto, Lämmitys	Wilo S65/80r PN10	0,540	2 600

Kohde	Suunnitteluarvot		
	Virtaama (l/s)	Painetuotto (kPa)	Juoksupyörä (mm)
LVK	0,50	60	80
TK1	1,38	15	100
TK2	1,44	15	100
TK3	0,33	15	100
TK4	0,99	15	100
TK5	1,25	15	100
TK6	1,19	15	100
TK7	1,19	15	100
Latauspumppu, Jäähdytys	16,80	50	180
Palkkiverkosto, Jäähdytys	9,50	75	180
IV-verkosto, Jäähdytys	14,50	100	180
IV-verkosto, Lämmitys	5,70	65	140
Patteriverkosto, Lämmitys	3,60	45	80

6.3 Säädetävät

Vakiovirtaamalla toimivia pumppuja ovat ilmanvaihdon lämmityspatterin kiertovesipumput (TK1, TK2, TK3, TK4, TK5, TK6, ja TK7), jäähdytyskoneen latauspiirin kiertovesipumppu, ilmanvaihdon jäähdytyksen kiertovesipumppu ja lämpimän käyttöveden kiertovesipumppu (LVK). Vakiovirtaaman pumppujen virtaama on säädetty halutuksi kertosäätöventtiilillä.

Muuttuvalla vesivirtaamalla toimivia pumppuja ovat lämmitysverkoston (patteriverkoston kiertovesipumppu), ilmanvaihdon lämmityksen kiertovesipumppu ja jäähdytyspalkkiverkoston kiertovesipumppu. Kaikki muuttuvan virtaaman pumput ovat vakionopeuspumppuja, joiden virtaama vaihtelee verkoston moottoriventtiilien sulkeutuessa ja avautuessa.

6.4 Mittausten suoritus

Mittausten suoritusta ei pystytty toteuttamaan täysin suunnitelman mukaan. Mittaus-suunnitelmasta poikettiin seuraavissa tapauksissa.

Jäähdytyskoneen latauspiirin kiertovesipumppua ei ehditty mittaamaan.

Oraksen venttiileistä mitattiin virtaamat Metropolia ammattikorkeakoulun CBI II-paineeromittarilla, jonka valikossa ei ollut Kv-menetelmää. Oraksen venttiileistä mitattiin näin ollen vain paine-erot, jolloin virtaamat saatiin venttiilin käyrästä mitatun paine-eron ja venttiilin asetusarvon perusteella. Venttiilien käyrästä saatiin Oraksen asennus- ja huolto-oppaasta [10].

Lämmitysverkoston ja ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumppujen pistokoemaista virtaaman mittausta ei suoritettu dataloggermittausjakson aikana, koska säätöventtiilien mittausyhteet olivat tukkeutuneet.

Lämmitysverkoston ja ilmanvaihdon lämmitysverkoston dataloggermittaukset suoritettiin myös uusilla Wilon pumpuilla. Wilolta saatiin mittauksiin vanhan ja uuden vastaa van pumpun vertailua varten uudet Stratos-sarjan pumput. Lisäksi uuden ilmanvaihdon

lämmitysverkoston pumpun virtaamat mitattiin venttiilien ollessa 100 %, 75 %, 50 % ja 25 % auki.

TK3:n lämmityspatterin kiertovesipumpun virtaama jouduttiin mittaamaan Krohnen ultraäänimittarilla, koska säätöventtiilin mittaussyhteet olivat rikki. Ennen virtaaman mittausta ultraäänimittarilla oli selvitettävä mitattavan putken seinämävahvuus. Seinämävahvuus mitattiin Elcometer-ultraäänimittarilla. Mittaus Elcometerillä perustuu äänen nopeuteen mitattavan putken materiaalissa. Mittariin syötetään putken materiaali (teräs) ja äänennopeus kyseisessä materiaalissa (teräkselle 5 918 m/s). Tämän jälkeen mittaussanturi asetetaan putkea vasten, jolloin mittarin näytöllä nähdään putken seinämävahvuus millimetreinä.

Khronen virtaamamittariin syötetään putken seinämävahvuus, mitattu putken ulkohalkaisija, putken materiaali (teräs), putkessa virtaava neste (vesi) ja virtaavan nesteen lämpötila. Tämän jälkeen mittaussanturi asetetaan putkea vasten, jolloin mittarin näytöllä nähdään virtaama (l/s). Anturin antaman signaalin vahvuuden on oltava vähintään 30 %, jotta mittaustulos on luotettava. Virtaama on mitattava putken suoralta osalta. Suoraa putkiosuutta on oltava vähintään 7 kertaa putken ulkohalkaisijan verran ennen anturia, jotta mittausta saadaan suoritettua riittävän häiriöttömästi virtauksesta. Khronen ultraäänimittarin mittausta perustuu äänen nopeuteen putken seinämässä ja virtaavassa nesteessä. Kuvassa 19 mitataan virtaamaa TK3:n lämmityspatterissa Khronen ultraäänimittarilla.



Kuva 19. Khronen ultraäänimittarilla virtaaman mittaus.

Muilta osin mittaukset saatiin suoritettua suunnitelman mukaisesti. Kuvassa 20 mitataan jäähdytyspalkkiverkoston virtaamaa TA:n venttiilistä TA:n CBI II-paineeromittarilla.



Kuva 20. Virtaaman mittaus TA:n CBI II-mittarilla.



Kuva 21. Sähkönottotehon mittaus Hioki 3196-tehoanalysaattorilla.

Kuvassa 21 mitataan jäähdytyspalkkiverkoston pumpun sähkönottotehoa valvontalakeskuksesta Hioki 3196-tehoanalysaattorilla. Sähkönottotehon mittaus aloitetaan laittamalla kuvassa 21 näkyvät keltaiset pihdit vaihejohtimien ympärille. Vaihejohtimesta saadaan mitattua sähkövirta. Tämän lisäksi sulakkeesta mitataan jännite, jolloin Hioki 3196:n näytölle saadaan suoraan sähköteho. Hioki 3196:lla suoritettiin myös sähkönottotehon dataloggermittaus, jonka tulokset purettiin myöhemmin MS Excel-tiedostona tietokoneelle.

6.5 Tulokset ja tulosten analysointi

Liitteessä 4 on mittauspöytäkirjat, joihin on mittauksen yhteydessä kirjattu saadut mitaustulokset. Liitteessä 5 on mitaustulosten perusteella määritellyt toimintapisteet pumppujen käyrästä. Pumppujen käyrästä on saatu Wilon pumppuluettelosta [13], Kolmeksin internet sivuilta [12] ja Wilon Risto Pitkäsen kanssa käydyn sähköpostiviestinnän yhteydessä [18]. Dataloggermittausten tuloksista on tehty kuvaajat MS Excel-ohjelmalla (kuvat 22-28).

Taulukko 4. Koekohteen pumppujen suunnitteluarvot ja mittaustulosten perusteella saadut suoritusarvot. Taulukossa $Q(l/s)$ = virtaama (l/s), $H(m)$ = nostokorkeus (m) ja $P(W)$ = sähkönotto-teho (W).

Pumppu	Mitatut tulokset			Suunnitteluarvot		
	Q(l/s)	H(m)	P(W)	Q(l/s)	H(m)	P(W)
TK1	1,2	1,2	83	1,38	1,5	83
TK2	1,02	1,6	69	1,44	1,5	83
TK3	0,27	2,5	101	0,33	1,5	86
TK4	0,85	1,95	90	0,99	1,5	90
TK5	1,12	1,5	75	1,25	1,5	83
TK6	1,05	2,9	129	1,19	1,5	130
TK7	1,08	2,8	114	1,19	1,5	125
LVK	0,46	5,7	504	0,5	6	305
IV-jäähdytysverkosto	11,5	8,9	3 375	14,5	10	2 200
Jäähdytyspalkkiverkosto	9,4	8,3	1 420	9,5	7,5	1 500
IV-lämmitysverkosto	2,81	12,3	1 720	5,7	6,5	1 700
Patteriverkosto	3,6	5,8	480	3,6	4,5	560
Uusi IV-lämmitysverkosto	2,65	10	780	5,7	6,5	416
Uusi patteriverkosto	1,92	3	106	3,6	4,5	260

Taulukossa 4 on koekohteen pumppujen suunnitteluarvot ja mittaustulosten perusteella saadut suoritusarvot. Suunnitteluarvot on saatu kiinteistön LVI-laitteiden käyttö- ja hoito-ohjeet -kansioista [11], lukuun ottamatta uusien pumppujen sähkönottotehojen suunnitteluarvoja, jotka on saatu Risto Pitkäsen kanssa käydyn sähköpostiviestinnän yhteydessä [18].

Mitatut tulokset sarakkeen nostokorkeudet on saatu pumppujen käyrästä mittaustulosten perusteella. Muuttuvan virtaaman pumppujen nostokorkeudet on valittu suurimman mitatun virtaaman mukaan, koska mittausarvoja verrataan suunnitteluarvoihin (mitoituservoihin).

TK1:n, TK4:n, TK5:n ja jäähdytyspalkkiverkoston pumpun suunnitteluarvot ja mittausten perusteella saadut suoritusarvot ovat niin lähellä toisiaan, että pumppujen voidaan olettaa toimivan normaalisti ja suunnitellulla tavalla.

Vakiovirtaaman pumpeissa suurimmat erot virtaama-arvoissa on TK2:n (-0,42 l/s) ja ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumpeissa (-3,0 l/s). Pumput ovat 20 vuotta vanhoja, joten pienentynyt virtaama johtuu luultavasti pumpun kulumisesta. Nostokorkeuden

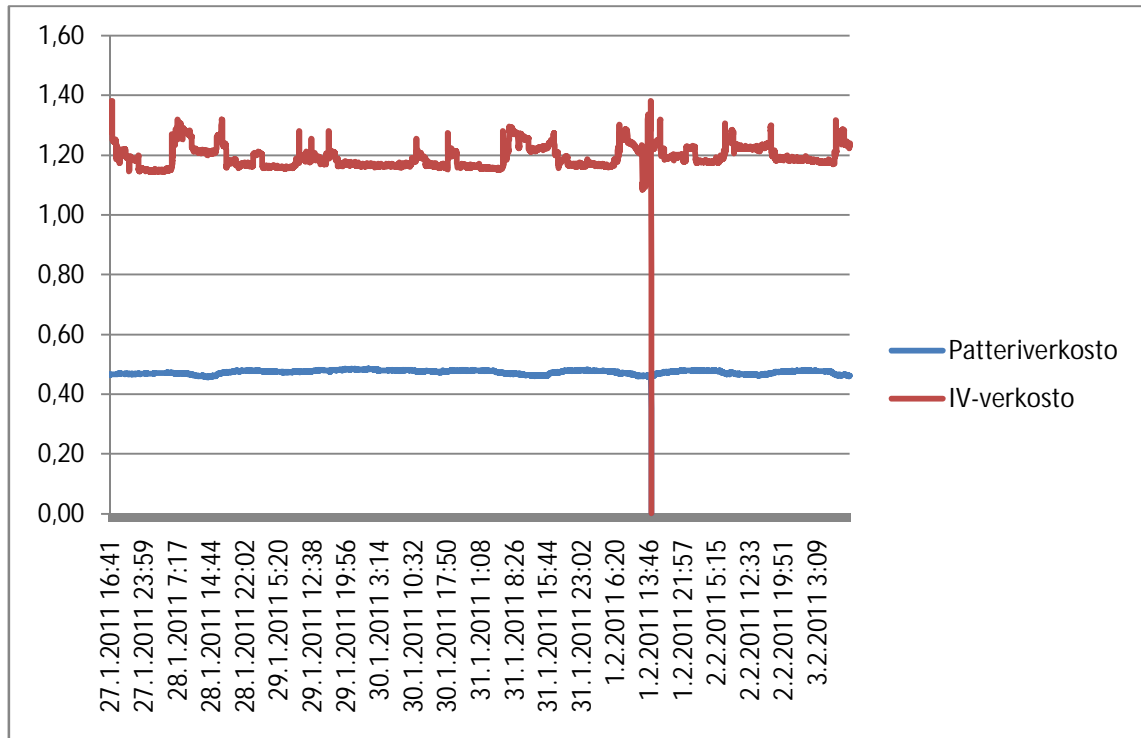
arvoissa suurimmat erot on TK3:n (+1,0 m), TK6:n (+1,4 m) ja TK7:n (+1,3 m) pumppuissa.

TK3:n lämmityspatterin kiertopiirin säätöventtiilin painehäviö on 34,0 kPa, joka on liian suuri. Säätöventtiilin painehäviön tulisi olla noin 5 kPa. Lisäksi ottoteho virtaamaan nähden on liian suuri ja kun pumppu pyörii jo pienimmällä pyörimisnopeudella, voidaan todeta pumppu selvästi ylimitoitetuksi. Pumpun ylimitoittaminen on siis syynä suunnitteluarvoja suurempaan nostokorkeuteen ja sähkönottotehoon.

TK6:n ja TK7:n pyörimisnopeutta on luultavasti nostettu jossain vaiheessa liian pienen virtaaman takia pienimmästä nopeudesta keskimmäiseen nopeuteen (3 nopeutta). Pienimmällä pyörimisnopeudella pumppujen nostokorkeudet olisivat lähellä suunnitteluarvojen mukaisia, mutta virtaamat jäisivät liian pieniksi.

Vakiovirtaaman pumppuissa suurimmat erot sähkönottotehon arvoissa on TK3:n (15 W), LVK:n (199 W) ja ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumpussa (1 175 W). TK3:n suunnitteluarvoa suurempi sähkönottoteho johtuu ylimitoituksesta pumpusta. LVK:n ja ilmanvaihdon jäähdytyksen pumppujen reilusti suunniteltua suuremmat sähkönottotehot eivät voi johtua ylimitoituksesta, sillä muut suoritusarvot ovat riittävän lähellä suunniteltuja toimintapisteitä eikä säätöventtiileissä ole liian suuria painehäviöitä. Syytä näin ylisuuriin sähkönottotehoihin ei saatu selvitettyä edes pumppuvalmistajan kanssa käydyssä keskustelussa, mutta voidaan kuitenkin todeta, että jotain vikaa pumppuissa selvästi on.

Muuttuvan virtaaman pumppuista ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumpun virtaama poikkeaa 2,89 l/s suunnitteluarvosta. Tämä johtuu siitä, että virtaamaa mitattaessa jouduttiin kuristamaan verkoston säätöventtiiliä, jotta saatiin venttiiliin mittauksen kannalta vaadittava paine-ero. Myös uuden ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumpun virtaaman suuri ero suunnitteluarvoon (3,05 l/s) sekä uuden ja vanhan pumpun reilusti suunnitteluarvoja suuremmat nostokorkeudet johtuvat samasta syystä. Muuttuvan virtaaman pumppujen mittaustuloksien tarkemmat tarkastelut ovat dataloggermittausten tuloksien yhteydessä.



Kuva 22. Koekohteen ilmanvaihdon lämmitysverkoston ja patteriverkoston vanhojen pumppujen sähkönottotehot (kW) dataloggermittausjaksolta.

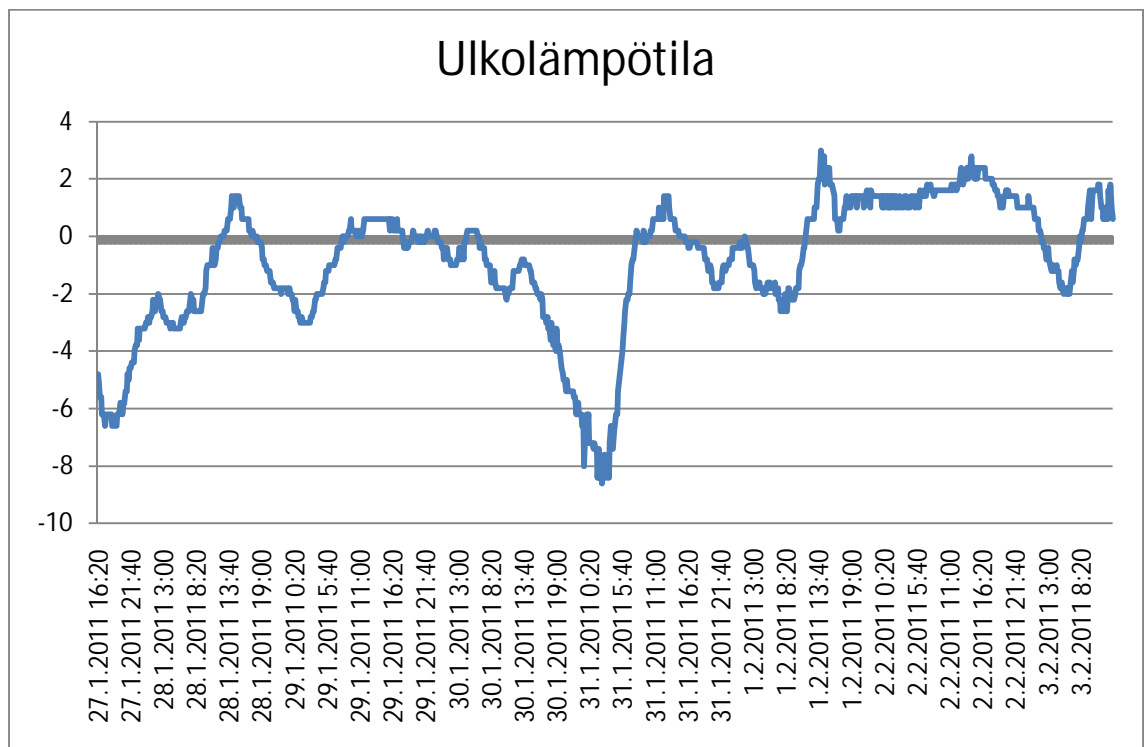
Kuvassa 22 on koekohteen ilmanvaihdon lämmitysverkoston ja patteriverkoston vanhojen pumppujen sähkönottotehot (kW) dataloggermittausjaksolta 27.1.–3.2.2011. IV-verkoston pumpun käyrässä oleva piikki johtuu 1.2.2011 suoritetusta erillisestä mittauksesta, jonka aikana IV-verkoston pumpun mittaus jouduttiin hetkeksi keskeyttämään. IV-verkoston pumpun sähkönottoteho vaihtelee virtaaman vaihdellessa (moottoriventtiilien avautuessa ja sulkeutuessa). Ottoteho on selvästi suurin päiväaikaan, jolloin kaikki IV-koneet ovat päällä. Yöllä suurin osa IV-koneista on kiinni, jolloin myös verkoston moottoriventtiilit ovat kiinni ja tämän takia ottoteho on yöllä pienempi. Pienin mitattu teho mittausjaksolla oli 1,08 kW ja suurin 1,38 kW, vaihtelu mitatuissa arvoissa on 0,30 kW (22 % suurimmasta mitatusta tehosta). Mittausjaksolla IV-verkoston pumpun keskimääräinen sähkönottoteho oli 1,19 kW.

Patteriverkoston pumpun sähkönottoteho vaihtelee hyvin vähän mittausjaksolla. Suurin mitattu teho oli 0,49 kW ja pienin 0,46 kW, vaihtelu mitatuissa arvoissa on 0,03 kW (6 % suurimmasta mitatusta tehosta). Patteriverkoston pumpu toimi keskimäärin 0,47 kW:n teholla. Liitteen 5 toimintapisteestä nähdään, että patteriverkoston pumpu toimii mitoitusvirtaamalla (3,6 l/s) koko mittausjakson ajan. Patteriverkoston pumpu

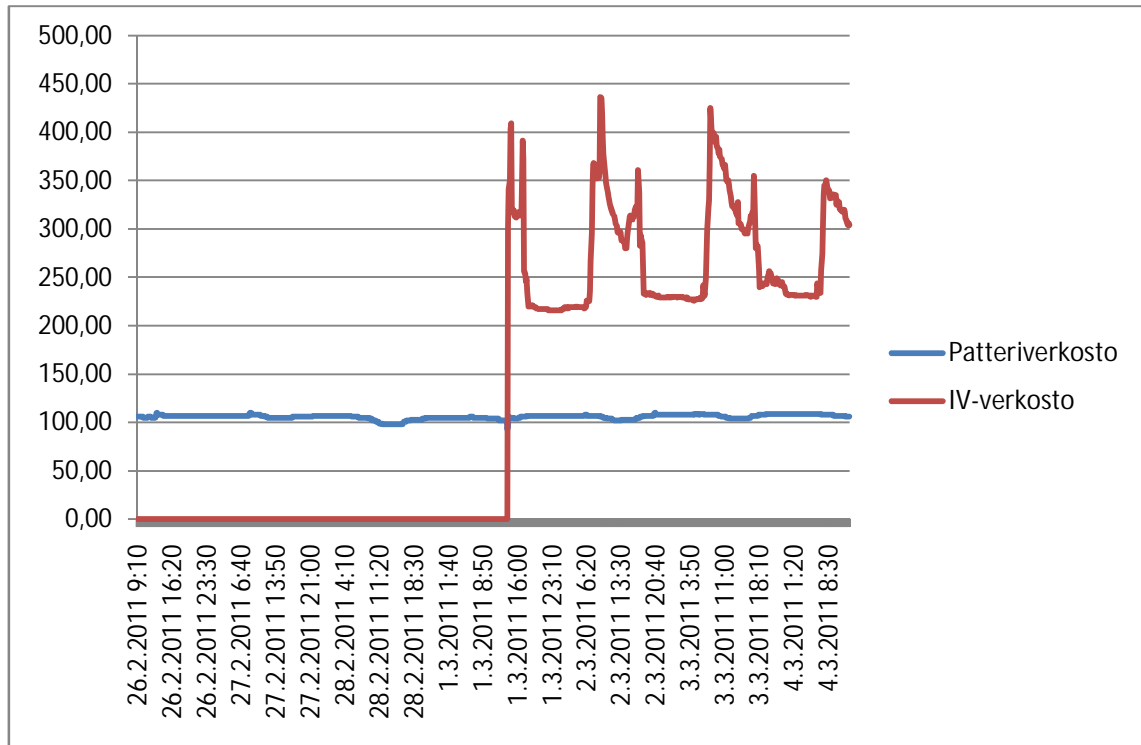
on suunniteltukin toimimaan mahdollisimman pienillä virtaaman vaihteluilla, jolloin lämmitystehoa säädetään menoveden lämpötilaa muuttamalla lämpötilakäyrän mukaan.

Patteriverkoston ja ilmanvaihdon lämmitysverkoston meno- ja paluueden lämpötilat mitattiin 15.2. ulkolämpötilan ollessa -24 °C (mitoituslämpötila on -26 °C [23]). Patteriverkoston meno-/paluulämpötilat olivat $57/39\text{ °C}$ ja ilmanvaihdon lämmitysverkoston $68/40\text{ °C}$. Verkostojen mitatut lämpötilat ovat oikean suuruiset -24 °C :n ulkolämpötilassa. Patteriverkoston menoveden maksimilämpötila on 60 °C , koska patteriventtiilit ovat ikääntyneitä ja tästä syystä toimivat huonosti korkeammilla lämpötiloilla.

Kuvassa 23 on ulkolämpötila ($^{\circ}\text{C}$) kuvan 22 dataloggermittausjaksolta. Mittausjakson alin lämpötila oli $-8,6\text{ °C}$ ja ylin lämpötila $+3,0\text{ °C}$. Lämpötilan vaihtelu mittausjaksolla oli siis $11,6\text{ °C}$ ja ulkolämpötilan keskiarvo oli $-0,9\text{ °C}$. Lämmityskauden keskilämpötila Etelä-Suomessa on $-0,2\text{ °C}$ [4]. Mittausjakson ulkolämpötilan keskiarvon ollessa näin lähellä lämmityskauden keskilämpötilaa voidaan tuloksia pitää hyvin suuntaa antavina koko lämmityskautta ajatellen.



Kuva 23. Ulkolämpötila ($^{\circ}\text{C}$) kuvan 22 dataloggermittausjaksolta.



Kuva 24. Koekohteen ilmanvaihdon lämmitysverkoston ja patteriverkoston uusien pumppujen sähkönottotehot (W) dataloggermittausjaksolta.

Kuvassa 24 on koekohteen ilmanvaihdon lämmitysverkoston ja patteriverkoston uusien pumppujen sähkönottotehot (W) dataloggermittausjaksolta 26.2.–4.3.2011. IV-verkoston pumpun mittaus pystyttiin aloittamaan vasta 1.3.2011, koska pumpu piti käydessään kovaa ääntä. Tämän takia jouduttiin odottamaan, että Wilon asentajat käyvät tarkastamassa pumpun, minkä jälkeen pystyttiin aloittamaan myös IV-verkoston pumpun mittaus. Uuden IV-verkoston pumpun ottoteho vaihtelee samalla tavalla kuin vanhan pumpun. Yöllä ottoteho on pienempi ja päivällä selvästi suurempi, koska kaikki IV-koneet ovat käynnissä. Pienin mitattu ottoteho mittausjaksolla oli 216 W ja suurin 436 W, vaihtelu mitatuissa arvoissa on 220 W (50 % suurimmasta mitatusta tehosta). IV-verkoston pumpun käydessä sen sähkönottotehon keskiarvo oli 273 W.

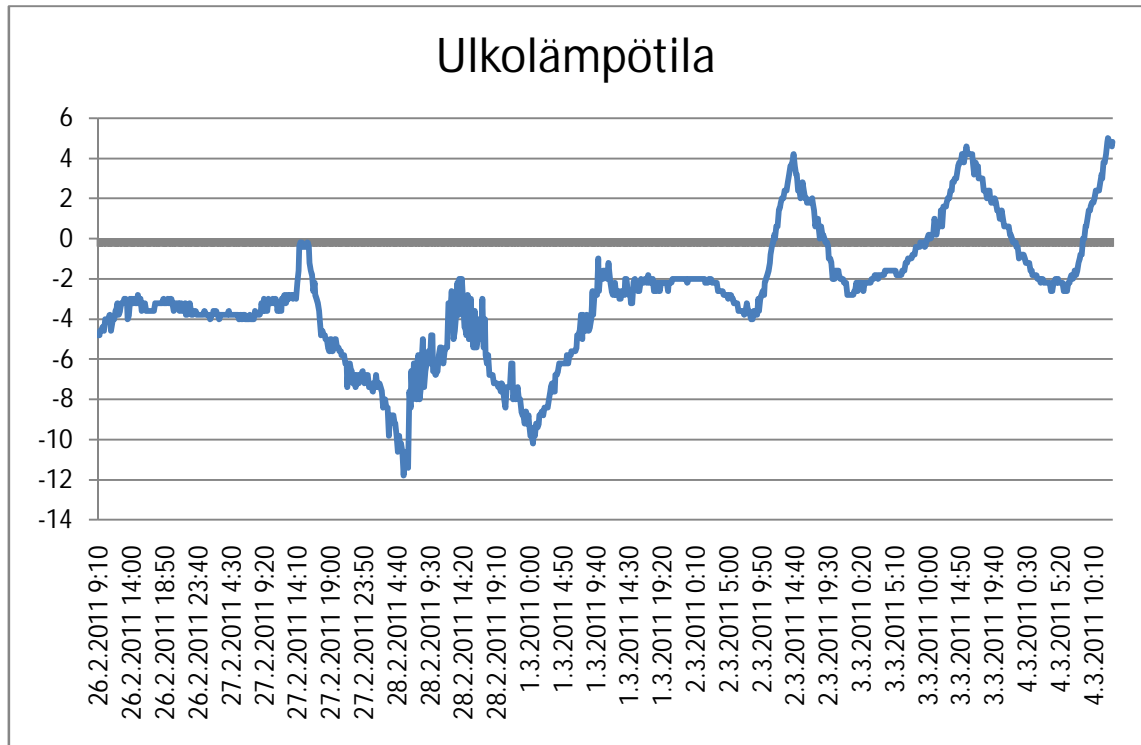
Uuden pumpun vaihtelu ottotehoissa oli suhteellisesti paljon suurempi kuin vanhalla pumpulla. Tämä johtuu uuden pumpun taajuusmuuttajasta. Wilon Stratos-sarjan pumpuissa on integroitu taajuusmuuttaja, jonka avulla pumpun virtaamaa pienennetään, kun verkoston painehäviö kasvaa (verkoston moottoriventtiilit sulkeutuu). Pumpun säätö olisi tehokkaampi, jos sitä ohjattaisiin kulutuskohteen vakiopaine-eron mu-

kaan. Nyt pumppu säätty taajuusmuuttajaan ohjelmoidun lineaarisen säätökäyrän mukaan, joka kulkee mitoituspisteestä puolikkaan painetuoton ja virtaaman pisteeseen.

Uuden patteriverkoston pumpun toiminta mittausjaksolla on samankaltaista kuin vanhalla pumpulla. Ottotehon vaihtelu on 12 W (11 % suurimmasta mitatusta tehosta) suurimman mitatun tehon ollessa 110 W ja pienimmän 98 W. Ottotehon keskiarvo mittausjaksolla oli 106 W.

Erona vanhaan ja uuden patteriverkoston pumpun välillä on toimintapiste ja sähkönottoteho sekä uuden pumpun hieman suurempi ottotehon vaihtelu mittausjaksolla. Uuden pumpun toimintapiste mittausjakson keskimääräisellä sähkönottoteholla muodostuu 1,92 l/s virtaamasta ja 3,0 m nostokorkeudesta, kun vanha pumppu toimi mittausjaksonaikana 3,6 l/s virtaamalla ja 5,8 m nostokorkeudella. Ero toimintapisteissä ja ottotehojen vaihtelussa johtuu myös uuden pumpun integroidusta taajuusmuuttajasta. Patteriverkoston pumpun taajuusmuuttajasäätö toimii samalla tavalla kuin uuden IV-verkoston pumpun säätö.

Kuvassa 25 on ulkolämpötila (°C) kuvan 24 dataloggermittausjaksolta. Mittausjakson alin lämpötila oli -11,8 °C ja ylin lämpötila +5,0 °C. Lämpötilan vaihtelu mittausjaksolla oli siis 16,8 °C ja ulkolämpötilan keskiarvo oli -2,9 °C. Ulkolämpötilan keskiarvo on vielä niin lähellä lämmityskauden keskiarvoa, että myös näitä mittaustuloksia voidaan pitää hyvin suuntaa antavina koko lämmityskautta ajatellen.

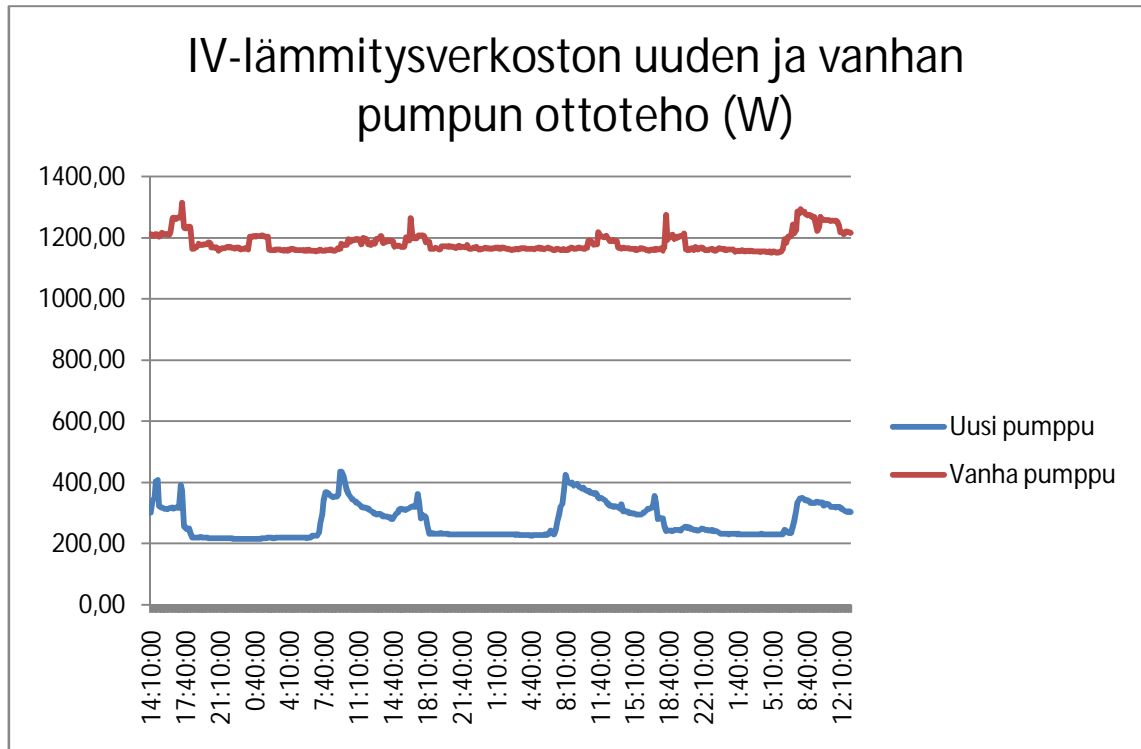


Kuva 25. Ulkolämpötila (°C) kuvan 24 dataloggermittausjaksolta

Kuvassa 26 on esitetty ilmanvaihdon lämmitysverkoston uuden ja vanhan pumpun sähkönottotehot (W) kolmen vuorokauden pituiselta jaksolta. Nämä otannot on valittu kuvien 22 ja 24 mittausjaksoilta. Otannot ovat keskenään vertailukelpoisia, sillä ulkolämpötilat ovat otantajaksolla hyvin samankaltaiset (kuvat 23 ja 25).

Ero sähkönottotehoissa uuden ja vanhan pumpun välillä on melko suuri. Vanhan pumpun ottotehon keskiarvo mittausjaksolla oli 1 194 W, kun uuden pumpun ottotehon keskiarvo oli vain 273 W. Uusi pumpu toimi siis keskimäärin 921 W, eli 77 % pienemmällä teholla kuin vanha pumpu. On otettava vielä huomioon, että uusi pumpu on säätämätön ja toimi arvioidulla nostokorkeudella. Tarkasti säädetty pumpu toimisi luultavasti vielä pienemmällä sähkönottoteholla.

Koekohteen ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumpun uusimisesta ja säätötavan lisäyksestä on esitetty erikseen korottoman takaisinmaksuajan laskennat liitteessä 6. Laskujen perusteella pumpun uusiminen olisi kannattavaa, sillä koroton takaisinmaksuaika on 2 vuotta. Vanhaan pumpuun kulutuskohteen vakiopaine-erosäädön lisäyksen koroton takaisinmaksuaika on 3,5 vuotta. Takaisinmaksuaikojen perusteella kannattava toimenpide on pumpun uusiminen.



Kuva 26. Ilmanvaihdon lämmitysverkoston uuden ja vanhan pumpun sähkönottotehot (W) kolmen vuorokauden ajalla.

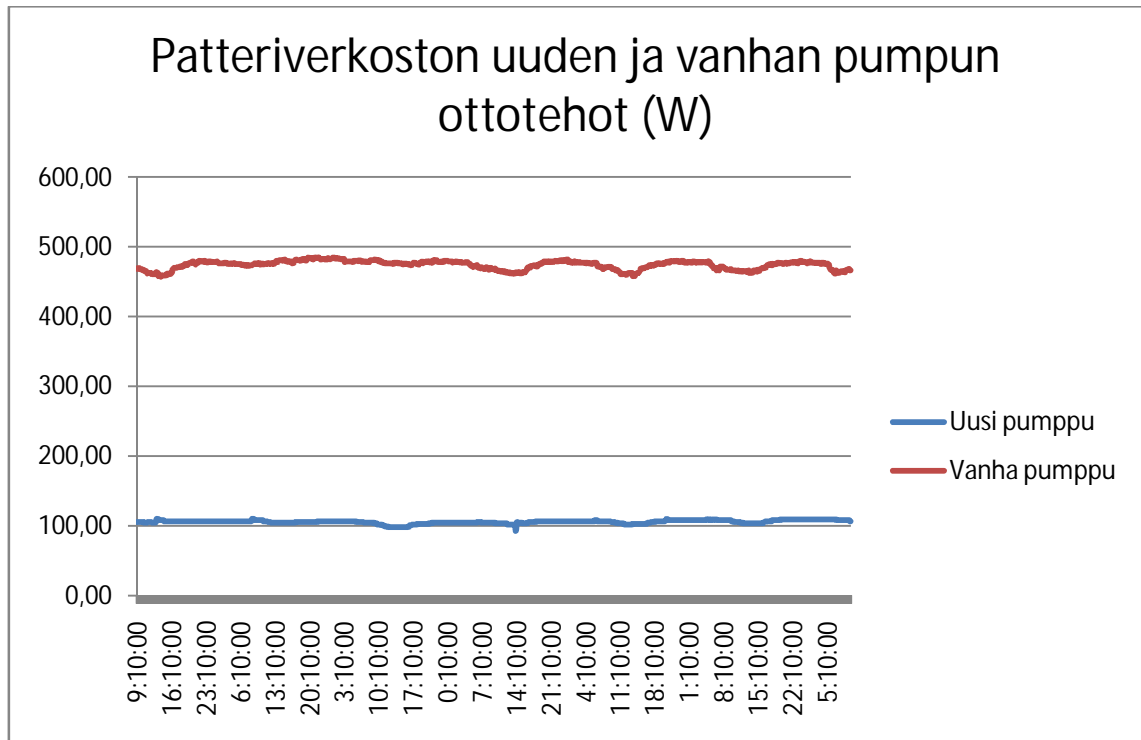
Kuvassa 27 on esitetty lämmitysverkoston (patteriverkosto) uuden ja vanhan pumpun sähkönottotehot (W) kuuden vuorokauden pituiselta jaksolta. Kuvan 27 otannat ovat samalla tavalla vertailukelpoisia kuin kuvan 26 otannat.

Myös patteriverkostossa ero sähkönottotehoissa uuden ja vanhan pumpun välillä on melko suuri. Vanhan pumpun ottotehon keskiarvo mittausjaksolla oli 474 W, kun uuden pumpun ottotehon keskiarvo oli 106 W. Uusi pumppu toimi siis keskimäärin 368 W, eli 78 % pienemmällä teholla kuin vanha pumppu. Tässä on otettava myös huomioon, että uusi pumppu on säätämätön ja toimii arvioidulla nostokorkeudella.

Koekohteen patteriverkoston pumpun uusimisesta ja säätötavan lisäyksestä on esitetty erikseen korottoman takaisinmaksuajan laskennat liitteessä 7.

Laskujen perusteella pumpun uusimisen koroton takaisinmaksuaika on 5 vuotta ja vanhaan pumppuun kulutuskohteen vakiopaine-erosäädön lisäyksen koroton takaisinmaksuaika on 19,5 vuotta. Takaisinmaksuaikojen perusteella pumpua ei kannata heti uu-

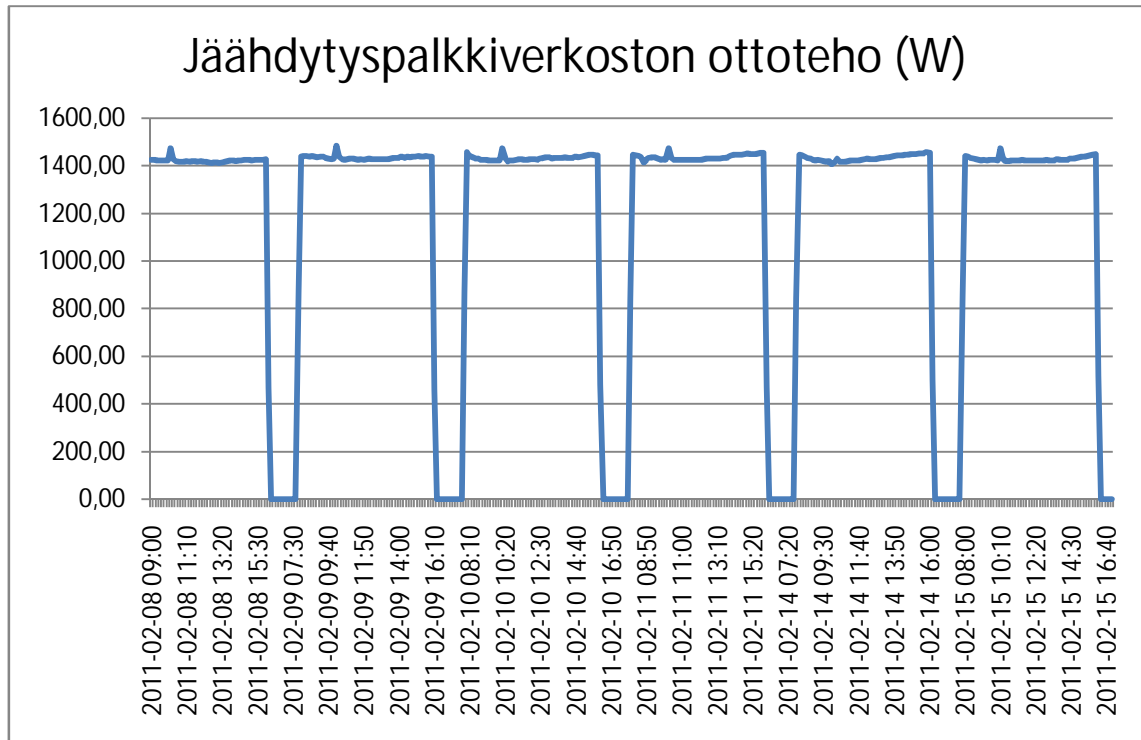
sia, sillä pumpun jäljellä oleva tekninen käyttöikä on noin 5 vuotta. Säädetävän lisääminen vanhaan pumppuun ei ole kannattavaa.



Kuva 27. Patteriverkoston uuden ja vanhan pumpun sähkönottotehot (W) kuuden vuorokauden ajalla.

Jäähdytyspalkkiverkoston pumpun sähkönottotehon dataloggermittauksen tulokset on esitetty kuvassa 28. Pumppu toimi mittausjaksolla aikaohjelman mukaan arkipäivinä kello 7:50–16:00. Kuvan 28 tuloksista on karsittu pois viikonloppu (12.2.–13.2.) ja arkipäivien ajat, jolloin pumppu ei ollut toiminnassa.

Suurin mitattu sähkönottoteho mittausjaksolla oli 1 483 W ja pienin 1 412 W, vaihtelu mitatuissa arvoissa on 71 W (5 % suurimmasta mitatusta tehosta). Mittausjaksolla jäähdytyspalkkiverkoston pumpun käydessä sen sähkönottotehon keskiarvo oli 1431 W. Tunnin välein tehdyissä pistokoemittauksissa (11.2.) mitatun suurimman virtaaman (9,4 l/s) ja sähkönottotehon (1 420 W) mukaan pumpun toimintapiste on hyvin lähellä suunnitteluarvoja, joten pumpun voidaan olettaa toimivan normaalisti.



Kuva 28. Koekohteen jäähdytyspalkkiverkoston pumpun sähkönottotehot (W) dataloggermittausjaksolta.

Jäähdytyspalkkiverkostossa pyörimisnopeussäätöisellä pumpulla pumppaus voitaisiin suorittaa huomattavasti energiatehokkaammin. Nykyisen pumpun sähkönottotehon vaihtelu on hyvin pientä pumpun käydessä mittausjaksolla. Virtaama vaihtelee kuitenkin päivän aikana pistokoemittauksen perusteella 9,4 l/s ja 5,5 l/s välillä. Virtaaman vaihtelu on siis 3,9 l/s (41 % suurimmasta mitatusta virtaamasta). Näin suurilla virtaaman vaihteluilla saavutettaisiin kulutuskohteen vakiopaine-eron mukaan tehtävällä pyörimisnopeussäädöllä huomattavia säästöjä nykyiseen energiankulutukseen verrattuna.

Liitteessä 8 on arvioitu laskemalla jäähdytyspalkkiverkoston pumpun säätötavan lisäyksen korotonta takaisinmaksuaikaa. Laskuissa pumpun käyntiajat eri virtaamilla on arvioitu 11.2. suoritettun pistokoemittauksen perusteella. Vuotuisia käyntitunteja on arvioitu kertyvän 700. Näillä arvioilla pumpun säätötavan lisäyksellä saavutettaisiin 71 %:n vuotuiset energiansäästöt. Pumpun käyttötunteja on kuitenkin niin vähän, että investointi ei maksa itseään takaisin.

6.6 Koekohteen pumppujen kokonaishyötysuhteet ja energiankulutus

Taulukossa 5 on esitetty koekohteen vakiovirtaaman pumppujen kokonaishyötysuhteet, energiankulutus vuodessa ja energiakustannukset vuodessa. Taulukoissa 5 ja 6 hyötysuhteet on laskettu kaavalla 6.

Taulukosta nähdään, että lämpimän käyttöveden kiertovesipumpun (LVK) ja TK3:n pumpun hyötysuhteet ovat erittäin huonot. Ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumpun hyötysuhteen kuuluisi myös olla parempi kuin taulukossa on esitetty (noin 40–50 % [18]).

TK3:n pumpun huono hyötysuhde johtuu jo aiemmin mainitusta pumpun ylimitoituksesta. LVK pumpun ja ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumpun huonot hyötysuhteet johtuvat selittämättömän suurista sähkönottotehoista. Ylisuurten sähkönottotehojen syy jäi epäselväksi, kuten sivulla 43 mainitaan.

Kun otetaan huomioon pumppujen ikä, ovat muiden taulukossa 5 esitettyjen pumppujen hyötysuhteet oikeaa luokkaa.

Taulukko 5. Koekohteen vakiovirtaaman pumppujen kokonaishyötysuhteet, energiankulutus vuodessa ja energiakustannukset vuodessa.

Vakiovirtaaman pumput			
Kohde	Hyötysuhde	Energiankulutus/a (kWh/a)	Energiakustannukset/a (€/a)
LVK	5,04 %	4 415,04	331,13
TK1	16,89 %	727,08	54,53
TK2	23,02 %	604,44	45,33
TK3	6,51 %	884,76	66,36
TK4	17,93 %	788,40	59,13
TK5	21,80 %	657,00	49,28
TK6	22,98 %	1 130,04	84,75
TK7	25,82 %	998,64	74,90
IV-verkosto, Jäähdytys	29,39 %	2 362,50	177,19
YHT.		12 567,90	942,59

Taulukossa 6 on esitetty koekohteen muuttuvan virtaaman pumppujen kokonaishyötysuhteet, energiankulutus vuodessa ja energiakustannukset vuodessa. Jäähdytyspalk-

ki- ja patteriverkoston pumppujen hyötysuhteet ovat oikean suuruiset. Ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumppujen huonot hyötysuhteet taulukossa johtuvat mittauksen yhteydessä verkoston säätöventtiilillä kuristetusta virtaamasta. Ilmanvaihdon lämmityksen pumppujen (uuden ja vanhan) hyötysuhteiden voidaan arvioida olevan todellisudessa noin kaksinkertaiset taulukossa esitettyihin hyötysuhteisiin verrattuna, sillä pumppujen virtaama mittauksissa oli kuristuksen takia vain noin puolet todellisesta virtaamasta, jolla pumppujen kuuluisi toimia. Mitatut virtaamat on arvioitu noin puolikkaiksi todellisesta toimintatilanteesta mittauksen perusteella, jossa verkoston venttiilit olivat 100 % auki. Pumpuilla olisi kuulunut päästä lähelle mitoitusvirtaamaa (5,7 l/s), kun venttiilit ovat 100 % auki, mutta tästä jäätiin noin puoleen.

Taulukko 6. Koekohteen muuttuvan virtaaman pumppujen kokonaishyötysuhteet, energiankulutus vuodessa ja energiakustannukset vuodessa.

Muuttuvan virtaaman pumput			
Kohde	Hyötysuhde	Energiankulutus/a (kWh/a)	Energiakustannukset/a (€/a)
IV-verkosto, Lämmitys (vanha)	19,47 % - 15,72 %	9 485,33	711,40
Patteriverkosto, Lämmitys (vanha)	42,16 %	3 036,85	227,76
YHT.		12 522,18	939,16
Palkkiverkosto, Jäähdytys	53,88 % - 38,54 %	996,31	74,72
YHT.		13 518,49	1 013,89
IV-verkosto, Lämmitys (uusi)	32,93 % - 18,55 %	2 972,64	222,95
Patteriverkosto, Lämmitys (uusi)	60,39 % - 52,67 %	694,51	52,09
YHT.		3 667,15	275,04

Taulukoissa 7 ja 8 on arvioitu uusien pumppujen vuotuista energiankulutusta ja vuotuisia energiakustannuksia. Uusien pumppujen kokonaishyötysuhteet ovat tällä hetkellä 60–65 % [18], joten arvioissa on käytetty uuden pumpun hyötysuhteena 60 %:a, jota voitaisiin pitää nykyään suunnittelussa minimivaatimuksena.

Taulukko 7. Koekohteen vakiovirtaaman pumppujen energiankulutuksen ja energiakustannusten vuotuinen säästöpotentiaali 60 %:n kokonaishyötysuhteella.

Vakiovirtaaman pumppujen säästöpotentiaali			
Kohde	Hyötysuhde	Energiankulutus/a (kWh/a)	Energiakustannukset/a (€/a)
LVK	60,00 %	4 042,42	303,18
TK1	60,00 %	522,44	39,18
TK2	60,00 %	372,51	27,94
TK3	60,00 %	788,83	59,16
TK4	60,00 %	552,85	41,46
TK5	60,00 %	418,25	31,37
TK6	60,00 %	697,31	52,30
TK7	60,00 %	568,89	42,67
IV-verkosto, Jäähdytys	60,00 %	1 200,22	90,02
YHT.		9 163,73	687,28

Taulukko 8. Koekohteen muuttuvan virtaaman pumppujen energiankulutuksen ja energiakustannusten säästöpotentiaali 60 %:n kokonaishyötysuhteella.

Muuttuvan virtaaman pumppujen säästöpotentiaali			
Kohde	Hyötysuhde	Energiankulutus/a (kWh/a)	Energiakustannukset/a (€/a)
IV-verkosto, Lämmitys (vanha)	60,00 %	6 710,29	503,27
Patteriverkosto, Lämmitys (vanha)	60,00 %	934,92	70,12
YHT.		7 645,20	573,39
Palkkiverkosto, Jäähdytys	60,00 %	360,34	27,03
YHT.		8 005,54	600,42

Taulukossa 9 on esitetty nykyisten ja taulukoissa 7 ja 8 arvioitujen uusien pumppujen vuotuiset energiankulutukset ja vuotuiset energiakustannukset sekä arvioiduilla uusilla pumpuilla saavutettavat vuotuiset säästöt. Taulukossa on myös esitetty koroton takaisinmaksuaika taulukoissa 7 ja 8 esitettyjen pumppujen uusimiselle (12 pumppua). Taulukossa esitetty pumppujen uusimisen hinta (7 800 €) koostuu pumppujen arvioiduista hankinta- ja asennuskustannuksista. Asennuskustannusten hinta-arvion antoi

kokenut LVI-asennusliikeryittäjä (halusi pysyä nimettömänä). Pumppujen hankintahinnat on arvioitu Wilon Risto Pitkäsén kanssa käytyjen keskustelujen perusteella [18].

Uusilla pumpuilla saavutettavat vuotuiset säästöt (1 287,70 €) eivät ole merkittäviä rakennuksen vuotuisen sähköenergiakustannusten kannalta. Säästöjen osuus vuotuisista sähköenergiakustannuksista on noin 2,2 %. Prosentuaalinen osuus vuotuisesta sähkönkulutuksesta on laskettu koekohteen kiinteistön kulutusseurantaportteissa ilmoitettujen vuotuisen energiankulutusten perusteella [24].

Kaikkien pumppujen uusimisen koroton takaisinmaksuaika on 6 vuotta. Koska pumppujen tekninen käyttöikä alkaa lähestyä loppua noin viiden vuoden päästä, ei kaikkia pumppuja kannata uusia tällä hetkellä. Taulukosta 10 nähdään, että LVK ja ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumppujen uusiminen olisi kuitenkin kannattavaa jo tässä vaiheessa, kuten varsinkin ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumpun kohdalla on jo aikaisemmin tarkemmissa laskuissa osoitettu. Ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumpun uusimista voidaan pitää myös kannattavana. Teknisen käyttöiän päättymisen takia lähestyvän pumppujen uusimisen ajankohdan vuoksi kiinteistön omistajan tulisi miettiä, onko järkevämpää uusia nyt muutama pumppu ja loput myöhemmin vai uusia myöhemmin kaikki pumput yhdessä urakassa.

Taulukko 9. Nykyisten ja taulukoissa 7 ja 8 arvioitujen uusien pumppujen vuotuiset energiankulutukset ja vuotuiset energiakustannukset sekä arvioituilla uusilla pumpuilla saavutettavat vuotuiset säästöt, joiden perusteella laskettu kaikkien pumppujen uusimisen koroton takaisinmaksuaika (TMA).

Nykyiset pumput	
Energiankulutus/a (kWh/a)	Energiakustannukset/a (€/a)
26 086,39	1 956,48
Uusilla pumpuilla	
Energiankulutus/a (kWh/a)	Energiakustannukset/a (€/a)
8 917,12	668,78
Uusilla pumpuilla saavutettavat säästöt yhteensä/a	
Energiankulutus/a (kWh/a)	Energiakustannukset/a (€/a)
17 169,28	1 287,70
Pumppujen uusiminen	TMA (vuotta)
7 800 €	6,06

Taulukko 10. Taulukoissa 7 ja 8 arvioitujen säästöjen perusteella lasketut pumppukohtaiset hankintahinnan korottomat takaisinmaksuajat (TMA) vuosina.

Vakiovirtaaman pumput	TMA
LVK	0,82
TK1	6,38
TK2	8,95
TK3	4,23
TK4	6,03
TK5	7,97
TK6	4,78
TK7	5,86
IV-verkosto, Jäähdytys	2,78

Muuttuvan virtaaman pumput	TMA
IV-verkosto, Lämmitys (vanha)	1,99
Patteriverkosto, Lämmitys (vanha)	11,41
Palkkiverkosto, Jäähdytys	37,00

6.7 Välittömät korjaustoimenpiteet

Kannattavina välittöminä korjaustoimenpiteinä voidaan pitää LVK, ilmanvaihdon lämmitysverkoston ja ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumppujen uusimista. Ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumppu kannattaa kuitenkin aikaisintaan uusia kesäkuussa 2011, jolloin EC-tekniikalla toimivat kuivamoottoripumput (kuva 29) tulevat markkinoille.

Ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumpun uusimisen yhteydessä kannattaa IV-koneiden jäähdytyspattereiden 3-tieventtiileillä tehdyt ohitukset poistaa tulppaamalla ohitushaarat. Tämän toimenpiteen ansiosta uuden pumpun integroitu taajuusmuuttaja pystyy säätämään virtaamaa verkostossa tarvittavan paineen mukaan.



Kuva 29. Wilon EC-tekniikalla toimiva kuivamoottoripumppu [7].

6.8 Päätelmät

Koekohteen pumput ovat melko hyvin mitoitettuja. Poikkeuksina ovat TK3:n, TK6:n ja TK7:n pumput, joista TK3:n pumppu on eniten ylimitoitettu. Suurimmat pumput muodostavat pääosan pumppujen energiankulutuksesta, joten tuloilmakoneen lämmityspatterin pienen pumpun lievä ylimitoitus ei juuri vaikuta kokonaisuuteen.

Parhaaksi tehostamistoimenpiteeksi osoittautui pumpun vaihtaminen energiatehokkaampaan. Pyörimisnopeussäädön lisääminen ei ollut kannattavaa minkään koekohteen pumpun kohdalla. Säädetävän lisäys vanhaan pumppuun voi olla kannattavaa vasta kun pumpun P_1 teho on noin 3 kW tai sitä suurempi.

Pienimmille pumpuille (TK pumput) mikään tehostustoimenpide ei ollut kannattava. Rahallisia investointeja vaativia vanhan pumpun tehostamistoimenpiteitä kannattaakin siis alkaa miettiä vasta kun pumpun P_1 teho on noin 500 W tai sitä suurempi. Muut ns.

ilmaiset tehostamistoimenpiteet, kuten vakiovirtaaman pumpun turhien kuristusten poistaminen ja pumpun pyörimisnopeuden pudottaminen kannattaa kuitenkin pitää aina mielessä pumppuja tarkasteltaessa.

Tulevaisuudessa, kun vanhat pumput on korvattu nykyaikaisilla, voi pumpun tehostamistoimenpiteiden tarkastelun kynnyksensä kasvaa entisestään. Nykyisin markkinoilla olevilla pumppuilla on jo melko hyvät kokonaishyötysuhteet, jonka vuoksi tulevaisuudessa ei pumppujen uusimisella välttämättä saavuteta samanlaista hyötyä kuin nykyään.

Koekohteen pumppujen hyötysuhteet ovat pääosin oikean suuruiset, kun otetaan huomioon pumppujen ikä. Vaikka uusilla pumppuilla saavutetaankin huomattavasti paremmat hyötysuhteet, on pumpun uusiminen kannattavaa vain kolmen koekohteen pumpun kohdalla (LVK ja ilmanvaihdon jäähdytys ja lämmitys).

Koekohteen pumppujen energiankulutuksen osuus rakennuksen vuotuisesta sähköenergiankulutuksesta on hyvin pieni (noin 3,4 %). Tästä syystä ei pumppuja tehostamalla saatujen säästöjen osuus ole koko rakennuksen sähköenergiakustannuksesta kovin merkittävä (noin 2,2 %). Rahallisten säästöjen jäädessä pieniksi jäävät myös tehostamistoimenpiteet helposti kannattamattomiksi, kuten koekohteen pumppuista suurimman osan kohdalla kävi.

7 Energiatehokkaan pumpun vaatimukset suunnittelussa

Nykyisin LVI-suunnitelmissa pumpun valinnassa ei yleensä ole muita konkreettisia numeerisia vaatimuksia kuin maksimivirtaaman ja -nostokorkeuden täyttyminen. Tämän työn toimeksiantajan suunnitteluohjeissa on näiden maksimiarvojen lisäksi vaatimukset pumpun maksimikierronnopeudelle. Järjestelmille, jotka toimivat rakennuksen oleskelutiloissa (lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän pumput sekä käyttöveden kiertovesijohdon pumppu), on pumpun maksimikierronnopeudeksi määritelty 25 r/s ja muille järjestelmille 50 r/s. Maksimikierronnopeudet on määritelty verkoston äänitasojen pienentämiseksi.

Nykyään pumpun valinnan tekee lähes aina urakoitsija. Suunnittelija voi kuitenkin rajata tietyillä vaatimuksilla sopivien pumppujen määrää. Granlundin projekteissa suunnit-

telija tarkastaa aina urakoitsijan valitseman pumpun sopivuuden verkoston ominaisuuksiin. Tämä tarkoittaa maksimitoimintapisteen ja -pyörimisnopeuden lisäksi pumpun materiaalin sopivuutta verkostossa pumpattavaan nesteeseen (vesi tai vesi-glykoliseos).

Muita vaatimuksia pumpun valintaan ei ole Granlundin suunnitteluohjeissa esitetty tällä hetkellä. Pumpun energiatehokkuus jää suunnittelijan ja urakoitsijan vastuulle sekä laitehyväksynnän varaan. Granlundilla kuitenkin lähes kaikki muuttuvan virtaaman järjestelmät suunnitellaan niin, että pumppuun tulee taajuusmuuttajaohjattu pyörimisnopeussäätö. Näin tehdään energiatehokkuuden ja pienempien äänitasojen takia. Suunnitteluohjeissa ei kuitenkaan siis ole esitetty vaatimusta pyörimisnopeussäädölle.

7.1 Pumppausjärjestelmän suunnittelussa huomioitavia asioita

Pumppausjärjestelmän suurin lämmitys- tai jäähdytystehontarve määrää pumpun maksimivirtaaman (Q). Maksimivirtaamaa laskettaessa on huomioitava verkoston oikeat meno- ja paluulämpötilat. Pumpun maksiminostokorkeus (H) määräytyy kiertopiirin kokonaispainehäviöstä, joka aiheutuu maksimivirtaamalla (Q). Putkisto tulisi suunnitella niin, että painehäviöt jäävät mahdollisimman pieniksi. Putkiston tarkka painehäviö maksimivirtaamalla on tiedettävä pumppua valittaessa.

Jos putkiston virtaamaa täytyy kuristaa säätöventtiilillä, täytyy säätöventtiili sijoittaa aina pumpun painepuolelle kavitaatiovaaran estämiseksi.

Pumpattavan nesteen tiheys on otettava huomioon, sillä tiheys vaikuttaa suoraan verrannollisesti tehontarpeeseen. Vettä tiheimmillä nesteillä tulee tarkastaa moottorin tehon riittävyys.

Nykyisin on kokonaishyötysuhteen kannalta aina perusteltua valita EC-moottorilla toimiva pumppu. On muistettava, että tällä hetkellä EC-moottorilla toimivia pumppuja on saatavana vain 1,5 kW:n ja sitä pienemmillä tehoilla. Kesäkuussa 2011 markkinoille on tulossa suurempi tehoisia EC-moottoripumppuja, joiden valinta hyötysuhteen kannalta tulee luultavasti myös olemaan perusteltua.

Energiataloudellisuuden kannalta tulisi valita pumppu, jossa on mahdollisimman suuri kokonaishyötysuhde pumpun koko käyttöalueella (pyörimisnopeussäätö). Pienimmissä muuttuvan virtaaman pumppuissa on tarkasteltava pyörimisnopeussäädön lisäyksen kannattavuutta. Verkoston virtaaman vaihtelut on myös otettava huomioon pyörimisnopeussäätöä mietittäessä. Alle 10 %:n virtaaman vaihteluilla pyörimisnopeussäätö ei välttämättä ole perusteltua elinkaarikustannusten kannalta. Parasta mahdollista hyötysuhdetta tavoiteltaessa tulisi pumppuissa olla myös mahdollisimman iso juoksupyörä.

Jos tiedetään pumpun käyttötunnit eri virtaamilla, kannattaa valita pumppu, jonka hyötysuhde on paras virtaamalla, jolla toimiessaan pumppu kuluttaa suurimman osan energiasta (esimerkiksi 75 %:n virtaamalla). Jos tällaista pistettä ei voida määrittää, valitaan mitoituspisteessä hyötysuhteeltaan paras pumppu.

7.2 Suunnitteluohjeissa esitettävät pumpun vaatimukset

Tämän työn aikana tehtyjen tutkimusten perusteella Granlundin suunnitteluohjeissa voitaisiin kiertovesipumpulle esittää seuraavat vaatimukset:

- Maksiminostokorkeus (H) ja -virtaama (Q).
- Kokonaishyötysuhde maksimivirtaamalla vähintään 60 %.
- EC-moottorilla toimiva pumppu valittava aina, kun mahdollista.
- Pumpun maksimikierronnopeus järjestelmissä, jotka toimivat rakennuksen oleskelutiloissa, 25 r/s ja muiden järjestelmien pumppuille 50 r/s.
- Muuttuvan virtaaman järjestelmän pumpun pyörimisnopeutta säädettävä taajuusmuuttajalla kulutuskohteen vakiopaine-eron mukaan, jos se on elinkaarikustannusten perusteella kannattavaa.

Näiden vaatimusten ja luvussa 7.1 esitettyjen pumppausjärjestelmän suunnittelussa huomioitavien asioiden avulla pystytään suunnittelemaan energiatehokas pumppausjärjestelmä. Merkittävin vaatimus energiatehokkuuden kannalta on pumpun kokonaishyötysuhteen 60 %:n vähimmäisvaatimus. Koekohteen pumppujen kanssa samaa kokoluokkaa olevien vanhojen pumppujen kokonaishyötysuhteet ovat yleensä 40–20 %, joten pelkällä kokonaishyötysuhteen vaatimuksella voidaan vähentää tämän kokoisten pumppujen energiankulutusta $\frac{1}{3} - \frac{2}{3}$.

8 Yhteenveto

Tässä insinööriyössä määriteltiin työn aikana tehdyistä mittauksista saatujen tulosten perusteella koekohteen kiertovesipumppujen energiatehokkuus, energiansäästöpotentiaali ja pumppujen uusimisen koroton takaisinmaksuaika. Lisäksi Insinööritoimisto Olof Granlundin suunnitteluohjeiden pumpun valintaa koskeviin määritelmiin tehtiin parannusehdotuksia. Suunnitteluohjeiden parannusehdotuksista merkittävin oli pumpun maksimivirtaamalla 60 %:n kokonaishyötysuhteen vähimmäisvaatimus, jota voidaan pitää perusteltuna EC-moottoreiden pumppumarkkinoille tulon myötä.

Työssä tarkasteltiin myös vanhan pumppausjärjestelmän tehostamistapojen kannattavuutta. Pumppausjärjestelmän tehostamistavoista selvästi kannattavin on pumpun uusiminen. Säättötavan lisäämistä tulisi harkita vasta, kun pumppu toimii hyvällä hyötysuhteella, sillä pelkkä säättötavan lisäys ei paranna pumpun hyötysuhdetta. Tehostamistavan kannattavuus on tapauskohtaista ja riippuu paljolti pumpun maksimisähkönottotehosta ja virtaaman vaihtelusta. Maksimisähkönottotehon ollessa 3 kW tai sitä suurempi ja virtaaman vaihtelun ollessa yli 10 % voi pelkän säättötavan lisäys olla takaisinmaksuajan perusteella kannattava tehostamistoimenpide. Koekohteen pumpuista olisi kolme kannattanut uusia alle kolmen vuoden korottoman takaisinmaksuajan perusteella.

Koekohteen pumppujen kokonaishyötysuhteet olivat pääosin 40–20 %, mikä on ominaista koekohteen ikäisille ja kokoisille pumpuille. Koekohteen pumppujen vuotuinen energiankulutus on 26 MWh, ja vuotuiset energiakustannukset ovat hieman alle 2 000 €. Uusilla pumpuilla arvioitu säästö vuotuisessa energiankulutuksessa on 17 MWh ja vuotuisessa energiakustannuksissa 1 300 €. Koroton takaisinmaksuaika kaikkien koekohteen kiertovesipumppujen uusimiselle on 6 vuotta.

Koekohteen pumppujen uusimisella saavutettaisiin 65 %:n säästöt. Potentiaalisten säästöjen osuus rakennuksen vuotuisista sähköenergiakustannuksista on kuitenkin vain 2,2 %, joten saavutettavat säästöt eivät yksinään ole kovin merkittäviä. Uutta pumpua valittaessa on joka tapauksessa kuitenkin järkevää valita mahdollisimman energiatehokas vaihtoehto, sillä energiatehokkuuden kannalta hyvän ja huonon pumpun ero hankintahinnassa on pieni ja tämä erotus saadaan energiasäästöinä takaisin hyvin no-

peasti. Koko rakennuksen energiatehokkuuteen pyrittäessä on myös muistettava, että monesta pienestä tehostustoimenpiteestä voi kertyä lopulta suuretkin säästöt.

Insinööriyössä koekohteen pumppuja koskevien tavoitteiden voidaan todeta edellä mainittujen tulosten perusteella toteutuneen. Suunnitteluvaiheen tarkemmat määritelmät pumpun ja pumppausjärjestelmän energiatehokkuudelle jäivät vain ehdotuksen asteelle, joten tämä tavoite ei täysin toteutunut. Esitettyjen ehdotusten lisääminen suunnitteluohjeisiin jää tämän työn toimeksiantajan myöhemmin päätettäväksi.

Lähteet

- 1 E+ training module presentation FI. Verkkodokumentti.
<www.energypluspumps.eu/E+%20training%20module%20presentation%20FI.pdf>. Luettu 14.12.2010.
- 2 Lyhyesti EC-tekniikasta. Verkkodokumentti. Systemair.
<<http://www1.systemair.com/fi/Suomi/Systemairin-tuotteet/Ajankohtaista/EC/>>. Luettu 14.12.2010.
- 3 Sahlsten, Toivo. 2010. Tehokkaat EC-sähkösäädin, jopa 60% säästöä sähkön käytössä. Verkkodokumentti.
<http://users.metropolia.fi/~jarmota/Baff_2010/Sahlsten_seminaari%20esitys%20ts.pdf>. 4.6.2010. Luettu 10.2.2011.
- 4 Kaukolämpöjärjestelmän paluueden hyväksikäyttö kiinteistöjen lämmityksessä. 2010. Energiateollisuus ry.
- 5 Federley, Jaana. 2009. Energiatehokas pumppausjärjestelmä. Verkkodokumentti.
<http://www.motiva.fi/files/2419/Energiatehokas_pumppausj_rjestelm_.pdf>. Luettu 23.1.2011.
- 6 Hannula, Niko. 2010. Pumppujen hyötysuhteen arviointi hankesuunnitteluvaiheessa. Insinöörit. Metropolia ammattikorkeakoulu.
- 7 Pitkänen, Risto. 2011. Myyntipäällikkö, Wilo Finland Oy, Helsinki. Sähköpostiviestintä 10.3.2011.
- 8 Rouvinen, Satu. 2009. Pumppujen energiätehokkuuden mittaaminen ja optimointi. Insinöörit. Kymenlaakson ammattikorkeakoulu.

- 9 Välliset kylmälaitokset. 2001. Tampereen teknillinen korkeakoulu.
- 10 Oras. 1993. Asennus- ja huolto-opas. Rauma: West Point.
- 11 Malminkaari KOy 21 kiinteistön LVI-laitteiden käyttö- ja hoito-ohjeet. 1991. Huber.
- 12 Datalehti AE-25/4, -26/4. Verkkodokumentti. Kolmeks Oy
<<http://www.kolmeks.fi/kolmeks/pumput/datalehdet/keskipakopumput/>>. Luet-
tu 12.2.2011.
- 13 Pumppuluettelo 2000. 2000. WILO Finland Oy.
- 14 Porokka, Janne. 2009. Sähköenergian kulutuksen optimointi vesilaitoksen toi-
minnassa. Diplomityö. Tampereen teknillinen yliopisto.
- 15 Datalehti AL_-108 1/2. Verkkodokumentti. Kolmeks Oy
<<http://www.kolmeks.fi/kolmeks/pumput/datalehdet/keskipakopumput/>>. Luet-
tu 13.3.2011.
- 16 Tukiainen, Tuija. 2009. Vesihuoltolaitosten kasvihuonepäästöt Suomessa. Dip-
lomityö. Helsingin teknillinen korkeakoulu.
- 17 Kolmeks Oy. Suunnittelijan opas.
- 18 Pitkänen, Risto. 2011. Myyntipäällikkö, Wilo Finland Oy, Helsinki. Puhelinkeskus-
telut ja sähköpostiviestintä 24.2.2011.
- 19 Varttinen, Sami. 2004. Taajuusmuuttajat voimalaitosten pumppauksissa, erityi-
sesti syöttöveden pyörimisnopeussäädön vaikutus ruiskutusvesijärjestelmiin.
Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.
- 20 LVI-suunnitteluohjeisto. 2011. Insinööritoimisto Olof Granlund Oy. Helsinki.

- 21 Turunen, Marko. 2011. Suunnittelija, Rakennusautomaatio-osasto, Insinööritoimisto Olof Granlund Oy, Helsinki. Keskustelu 8.3.2011.
- 22 Uusi energiatehokkuusluokka. Verkkodokumentti. Grundfos.
<<http://energy.grundfos.com/fi/eup-direktiivi/uusi-energiatehokkuusluokka>>. Luettu 10.3.2011.
- 23 Rakennuksen energiankulutuksen ja lämmitystehontarpeen laskenta. 2007. Suomen rakentamismääräyskokoelma, osa D5. Helsinki: Ympäristöministeriö.
- 24 Granlund Software, Ryhti huoltokirja. Koy Helsingin Malminkaari 21:n kulutus-seurantaraportit. 2010.

Excel-taulukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 1

Investointi hinnan ollessa 2000€, säätötavan lisäämisen kannattavuus laskelmat.

Säätötavan lisääminen vanhaan pumppausjärjestelmään						
Sähkön hinta	0,075 €/kWh					
Uusi pumppu	Lämmityskausi =	6552 h	Ottoteho 100 % virtaamalla	3,3 kW		
h= Käyttötunnit, h	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)	
Q= Virtaama, %	100 %	20	1310,4	4324,32	324,32	
P= Teho, kW	95 %		0	0,00	0,00	
E= Energiakulutus vuodessa, kWh/a	90 %		0	0,00	0,00	
A= Energiakustannukset vuodessa €/a	85 %		0	0,00	0,00	
	80 %		0	0,00	0,00	
	75 %	75	4914	6841,21	513,09	
	70 %		0	0,00	0,00	
Vain paksulla viivalla rajattuihin vaaleansinisiin kenttiin syötetään halutut arvot	65 %	5	327,6	296,89	22,27	
	60 %		0	0,00	0,00	
Keltaisella pohjalla laskennan tulokset	55 %		0	0,00	0,00	
	50 %		0	0,00	0,00	
Uuden pumpun tehon muuttuminen on laskettu affiniteettisääntöjen (pumppulakien) mukaan. Todellinen tehon muutos ei vastaa tarkasti laskettua tehoa. Teoreettinen virhe on noin 3 %, todellinen virhe voi olla suurempikin.	45 %		0	0,00	0,00	
	40 %		0	0,00	0,00	
	35 %		0	0,00	0,00	
	30 %		0	0,00	0,00	
	25 %		0	0,00	0,00	
	20 %		0	0,00	0,00	
	15 %		0	0,00	0,00	
	10 %		0	0,00	0,00	
	5 %		0	0,00	0,00	
	0 %		0	0,00	0,00	
	YHT	100	6552	11462,42	859,68	
Investoinnin hinta, €	2000					
Rahallinen säästö vuodessa €/a	680,86					
Koroton takaisinmaksuaika, a	2,94					
Huom!	Vanha pumppu	Lämmityskausi =	6552 h	Ottoteho 100 % virtaamalla		kW
Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu ottotehot on luettava pumpun käyrästä, jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen sarakkeeseen P (Ottotehot, kW)	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)
	3,3	100 %	20	1310,4	0,00	4324,32
		95 %		0	0,00	0,00
		90 %		0	0,00	0,00
		85 %		0	0,00	0,00
		80 %		0	0,00	0,00
	3,1	75 %	75	4914	0,00	15233,40
		70 %		0	0,00	0,00
	3	65 %	5	327,6	0,00	982,80
		60 %		0	0,00	0,00
		55 %		0	0,00	0,00
		50 %		0	0,00	0,00
		45 %		0	0,00	0,00
		40 %		0	0,00	0,00
		35 %		0	0,00	0,00
		30 %		0	0,00	0,00
		25 %		0	0,00	0,00
		20 %		0	0,00	0,00
		15 %		0	0,00	0,00
		10 %		0	0,00	0,00
		5 %		0	0,00	0,00
		0 %		0	0,00	0,00
	YHT		100	6552	0,00	20540,52
						1540,54
Investointi hinnan ollessa 2000€, säätötavan lisääminen kannattaa kun kyseessä on 3,3 kW:n tai suurempi pumppu.						

Säätötavan lisääminen vanhaan pumppausjärjestelmään

		Sähkön hinta	0,075 €/kWh						
		Uusi pumppu	Lämmityskausi =		6552 h		Ottoteho 100 % virtaamalla		
		h = Käyttötunnit, h					2 kW		
		Q = Virtaama, %	Q		h (%)		h (tunnit/a)		
		P = Teho, kW					P*h (kWh/a)=E		
		E = Energiakulutus vuodessa, kWh/a					A (€/a)		
		A = Energiakustannukset vuodessa €/a							
		100 %	6	393,12	786,24	58,97			
		95 %		0	0,00	0,00			
		90 %		0	0,00	0,00			
		85 %		0	0,00	0,00			
		80 %		0	0,00	0,00			
		75 %	15	982,8	829,24	62,19			
		70 %		0	0,00	0,00			
		65 %		0	0,00	0,00			
		60 %		0	0,00	0,00			
		55 %		0	0,00	0,00			
		50 %	35	2293,2	573,30	43,00			
		45 %		0	0,00	0,00			
		40 %		0	0,00	0,00			
		35 %		0	0,00	0,00			
		30 %		0	0,00	0,00			
		25 %	44	2882,88	90,09	6,76			
		20 %		0	0,00	0,00			
		15 %		0	0,00	0,00			
		10 %		0	0,00	0,00			
		5 %		0	0,00	0,00			
		0 %		0	0,00	0,00			
		YHT	100	6552	2278,87	170,92			
		Investoinnin hinta, €	2000						
		Rahallinen säästö vuodessa €/a	659,06						
		Koroton takaisinmaksuaika, a	3,03						
		Huom!	Vanha pumppu		Lämmityskausi =		6552 h		
		Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu	P (Ottotehot, kW)		h (%)		h (tunnit/a)		
		ottotehot on luettava pumpun käyrästä, jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen sarakkeeseen P (Ottotehot, kW)					P*h (kWh/a)=E		
							A (€/a)		
			2	100 %	6	393,12	0,00	786,24	
				95 %		0	0,00	0,00	
				90 %		0	0,00	0,00	
				85 %		0	0,00	0,00	
				80 %		0	0,00	0,00	
			1,8	75 %	15	982,8	0,00	1769,04	
				70 %		0	0,00	0,00	
				65 %		0	0,00	0,00	
				60 %		0	0,00	0,00	
				55 %		0	0,00	0,00	
			1,7	50 %	35	2293,2	0,00	3898,44	
				45 %		0	0,00	0,00	
				40 %		0	0,00	0,00	
				35 %		0	0,00	0,00	
				30 %		0	0,00	0,00	
			1,6	25 %	44	2882,88	0,00	4612,61	
				20 %		0	0,00	0,00	
				15 %		0	0,00	0,00	
				10 %		0	0,00	0,00	
				5 %		0	0,00	0,00	
				0 %		0	0,00	0,00	
			YHT	100	6552	0,00	11066,33	829,97	
			Investointi hinnan ollessa 2000€, säätötavan lisääminen kannattaa kun kyseessä on 2,0 kW:n tai suurempi pumppu.						

Excel-taulukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 2

Investointi hinnan ollessa 5000€, säätötavan lisäämisen kannattavuus laskelmat.

Säätötavan lisääminen vanhaan pumppausjärjestelmään							
	Sähkön hinta	0,075 €/kWh					
	Uusi pumppu	Lämmityskausi =	6552 h	Ottoteho 100 % virtaamalla	8	kW	
h= Käyttötunnit, h		Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)	
Q= Virtaama, %		100 %	20	1310,4	10483,20	786,24	
P= Teho, kW		95 %		0	0,00	0,00	
E= Energiankulutus vuodessa, kWh/a		90 %		0	0,00	0,00	
A= Energiakustannukset vuodessa €/a		85 %		0	0,00	0,00	
		80 %		0	0,00	0,00	
		75 %	75	4914	16584,75	1243,86	
		70 %		0	0,00	0,00	
		65 %	5	327,6	719,74	53,98	
		60 %		0	0,00	0,00	
		55 %		0	0,00	0,00	
		50 %		0	0,00	0,00	
		45 %		0	0,00	0,00	
		40 %		0	0,00	0,00	
		35 %		0	0,00	0,00	
		30 %		0	0,00	0,00	
		25 %		0	0,00	0,00	
		20 %		0	0,00	0,00	
		15 %		0	0,00	0,00	
		10 %		0	0,00	0,00	
		5 %		0	0,00	0,00	
		0 %		0	0,00	0,00	
		YHT	100	6552	27787,69	2084,08	
	Investoinnin hinta, €	5000					
	Rahallinen säästö vuodessa €/a	1638,28					
	Koroton takaisinmaksuaika, a	3,05					
Huom!	Vanha pumppu	Lämmityskausi =	6552 h	Ottoteho 100 % virtaamalla	8	kW	
Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)
ottotehot on luettava pumpun käyrästä, jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen sarakkeeseen P (Ottotehot, kW)	8	100 %	20	1310,4	0,00	10483,20	786,24
		95 %		0	0,00	0,00	0,00
		90 %		0	0,00	0,00	0,00
		85 %		0	0,00	0,00	0,00
		80 %		0	0,00	0,00	0,00
	7,5	75 %	75	4914	0,00	36855,00	2764,13
		70 %		0	0,00	0,00	0,00
	7	65 %	5	327,6	0,00	2293,20	171,99
		60 %		0	0,00	0,00	0,00
		55 %		0	0,00	0,00	0,00
		50 %		0	0,00	0,00	0,00
		45 %		0	0,00	0,00	0,00
		40 %		0	0,00	0,00	0,00
		35 %		0	0,00	0,00	0,00
		30 %		0	0,00	0,00	0,00
		25 %		0	0,00	0,00	0,00
		20 %		0	0,00	0,00	0,00
		15 %		0	0,00	0,00	0,00
		10 %		0	0,00	0,00	0,00
		5 %		0	0,00	0,00	0,00
		0 %		0	0,00	0,00	0,00
		YHT	100	6552	0,00	49631,40	3722,36
	Investointi hinnan ollessa 5000€, säätötavan lisääminen kannattaa kun kyseessä on 8,0 kW:n tai suurempi pumppu.						

Säätötavan lisääminen vanhaan pumppausjärjestelmään						
	Sähkön hinta	0,075 €/kWh				
	Uusi pumppu	Lämmityskausi =	6552 h	Ottoteho 100 % virtaamalla	4,5 kW	
h= Käyttötunnit, h		Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)
Q= Virtaama, %		100 %	6	393,12	1769,04	132,68
P= Teho, kW		95 %		0	0,00	0,00
E= Energiakulutus vuodessa, kWh/a		90 %		0	0,00	0,00
A= Energiakustannukset vuodessa €/a		85 %		0	0,00	0,00
		80 %		0	0,00	0,00
		75 %	15	982,8	1865,78	139,93
		70 %		0	0,00	0,00
		65 %		0	0,00	0,00
		60 %		0	0,00	0,00
		55 %		0	0,00	0,00
		50 %	35	2293,2	1289,93	96,74
		45 %		0	0,00	0,00
		40 %		0	0,00	0,00
		35 %		0	0,00	0,00
		30 %		0	0,00	0,00
		25 %	44	2882,88	202,70	15,20
		20 %		0	0,00	0,00
		15 %		0	0,00	0,00
		10 %		0	0,00	0,00
		5 %		0	0,00	0,00
		0 %		0	0,00	0,00
		YHT	100	6552	5127,45	384,56
	Investoinnin hinta, €	5000				
	Rahallinen säästö vuodessa €/a	1673,92				
	Koroton takaisinmaksuaika, a	2,99				
Huom!	Vanha pumppu	Lämmityskausi =	6552 h	Ottoteho 100 % virtaamalla	4,5 kW	
Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu ottotehot on luettava pumpun käyrästä, jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen sarakkeeseen P (Ottotehot, kW)	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	P*h (kWh/a)=E A (€/a)
	4,5	100 %	6	393,12	0,00	1769,04 132,68
		95 %		0	0,00	0,00 0,00
		90 %		0	0,00	0,00 0,00
		85 %		0	0,00	0,00 0,00
		80 %		0	0,00	0,00 0,00
	4,3	75 %	15	982,8	0,00	4226,04 316,95
		70 %		0	0,00	0,00 0,00
		65 %		0	0,00	0,00 0,00
		60 %		0	0,00	0,00 0,00
		55 %		0	0,00	0,00 0,00
	4,2	50 %	35	2293,2	0,00	9631,44 722,36
		45 %		0	0,00	0,00 0,00
		40 %		0	0,00	0,00 0,00
		35 %		0	0,00	0,00 0,00
		30 %		0	0,00	0,00 0,00
	4,1	25 %	44	2882,88	0,00	11819,81 886,49
		20 %		0	0,00	0,00 0,00
		15 %		0	0,00	0,00 0,00
		10 %		0	0,00	0,00 0,00
		5 %		0	0,00	0,00 0,00
		0 %		0	0,00	0,00 0,00
		YHT	100	6552	0,00	27446,33 2058,47
	Investointi hinnan ollessa 5000€, säätötavan lisääminen kannattaa kun kyseessä on 4,5 kW:n tai suurempi pumppu.					

EuP-moottoridirektiivi (640/2009/EY)

Määritelmät pumpun moottorin hyötysuhteelle luokissa IE1, IE2 ja IE3.

Nominal minimum efficiency for IE 1

Nominal input power kW	2	Pole number 4	6
0.75	72.1	72.1	70.0
1.1	75.0	75.0	72.9
1.5	77.2	77.2	75.2
2.2	79.7	79.7	77.7
3.0	81.5	81.5	79.7
4.0	83.1	83.1	81.4
5.5	84.7	84.7	83.1
7.5	86.0	86.0	84.7
11.0	87.6	87.6	86.4
15.0	88.7	88.7	87.7
18.5	89.3	89.3	88.6
22.0	89.9	89.9	89.2
30.0	90.7	90.7	90.2
37.0	91.2	91.2	90.8
45.0	91.7	91.7	91.4
55.0	92.1	92.1	91.9
75.0	92.7	92.7	92.6
90.0	93.0	93.0	92.9
110	93.3	93.3	93.3
132	93.5	93.5	93.5
160	93.8	93.8	93.8
200 to 375	94.0	94.0	94.0

Nominal minimum efficiency for IE 2

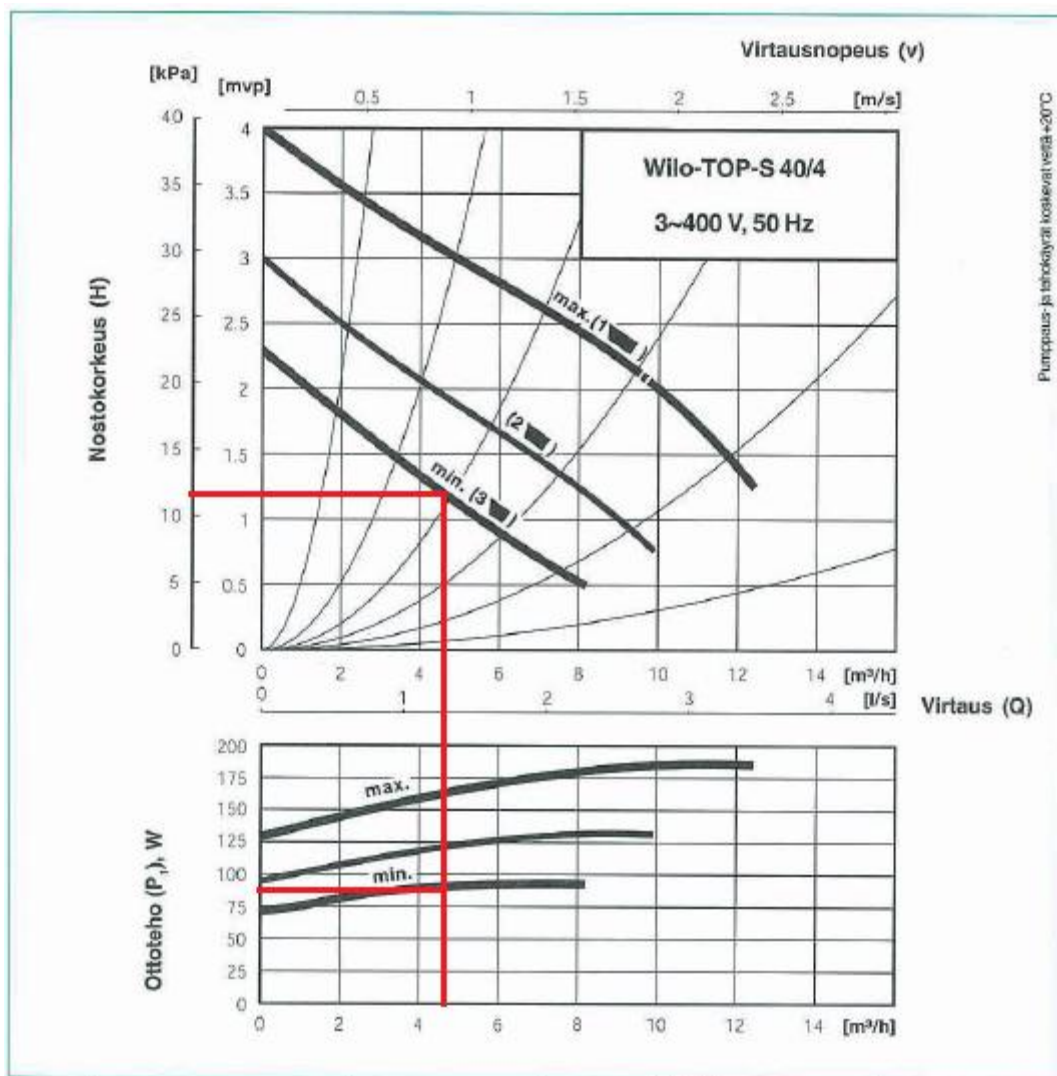
Nominal input power kW	2	Pole number 4	6
0.75	77.4	79.6	75.9
1.1	79.6	81.4	78.1
1.5	81.3	82.8	79.8
2.2	83.2	84.3	81.8
3.0	84.6	85.5	83.3
4.0	85.8	86.6	84.6
5.5	87.0	87.7	86.0
7.5	88.1	88.7	87.2
11.0	89.4	89.8	88.7
15.0	90.3	90.6	89.7
18.5	90.9	91.2	90.4
22.0	91.3	91.6	90.9
30.0	92.0	92.3	91.7
37.0	92.5	92.7	92.2
45.0	92.9	93.1	92.7
55.0	93.2	93.5	93.1
75.0	93.8	94.0	93.7
90.0	94.1	94.2	94.0
110	94.3	94.5	94.3
132	94.6	94.7	94.6
160	94.8	94.9	94.8
200 to 375	95.0	95.1	95.0

Nominal minimum efficiency for IE 3

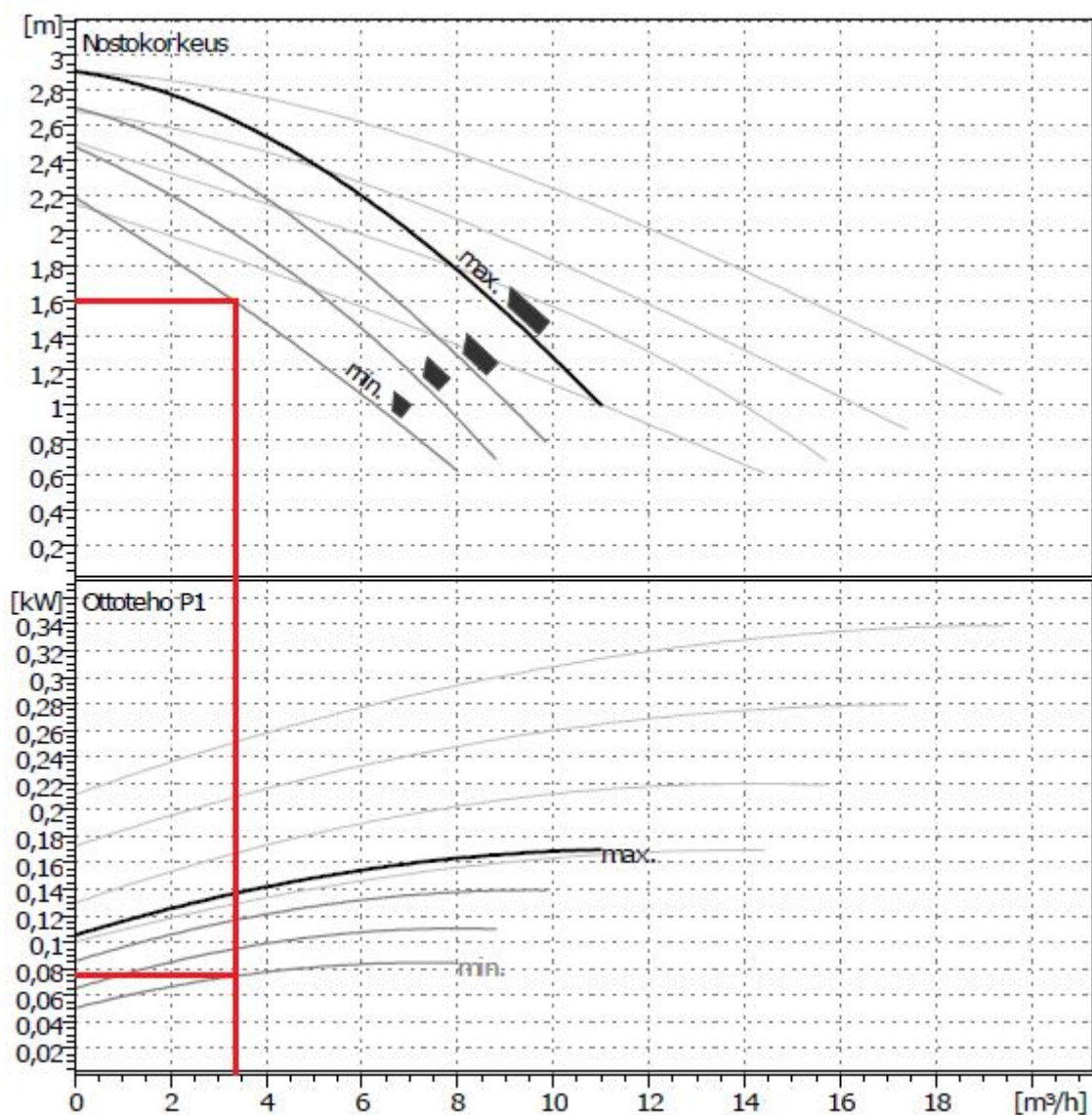
Nominal input power kW	2	Pole number 4	6
0.75	80.7	82.5	78.9
1.1	82.7	84.1	81
1.5	84.2	85.3	82.5
2.2	85.9	86.7	84.3
3.0	87.1	87.7	85.6
4.0	88.1	88.6	86.8
5.5	89.2	89.6	88.0
7.5	90.1	90.4	89.1
11.0	91.2	91.4	90.3
15.0	91.9	92.1	91.2
18.5	92.4	92.6	91.7
22.0	92.7	93.0	92.2
30.0	93.3	93.6	92.9
37.0	93.7	93.9	93.3
45.0	94.0	94.2	93.7
55.0	94.3	94.6	94.1
75.0	94.7	95.0	94.6
90.0	95.0	95.2	94.9
110	95.2	95.4	95.1
132	95.4	95.6	95.4
160	95.6	95.8	95.6
200 to 375	95.8	96.0	95.8

Toimintapisteeet

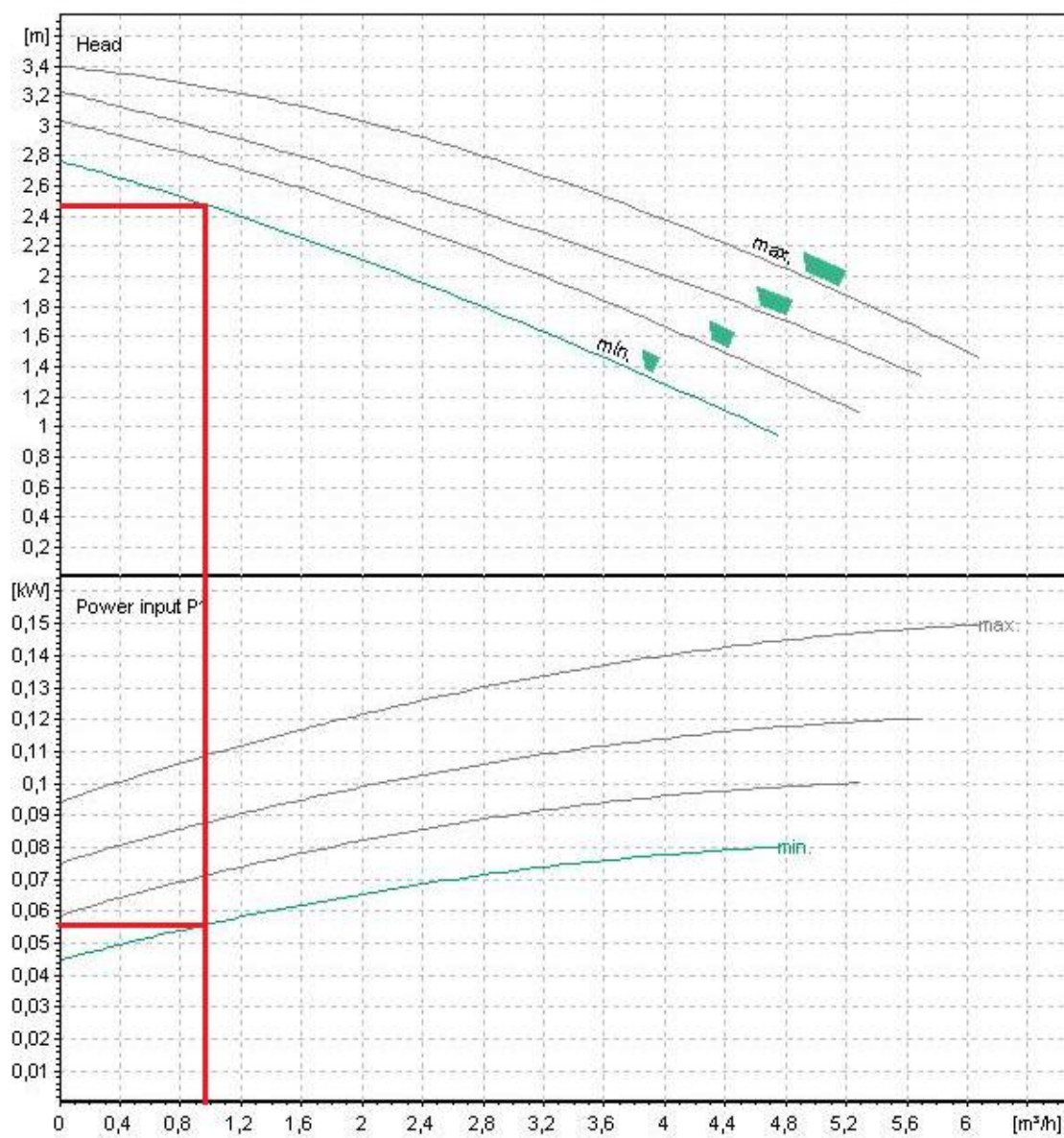
TK1



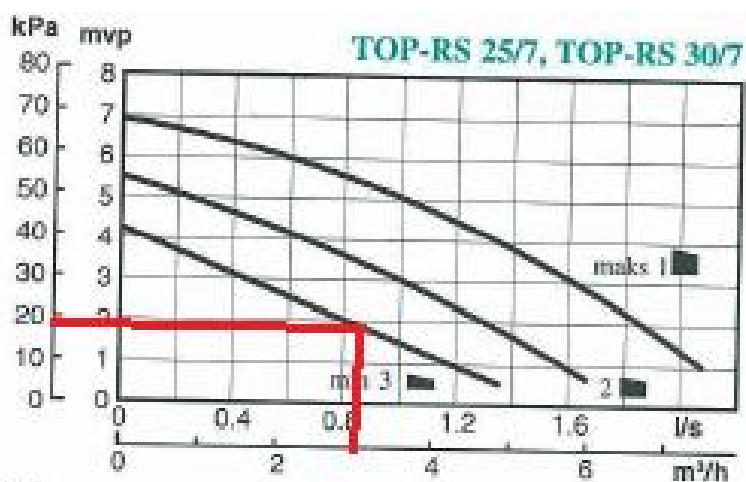
TK2



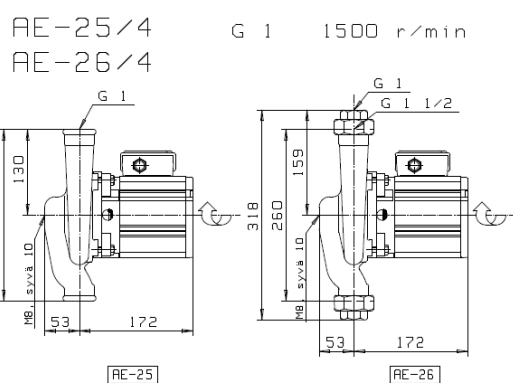
TK3



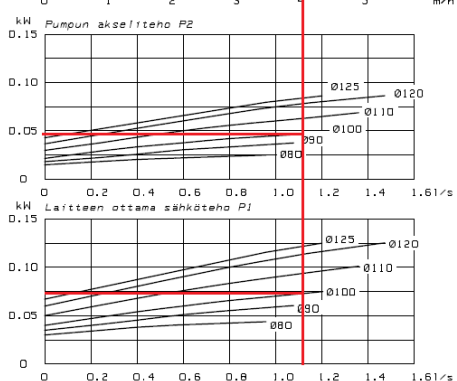
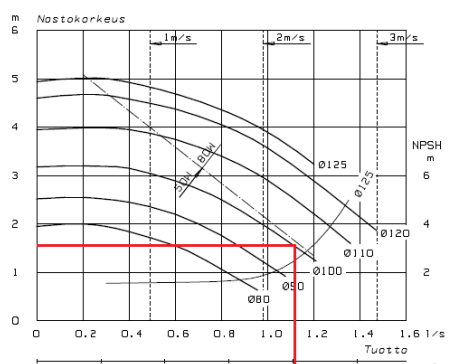
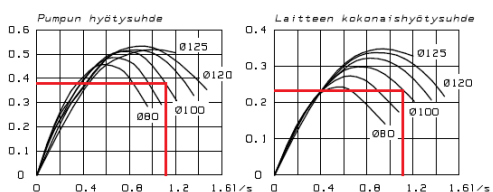
TK4



TK5

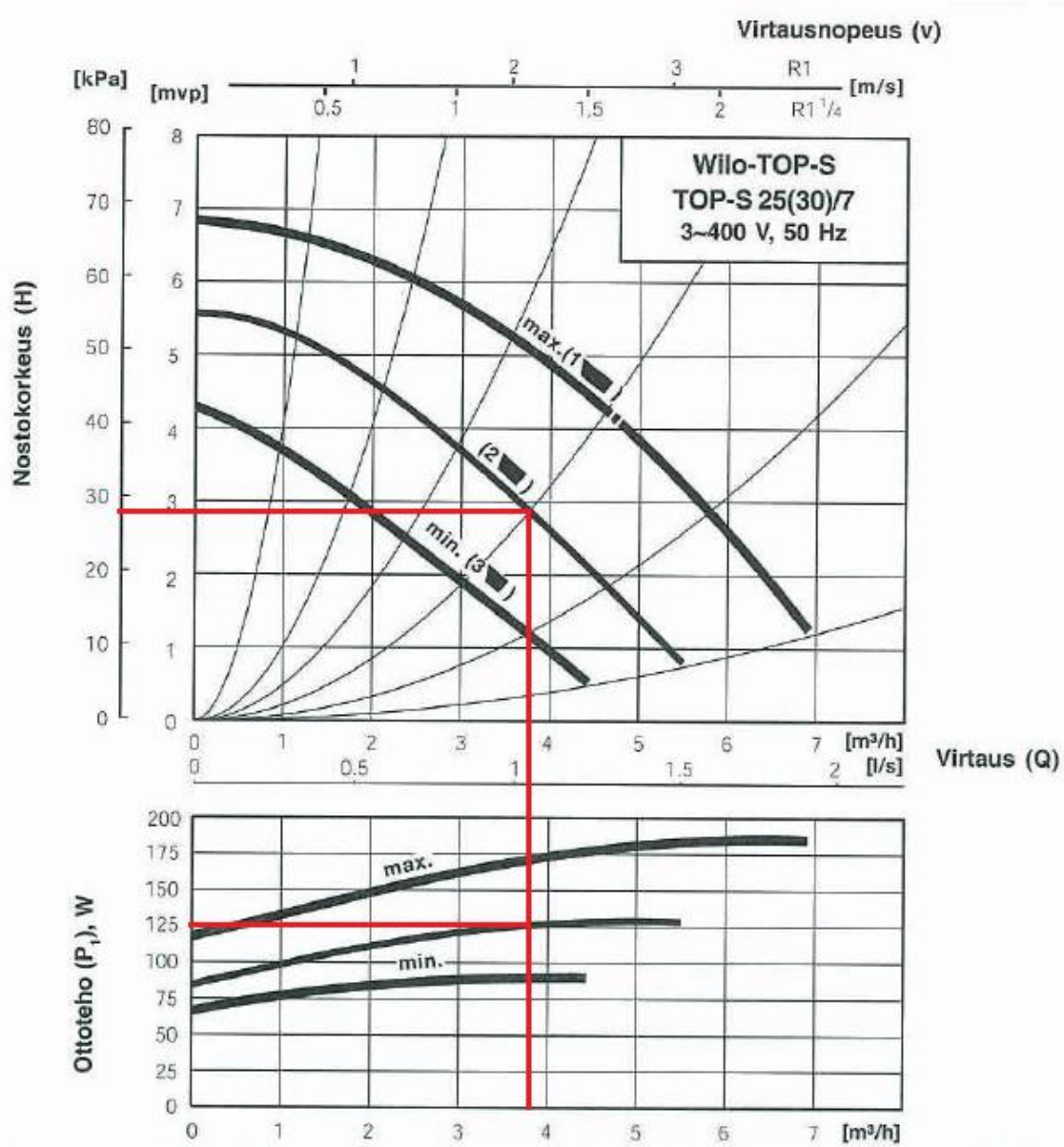


	kW	R	kg
OP-742 N12	0,08	0,28	1,1
OP-742 P N12 1~	0,08	0,62	1,1
OP-742 P N12 1~	0,05	0,47	1,1
OP-732 B N12	0,05	0,21	9,5

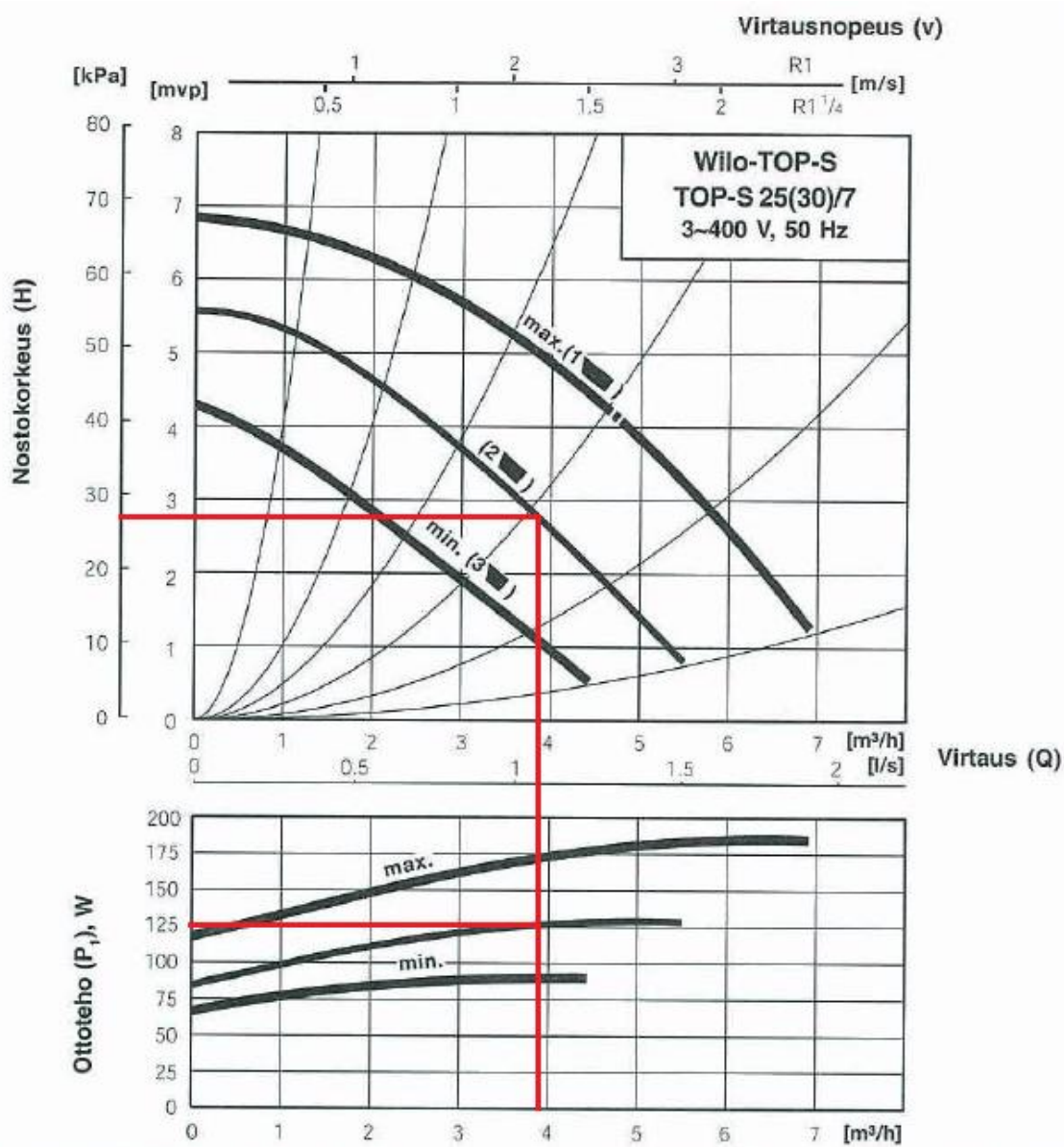


84208
Korvaat:
Suunn: 1986-03-06 JS
Tark: 2000-05-31 JTT

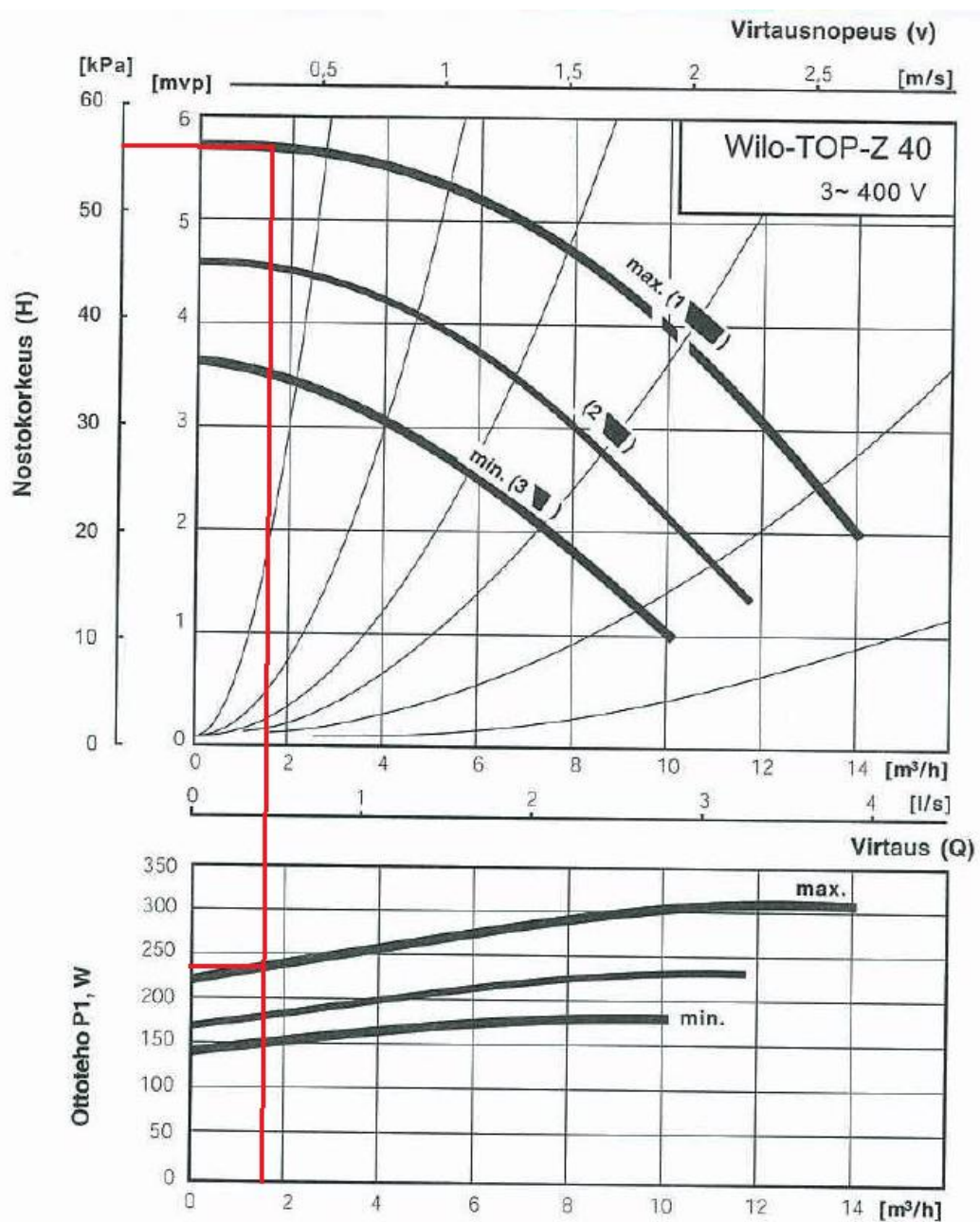
TK6



TK7

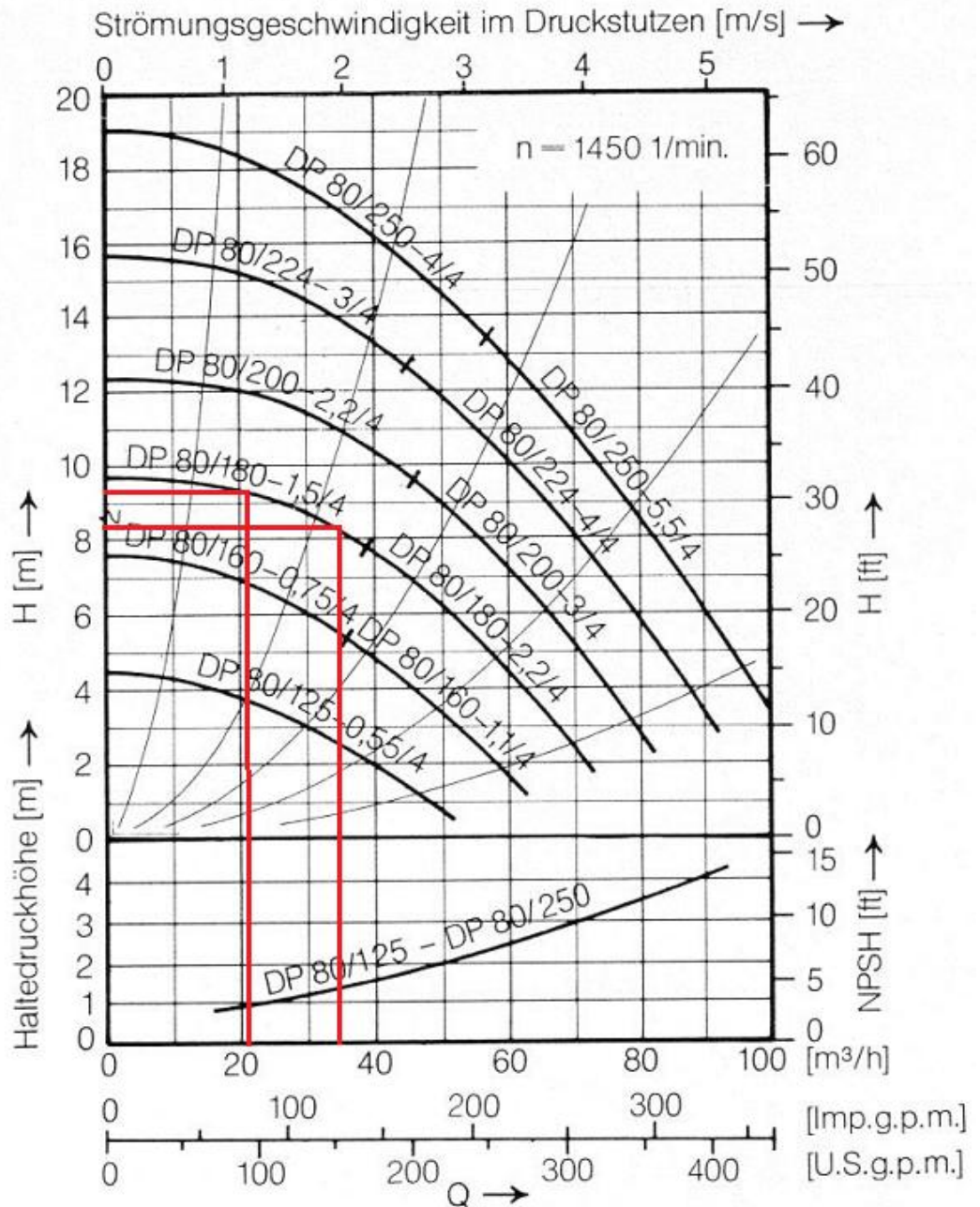


LVK

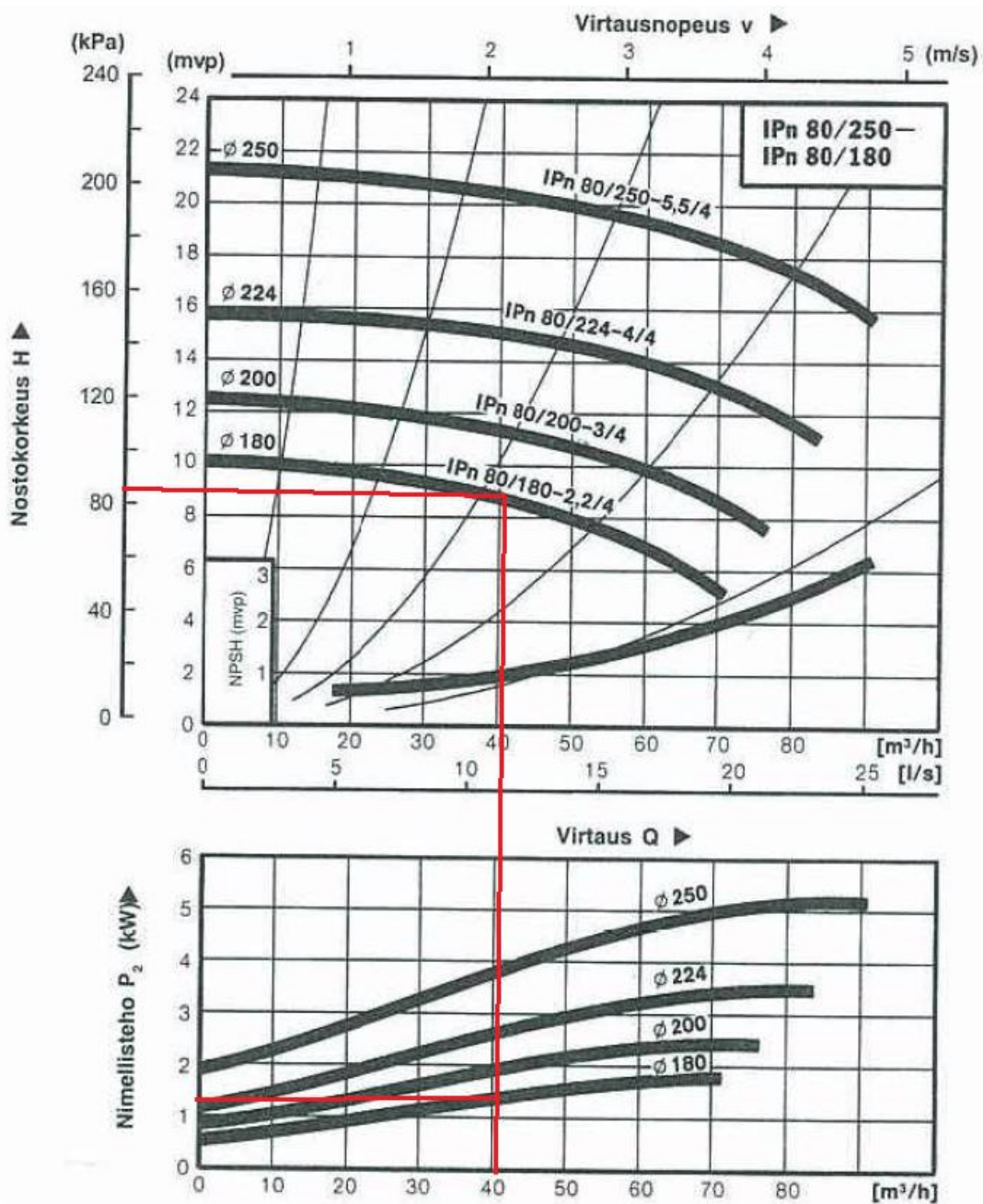


Jäähdytyspalkkiverkoston pumpun toimintapiste mitoitusvirtaamalla ja mittausten keskimääräisellä virtaamalla.

DP 80/250–DP 80/125



Ilmanvaihdon jäähdytysverkoston pumppu



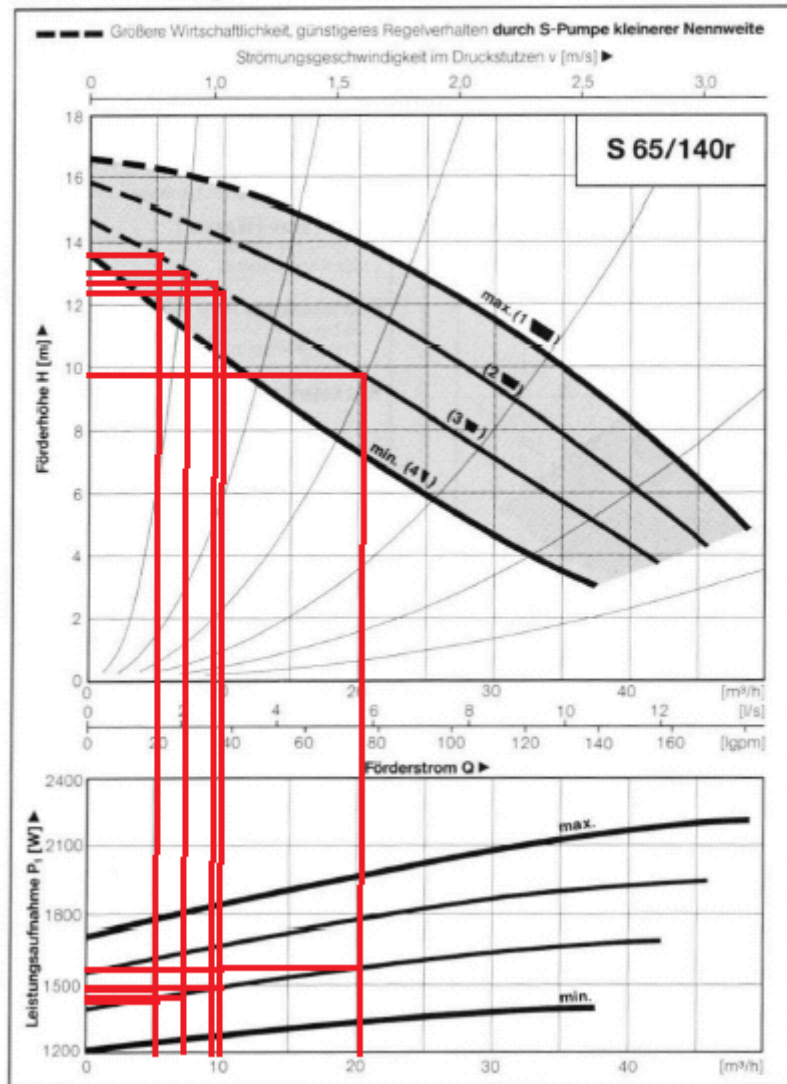
Pumppaus- ja tehokäyrät koskevat vettä +20°C

Vanhan ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumpun toimintapisteet mitoitusvirtaamalla ja venttiileiden ollessa 100 %, 75 %, 50 % ja 25 % auki.

Pumpenbaureihe S
Max. Drehzahl 2700 1/min
Flansch DN 65, PN 6/10

S 65/140r

Drehzahlumschaltung: 4 Stufen manuell, 2/4 Stufen automatisch

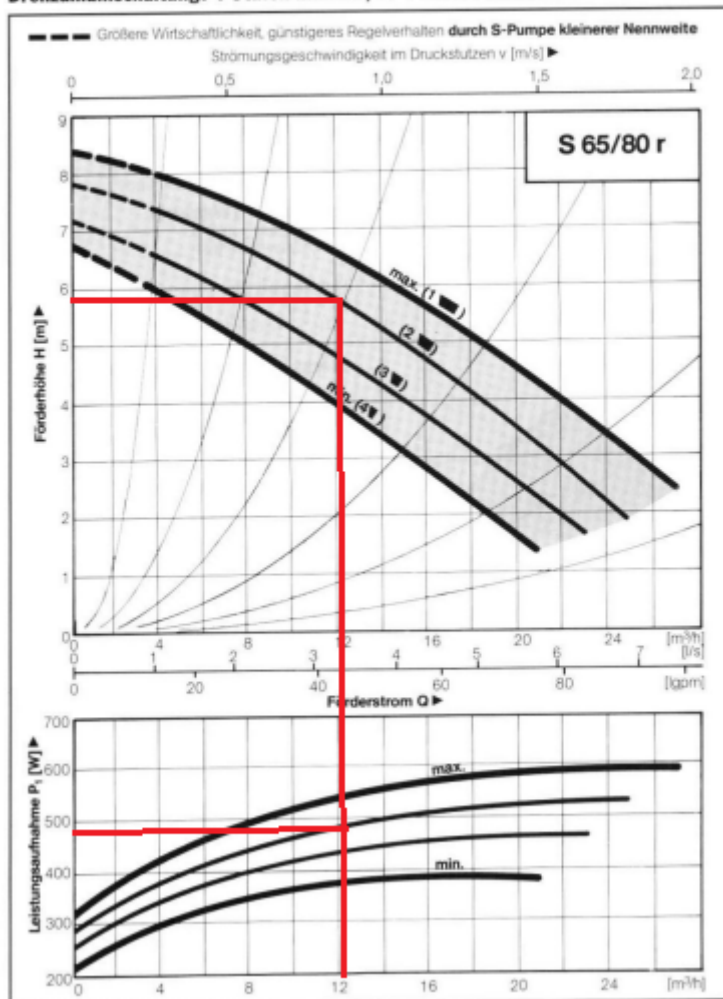


Vanhan patterverkoston pumpun keskimääräinen (vaihtelu oli hyvin pientä) toimintapiste dataloggermittauksen aikana.

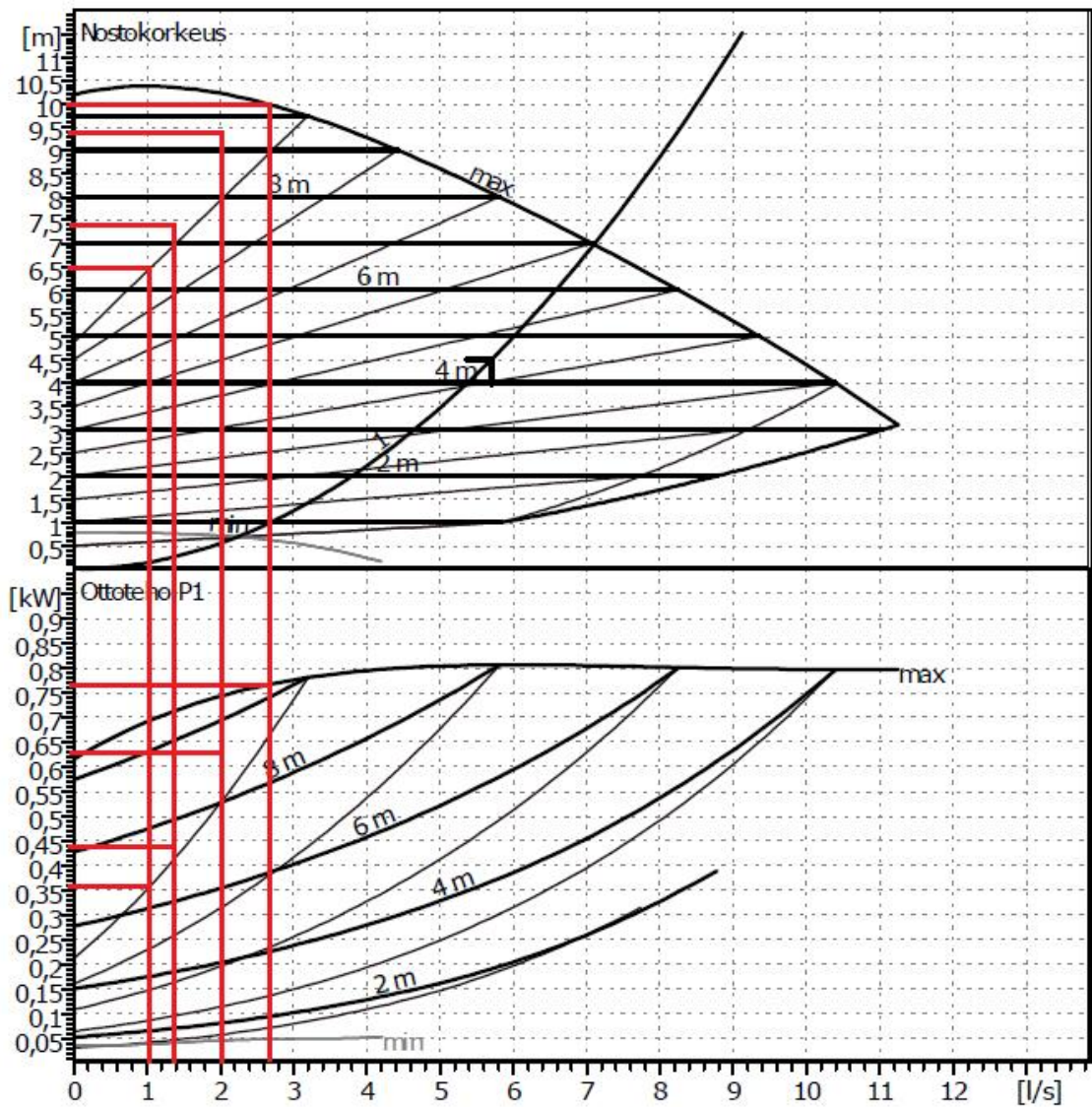
Pumpenbaureihe S
Max. Drehzahl 2700 1/min
Flansch DN 65, PN 6/10

S 65/80r

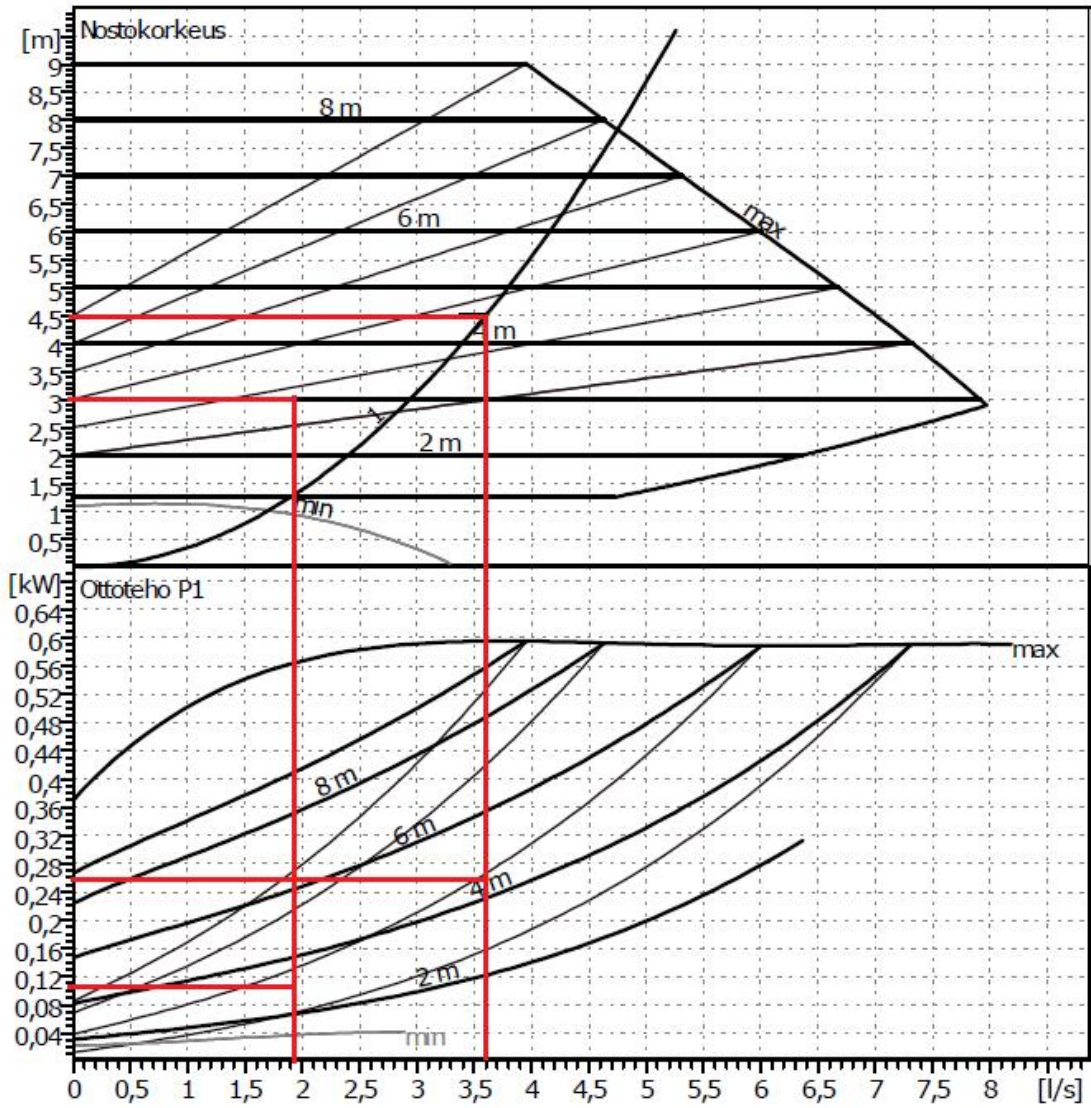
Drehzahlumschaltung: 4 Stufen manuell, 2/4 Stufen automatisch



Uuden ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumpun toimintapisteet venttiileiden ollessa 100 %, 75 %, 50 % ja 25 % auki.



Uuden patteriverkoston pumpun keskimääräinen (vaihtelu oli hyvin pientä) toimintapiste dataloggermittauksen aikana ja mitoitusvirtaamalla.



Excel-taulukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 3

Koekohteen ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumppuun säätötavan lisäämisen koroton takaisinmaksuaika.

Säätötavan lisääminen vanhaan pumppausjärjestelmään							
Sähkön hinta	0,075 €/kWh						
Uusi pumppu	Lämmityskausi =		6552 h	Ottoteho 100 % virtaamalla 1,72 kW			
h= Käyttötunnit, h	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)		
Q= Virtaama, %	100 %	6	393,12	676,17	50,71		
P= Teho, kW	95 %		0	0,00	0,00		
E= Energiankulutus vuodessa, kWh/a	90 %		0	0,00	0,00		
A= Energiakustannukset vuodessa €/a	85 %		0	0,00	0,00		
	80 %		0	0,00	0,00		
	75 %	15	982,8	713,14	53,49		
	70 %		0	0,00	0,00		
	65 %		0	0,00	0,00		
	60 %		0	0,00	0,00		
	55 %		0	0,00	0,00		
Vain paksulla viivalla rajattuihin vaaleansinisiin kenttiin syötetään halutut arvot	50 %	35	2293,2	493,04	36,98		
Keltaisella pohjalla laskennan tulokset	45 %		0	0,00	0,00		
	40 %		0	0,00	0,00		
	35 %		0	0,00	0,00		
Uuden pumpun tehon muuttuminen on laskettu affiniteettisääntöjen (pumppulakien) mukaan. Todellinen tehon muutos ei vastaa tarkasti laskettua tehoa. Teoreettinen virhe on noin 3 %, todellinen virhe voi olla suurempikin.	30 %		0	0,00	0,00		
	25 %	44	2882,88	77,48	5,81		
	20 %		0	0,00	0,00		
	15 %		0	0,00	0,00		
	10 %		0	0,00	0,00		
	5 %		0	0,00	0,00		
	0 %		0	0,00	0,00		
	YHT	100	6552	1959,83	146,99		
Investoinnin hinta, €	2000						
Rahallinen säästö vuodessa €/a	564,41						
Koroton takaisinmaksuaika, a	3,54						
Huom!							
Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu ottotehot on luettava pumpun käyrästä, jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen sarakkeeseen P (Ottotehot, kW)	Vanha pumppu	Lämmityskausi =	6552 h	Ottoteho 100 % virtaamalla			1,72 kW
	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)
	1,72	100 %	6	393,12	0,00	676,17	50,71
		95 %		0	0,00	0,00	0,00
		90 %		0	0,00	0,00	0,00
		85 %		0	0,00	0,00	0,00
		80 %		0	0,00	0,00	0,00
	1,62	75 %	15	982,8	0,00	1592,14	119,41
		70 %		0	0,00	0,00	0,00
		65 %		0	0,00	0,00	0,00
		60 %		0	0,00	0,00	0,00
		55 %		0	0,00	0,00	0,00
	1,45	50 %	35	2293,2	0,00	3325,14	249,39
		45 %		0	0,00	0,00	0,00
		40 %		0	0,00	0,00	0,00
		35 %		0	0,00	0,00	0,00
		30 %		0	0,00	0,00	0,00
	1,35	25 %	44	2882,88	0,00	3891,89	291,89
		20 %		0	0,00	0,00	0,00
		15 %		0	0,00	0,00	0,00
		10 %		0	0,00	0,00	0,00
		5 %		0	0,00	0,00	0,00
		0 %		0	0,00	0,00	0,00
		YHT	100	6552	0,00	9485,33	711,40
IV pumppuun säätötavan lisäämisen TMA 3,5 vuotta.							

Koekohteen ilmanvaihdon lämmitysverkoston pumpun uusimisen koroton takaisinmaksuaika.

Pumpun vaihto									
	Sähkön hinta	0,075 €/kWh							
	Uusi pumppu	Lämmityskausi =		6552 h		Ottoteho 100 % virtaamalla	kW		
h= Käyttötunnit, h	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)		
Q= Virtaama, %	0,78	100 %	6	393,12	0,00	306,63	23,00		
P= Teho, kW		95 %		0	0,00	0,00	0,00		
E= Energiankulutus vuodessa, kWh/a		90 %		0	0,00	0,00	0,00		
A= Energiakustannukset vuodessa €/a		85 %		0	0,00	0,00	0,00		
		80 %		0	0,00	0,00	0,00		
	0,63	75 %	15	982,8	0,00	619,16	46,44		
		70 %		0	0,00	0,00	0,00		
Vain paksulla viivalla rajattuihin vaaleansiniin kenttiin syötetään halutut arvot		65 %		0	0,00	0,00	0,00		
		60 %		0	0,00	0,00	0,00		
		55 %		0	0,00	0,00	0,00		
	0,44	50 %	35	2293,2	0,00	1009,01	75,68		
Keltaisella pohjalla laskennan tulokset		45 %		0	0,00	0,00	0,00		
		40 %		0	0,00	0,00	0,00		
		35 %		0	0,00	0,00	0,00		
Uuden pumpun tehon muuttuminen on laskettu affiniteettisääntöjen (pumpplakien) mukaan. Todellinen tehon muutos ei vastaa tarkasti laskettua tehoa. Teoreettinen virhe on noin 3 %, todellinen virhe voi olla suurempikin.		30 %		0	0,00	0,00	0,00		
	0,36	25 %	44	2882,88	0,00	1037,84	77,84		
		20 %		0	0,00	0,00	0,00		
		15 %		0	0,00	0,00	0,00		
		10 %		0	0,00	0,00	0,00		
		5 %		0	0,00	0,00	0,00		
		0 %		0	0,00	0,00	0,00		
		YHT	100	6552	0,00	2972,64	222,95		
Investoinnin hinta, €	1000								
Rahallinen säästö vuodessa €/a	488,45								
Koroton takaisinmaksuaika, a	2,05								
Huom!									
	Vanha pumppu	Lämmityskausi =		6552 h		Ottoteho 100 % virtaamalla	kW		
1. Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu ottotehot on luettava pumpun käyrästäoltä, jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen sarakkeeseen P (Ottotehot, kW).	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)		
	1,72	100 %	6	393,12	0,00	676,17	50,71		
		95 %		0	0,00	0,00	0,00		
		90 %		0	0,00	0,00	0,00		
		85 %		0	0,00	0,00	0,00		
2. Jos järjestelmään vaihdetaan vain uusi pumppu, täytyy myös uuden pumpun ottotehot lukea käyrästäoltä tai syöttää mitatut ottotehot uuden pumpun taulukon sarakkeeseen P (Ottotehot, kW).		80 %		0	0,00	0,00	0,00		
	1,62	75 %	15	982,8	0,00	1592,14	119,41		
		70 %		0	0,00	0,00	0,00		
		65 %		0	0,00	0,00	0,00		
		60 %		0	0,00	0,00	0,00		
		55 %		0	0,00	0,00	0,00		
	1,45	50 %	35	2293,2	0,00	3325,14	249,39		
		45 %		0	0,00	0,00	0,00		
		40 %		0	0,00	0,00	0,00		
		35 %		0	0,00	0,00	0,00		
		30 %		0	0,00	0,00	0,00		
	1,35	25 %	44	2882,88	0,00	3891,89	291,89		
		20 %		0	0,00	0,00	0,00		
		15 %		0	0,00	0,00	0,00		
		10 %		0	0,00	0,00	0,00		
		5 %		0	0,00	0,00	0,00		
		0 %		0	0,00	0,00	0,00		
		YHT	100	6552	0,00	9485,33	711,40		
IV pumpun vaihtamisen TMA 2 vuotta									

Excel-taulukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 4

Koekohteen lämmitysverkoston (patteriverkoston) pumppuun säätötavan lisäämisen koroton takaisinmaksuaika.

Säätötavan lisääminen vanhaan pumppausjärjestelmään							
	Sähkön hinta	0,075	€/kWh				
	Uusi pumppu	Lämmityskausi =	6552	h	Ottoteho 100 % virtaamalla	0,48	kW
h= Käyttötunnit, h	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)		
Q= Virtaama, %	100 %	20	1310,4	628,99	47,17		
P= Teho, kW	95 %		0	0,00	0,00		
E= Energiakulutus vuodessa, kWh/a	90 %		0	0,00	0,00		
A= Energiakustannukset vuodessa €/a	85 %		0	0,00	0,00		
	80 %		0	0,00	0,00		
	75 %	75	4914	995,09	74,63		
	70 %		0	0,00	0,00		
Vain paksulla viivalla rajattuihin vaaleansinisiin kenttiin syötetään halutut arvot	65 %	5	327,6	43,18	3,24		
	60 %		0	0,00	0,00		
Keltaisella pohjalla laskennan tulokset	55 %		0	0,00	0,00		
	50 %		0	0,00	0,00		
Uuden pumpun tehon muuttuminen on laskettu affiniteettisääntöjen (pumppulakien) mukaan. Todellinen tehon muutos ei vastaa tarkasti laskettua tehoa. Teoreettinen virhe on noin 3 %, todellinen virhe voi olla suurempikin.	45 %		0	0,00	0,00		
	40 %		0	0,00	0,00		
	35 %		0	0,00	0,00		
	30 %		0	0,00	0,00		
	25 %		0	0,00	0,00		
	20 %		0	0,00	0,00		
	15 %		0	0,00	0,00		
	10 %		0	0,00	0,00		
	5 %		0	0,00	0,00		
	0 %		0	0,00	0,00		
	YHT	100	6552	1667,26	125,04		
Investoinnin hinta, €	2000						
Rahallinen säästö vuodessa €/a	102,72						
Koroton takaisinmaksuaika, a	19,47						
Huom!	Vanha pumppu	Lämmityskausi =	6552	h	Ottoteho 100 % virtaamalla		kW
Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu ottotehot on luettava pumpun käyrästä, jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen sarakkeeseen P (Ottotehot, kW)	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)
	0,48	100 %	20	1310,4	0,00	628,99	47,17
		95 %		0	0,00	0,00	0,00
		90 %		0	0,00	0,00	0,00
		85 %		0	0,00	0,00	0,00
		80 %		0	0,00	0,00	0,00
	0,46	75 %	75	4914	0,00	2260,44	169,53
		70 %		0	0,00	0,00	0,00
	0,45	65 %	5	327,6	0,00	147,42	11,06
		60 %		0	0,00	0,00	0,00
		55 %		0	0,00	0,00	0,00
		50 %		0	0,00	0,00	0,00
		45 %		0	0,00	0,00	0,00
		40 %		0	0,00	0,00	0,00
		35 %		0	0,00	0,00	0,00
		30 %		0	0,00	0,00	0,00
		25 %		0	0,00	0,00	0,00
		20 %		0	0,00	0,00	0,00
		15 %		0	0,00	0,00	0,00
		10 %		0	0,00	0,00	0,00
		5 %		0	0,00	0,00	0,00
		0 %		0	0,00	0,00	0,00
	YHT	100	6552	0,00	0,00	3036,85	227,76
	Patteriverkoston pumppuun säätötavan lisäämisen TMA 19,5 vuotta.						

Koekohteen lämmitysverkoston (patteriverkoston) pumpun uusimisen koroton takaisinmaksuaika.

Pumpun vaihto								
	Sähkön hinta	0,075 €/kWh						
	Uusi pumppu	Lämmityskausi = 6552 h			Ottoteho 100 % virtaamalla	0,26 kW		
h= Käyttötunnit, h	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)			
Q= Virtaama, %	100 %	20	1310,4	340,70	25,55			
P= Teho, kW	95 %		0	0,00	0,00			
E= Energiankulutus vuodessa, kWh/a	90 %		0	0,00	0,00			
A= Energiakustannukset vuodessa €/a	85 %		0	0,00	0,00			
	80 %		0	0,00	0,00			
	75 %	75	4914	539,00	40,43			
	70 %		0	0,00	0,00			
	65 %	5	327,6	23,39	1,75			
	60 %		0	0,00	0,00			
	55 %		0	0,00	0,00			
	50 %		0	0,00	0,00			
	45 %		0	0,00	0,00			
	40 %		0	0,00	0,00			
	35 %		0	0,00	0,00			
	30 %		0	0,00	0,00			
	25 %		0	0,00	0,00			
	20 %		0	0,00	0,00			
	15 %		0	0,00	0,00			
	10 %		0	0,00	0,00			
	5 %		0	0,00	0,00			
	0 %		0	0,00	0,00			
	YHT	100	6552	903,10	67,73			
	Investoinnin hinta, €	800						
	Rahallinen säästö vuodessa €/a	160,03						
	Koroton takaisinmaksuaika, a	5,00						
Huom!								
Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu ottotehot on luettava pumpun käyrästä, jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen sarakkeeseen P (Ottotehot, kW)	Vanha pumppu	Lämmityskausi = 6552 h			Ottoteho 100 % virtaamalla			
	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)	
	0,48	100 %	20	1310,4	0,00	628,99	47,17	
		95 %		0	0,00	0,00	0,00	
		90 %		0	0,00	0,00	0,00	
		85 %		0	0,00	0,00	0,00	
		80 %		0	0,00	0,00	0,00	
	0,46	75 %	75	4914	0,00	2260,44	169,53	
		70 %		0	0,00	0,00	0,00	
	0,45	65 %	5	327,6	0,00	147,42	11,06	
		60 %		0	0,00	0,00	0,00	
		55 %		0	0,00	0,00	0,00	
		50 %		0	0,00	0,00	0,00	
		45 %		0	0,00	0,00	0,00	
		40 %		0	0,00	0,00	0,00	
		35 %		0	0,00	0,00	0,00	
		30 %		0	0,00	0,00	0,00	
		25 %		0	0,00	0,00	0,00	
		20 %		0	0,00	0,00	0,00	
		15 %		0	0,00	0,00	0,00	
		10 %		0	0,00	0,00	0,00	
		5 %		0	0,00	0,00	0,00	
		0 %		0	0,00	0,00	0,00	
	YHT	100		6552	0,00	3036,85	227,76	
	Patteriverkoston pumpun vaihtamisen TMA 5 vuotta							

Excel-taulukkolaskentaohjelmalla tehdyt laskelmat 5

Koekohteen jäähdytyspalkkiverkoston pumppuun säätötavan lisäämisen koroton takaisinmaksuaika.

Säätötavan lisääminen vanhaan pumppausjärjestelmään							
	Sähkön hinta	0,075 €/kWh					
	Uusi pumppu	Lämmityskausi =	700 h	Ottoteho 100 % virtaamalla	1,48 kW		
h= Käyttötunnit, h	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	A (€/a)		
Q= Virtaama, %	100 %	6	42	62,16	4,66		
P= Teho, kW	95 %		0	0,00	0,00		
E= Energiankulutus vuodessa, kWh/a	90 %		0	0,00	0,00		
A= Energiakustannukset vuodessa €/a	85 %		0	0,00	0,00		
	80 %		0	0,00	0,00		
	75 %	15	105	65,56	4,92		
	70 %		0	0,00	0,00		
	65 %	35	245	99,58	7,47		
	60 %		0	0,00	0,00		
	55 %		0	0,00	0,00		
	50 %	44	308	56,98	4,27		
	45 %		0	0,00	0,00		
	40 %		0	0,00	0,00		
	35 %		0	0,00	0,00		
	30 %		0	0,00	0,00		
	25 %		0	0,00	0,00		
	20 %		0	0,00	0,00		
	15 %		0	0,00	0,00		
	10 %		0	0,00	0,00		
	5 %		0	0,00	0,00		
	0 %		0	0,00	0,00		
	YHT	100	700	284,28	21,32		
	Investoinnin hinta, €	2000					
	Rahallinen säästö vuodessa €/a	53,03					
	Koroton takaisinmaksuaika, a	37,71					
Huom!	Vanha pumppu	Lämmityskausi =	700 h	Ottoteho 100 % virtaamalla	1,48 kW		
Jos vanha pumppu on vakionopeuspumppu	P (Ottotehot, kW)	Q	h (%)	h (tunnit/a)	P*h (kWh/a)=E	P*h (kWh/a)=E A (€/a)	
ottotehot on luettava pumpan käyrästä,	1,48	100 %	6	42	0,00	62,16 4,66	
jolloin ottotehot syötetään vain ensimmäiseen		95 %		0	0,00	0,00 0,00	
sarakkeeseen P (Ottotehot, kW)		90 %		0	0,00	0,00 0,00	
		85 %		0	0,00	0,00 0,00	
		80 %		0	0,00	0,00 0,00	
	1,43	75 %	15	105	0,00	150,15 11,26	
		70 %		0	0,00	0,00 0,00	
	1,42	65 %	35	245	0,00	347,90 26,09	
		60 %		0	0,00	0,00 0,00	
		55 %		0	0,00	0,00 0,00	
	1,4	50 %	44	308	0,00	431,20 32,34	
		45 %		0	0,00	0,00 0,00	
		40 %		0	0,00	0,00 0,00	
		35 %		0	0,00	0,00 0,00	
		30 %		0	0,00	0,00 0,00	
		25 %		0	0,00	0,00 0,00	
		20 %		0	0,00	0,00 0,00	
		15 %		0	0,00	0,00 0,00	
		10 %		0	0,00	0,00 0,00	
		5 %		0	0,00	0,00 0,00	
		0 %		0	0,00	0,00 0,00	
	YHT	100	700	0,00	991,41	74,36	
	Jäähdytyspalkkiverkoston pumppuun säätötavan lisäämisen TMA 37,7 vuotta.						