

Visa Talli

Keskipakopumppujen akselitehokartoitus

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Kemiantekniikka

Opinnäytetyö

11.11.2015

Tekijä(t) Otsikko	Visa Talli Keskipakopumpujen akselitehokartoitus
Sivumäärä Aika	40 sivua + 3 liitettä 11.11.2015
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Kemiantekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	
Ohjaaja(t)	Lehtori Timo Seuranen
<p>Työn tarkoituksena oli tutkia keskipakopumpun akselitehoa ja selvittää pumppausjärjestelmän energiatehokkuuteen vaikuttavia tekijöitä. Kiristyvät päästövaatimukset ja imagon vahvistaminen ajaa yrityksiä energiatehokkaampaan toimintaa ja varsinkin suurissa pumppuissa on havaittu merkittävä energiansäästöpotentiaali.</p> <p>Teoriaosiossa käsitellään keskipakopumpun teoriaa, toimintaympäristöä, ajolaitteita, pumppauksen säätöä ja pumppauksen pysyvyyskäyrää. Soveltavassa osassa kartoitettiin kahden esimerkkipumpun akselitehoa erään öljynjalostamon mittaustietojen perusteella ja tehtiin tulosten perusteella päätelmät.</p> <p>Akselitehoa tutkittaessa saatiin selville pumppauksen pysyvyyskäyrä, toimintapiste, energiankulutus ja mahdollinen säästö. Optimoitaessa pumppausjärjestelmää energiatehokkaammaksi, kannattaa ensin poistaa kaikki turhat virtausesteet (prosessilaitteet) ja sitten mitoittaa pumppu ja sähkömoottori mahdollisimman tarkasti (paras hyötysuhde) toimintapisteeseen, jolla pumppu käy eniten. Lopuksi virtausta säätävä venttiili tai taajuusmuuttaja, optimoidaan säädöllisesti vastaamaan pumppaustarvetta.</p> <p>Tiukka takaisinmaksuaika ja energian hinnan vaihtelut usein vaikeuttavat investointia energiatehokkuuteen. Kuitenkin kattava energiatarkastelu kannattaa suorittaa laitoksille, joissa on runsaasti energiaa kuluttavia pumppausprosesseja. Jos havaitaan energiansäästöpotentiaalia, voidaan parantaa yksittäistaisen tekijän (pumppu, ajolaite, venttiili tai lisätä taajuusmuuttaja) hyötysuhdetta, jollei ole mahdollista investoida koko pumppausjärjestelmään.</p> <p>Pumpun matala hyötysuhde, joka saadaan tutkimalla akselitehoa, ei yksiselitteisesti riitä tekemään investoinnista pumppausjärjestelmään kannattavaa tai kannattamatonta. Tarkastelu kannattaa kohdistaa koko pumppausjärjestelmään ja huoltokustannuksiin. Lisäksi mittausdataa pumpusta, putkistosta ja säätävästä laitteesta pitää kerätä kattavasti, jotta saadaan karsittua pois prosessihäiriöt ja nähdään miten laitteet toimivat kokonaisuutena.</p>	
Avainsanat	keskipakopumppu, akseliteho, toimintapiste

Author(s) Title	Visa Talli Investigating shaft power of centrifugal pumps
Number of Pages Date	40 pages + 3 appendices 11 November 2015
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Chemical Engineering
Specialisation option	
Instructor(s)	Timo Seuranen, Senior Lecturer
<p>The purpose in this thesis was to research the shaft power of centrifugal pump and to find out the factors that influence the energy efficiency of the pumping system. Tightening discharge limits and strengthening of the image drive corporations to more energy efficient actions. It has been discovered that especially large pumps have significant potential concerning energy saving.</p> <p>The theory section deals with the theory of the centrifugal pump, operating environment, driving power devices, adjustment of pumping and duration graph of pumping. The applied section handles shaft power of two example pumps on the basis of an oil refinery's measurement data. The conclusions are made based on results.</p> <p>The duration graph of pumping, the operating point, energy consumption and the potential energy saving were found out when investigating the shaft power. When optimizing the pumping system more energy efficient, all flow obstacles (process equipment) should be eliminated and the pump and the electric motor should be sized as accurately as possible (maximum efficiency) with respect to the operating point, where the pump runs the most. Finally, the flow controlling valve or the frequency converter should be optimized to meet the pumping requirements.</p> <p>Tight repayment periods and energy price variations often complicate investing in energy efficiency. However, it pays to carry out an extensive inspection to plants, where there are plenty of energy-consuming pumping processes. If potential for energy saving is discovered and it is not possible to invest in the whole pumping system, the efficiency of single devices (pump, driving power device, valve, or frequency converter) can be improved.</p> <p>The low efficiency of the pump, which is discovered when inspecting the shaft power, is not unambiguously enough to make the investment in the pumping system profitable or unprofitable. Inspection should be focused on the whole pumping system and on the maintenance charges. In addition, measurement data should be collected extensively from the pump, pipe system and controlling instrument, to make it possible to eliminate process failures and to see how the devices work as a whole.</p>	
Keywords	centrifugal pump, shaft power, operating point

Sisällys

1	Johdanto	6
2	Pumpun ja venttiilin muodostaman järjestelmän energian käyttö	8
2.1	Keskipakopumppu	8
2.1.1	Tuottokäyrä	11
2.1.2	Pumpun valinta	13
2.1.3	Toimintapiste	14
2.1.4	Pumppulait (affiniteettiyltyöt)	16
2.2	Toimintaympäristö	17
2.2.1	Putkisto	17
2.2.2	Säätöventtiili	20
2.2.3	NPSH	22
2.3	Ajolaitteet	24
2.3.1	Sähkömoottori	24
2.3.2	Turbiini	24
2.3.3	Taajuusmuuttaja	25
2.4	Pumppauksen säätö	25
2.4.1	Staattisen nostokorkeuden muuttaminen	25
2.4.2	Säätöventtiili	26
2.4.3	Juoksupyörän vaihtaminen	27
2.4.4	Pyörimisnopeuden muuttaminen	28
2.4.5	Uusi pumppu	29
2.5	Pumppauksen pysyvyyskäyrä	30
3	Pumppauksen tutkiminen	30
3.1	Lähtötiedot	30
3.2	Pumppujen ajotapa	31
3.3	Esimerkki 1	31
3.3.1	Johtopäätökset syöttöpumpusta	33
3.4	Esimerkki 2	34
3.4.1	Johtopäätökset pohjapumpusta	36
4	Johtopäätökset	37
	Lähteet	39

Liitteet

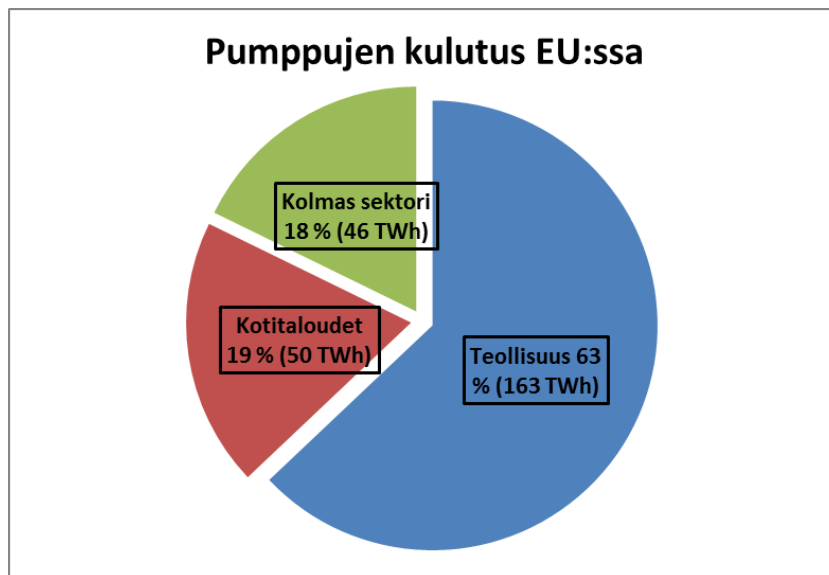
Liite 1. Tilavuusvirtaus ja virtausnopeus putkilinjoissa

Liite 2. Pumppu esimerkki 1 laskentatiedot

Liite 3. Pumppu esimerkki 2 laskentatiedot

1 Johdanto

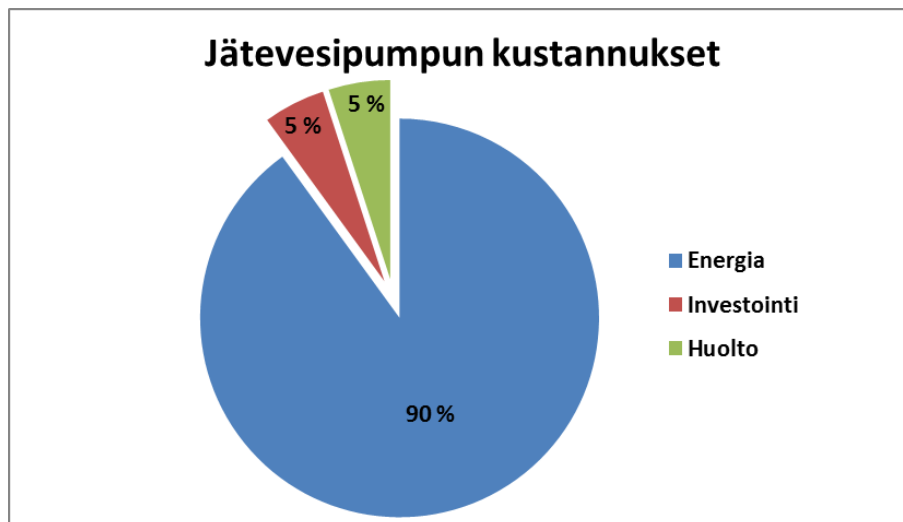
Pumpun hankinta- ja uusintapäätös tehdään nykyisin elinkaariajattelun pohjalta, jolla halutaan selvittää pumpun kustannukset 15–20 vuoden ajalta. Elinkaariajattelun pohjalta on teollisuuden halu vähentää energiakustannuksia sekä vähentää ympäristön kuormitusta, johon se on sitoutunut olemassa olevilla energiansäästösopimuksilla. Pumppausprosessi kuluttaa merkittävän osan teollisuuden käyttämästä energiasta. [1] Alla olevassa kuvassa on havainnollistettu pumppujen kuluttamaa energiaa EU:ssa.



Kuvio 1. Pumppujen kulutus EU:ssa. [2]

Teollisuudessa on arvioitu, että taajuusmuuttajien avulla voitaisiin saavuttaa 45 TWh vuosittainen energiansäästö vuoteen 2015 mennessä. Taajuusmuuttajakäytön on ajateltu mahdollistavan tämän säästön, jolloin pumpataan vain tarvittava määrä ja korkealla pysyvän pumpun hyötysuhteen ansiosta saadaan siirrettyä mahdollisimman suuri osa käytetystä energiasta itse pumpattavaan nesteeseen. [1] Energiatehokas pumppaus koostuu kokonaisuudesta, johon kuuluu pumppu, moottori, ohjausjärjestelmä, putkisto, pumpattava neste ja ajotapa. Energian hinta nousee jatkuvasti ja kun halutaan parantaa energiätehokkuutta, tulisi tarkastella koko järjestelmää, jolloin investoidaan varmasti oikeaan kohtaan tai kohtiin. Vaikka säästöpotentiaali onkin suuri, tiukat takaisinmaksuajat (kaksi vuotta) vaativat yksittäiseltä pumpulta 30–50 % energiansäästöä, jotta investointi on kannattava. [3]

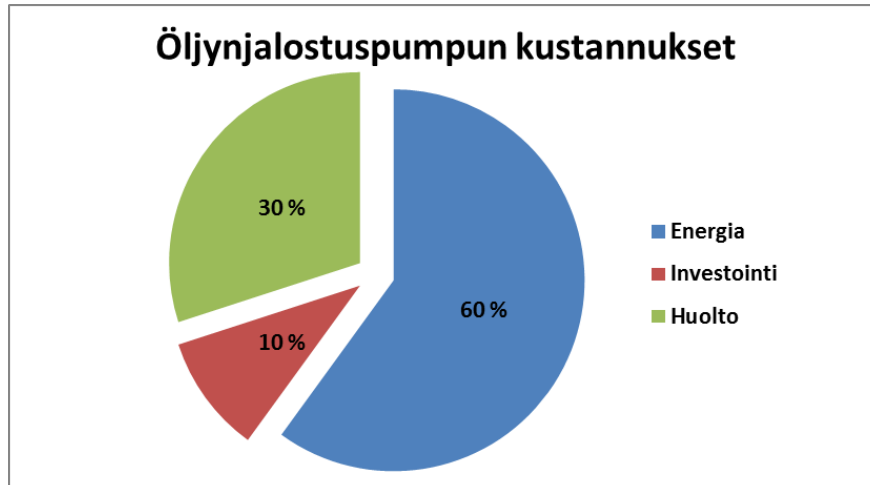
Elinkaarikustannuksia tarkasteltaessa kohteena on jätevesiprosessi, jonka pumpun elinkaarikustannukset jakautuvat seuraavasti.



Kuvio 2. Jätevesipumpun elinkaarikustannusten jakautuminen. [4]

Taajuusmuuttaja toimii loistavasti jätevesipumpussa, kun nostokorkeudet ovat pieniä ja koostuu pääosin dynaamisesta nostokorkeudesta eli hyötysuhde pysyy korkeana kierrosnopeuden pienentyessä. Lisäksi pumppausolosuhteet (lämpötila ja paine) ovat matalia ja pysyvät vakioina, jolloin materiaali- ja laatu tekniset asiat eivät ole kovin vaativia.

Toisin on kuitenkin öljynjalostusprosessissa, jonka pumpun elinkaarikustannukset jakautuvat seuraavasti.



Kuvio 3. Prosessipumpun elinkaarikustannusten jakautuminen.

Öljynjalostuksen prosessipumpuissa käytetään tyypillisesti vakionopeussäätöä. Tähän on syynä se, että öljynjalostuksessa reaktiot vaativat korkeita paineita, joten systeemin paine koostuu suurimmaksi osaksi staattisesta paineesta. Nostokorkeudet ovat usein suuria ja eikä säätöventtiili muodosta suurta painehäviötä, joka voitaisiin siirtää pumppattavaan nesteeseen kierrosnopeussäädön avulla. Vakionopeussäätö on investointi ja huoltokustannuksiltaan halvempi kuin kierrosnopeussäätö. Prosessin korkea paine ja

lämpötila vaikuttavat laatu- ja materiaalitekniisiin vaatimuksiin, jolloin investointikulut nousevat ja kahden vuoden takaisinmaksuaika on haastava. Pumppausolosuhteiden haasteellisuuden ja muuttuvuuden takia joudutaan ylivoimaisesti pumppuja ja käyttämään enemmän energiaa pumppauksen kuin esimerkiksi jätevesiprosessissa. Säätöventtiilin käyttöä öljynjalostuksessa puoltaa myös se, että se on varmatoimisempi kuin taajuusmuuttaja. Mahdollinen prosessihäiriö heikon laitteen takia maksaa monin kerroin laitteen elinaikaiset energiakustannukset. [5, s. 9-10]

Tarkalla venttiilin- ja pumpun mitoituksella voidaan ylittää parempiin hyötysuhteisiin kuin kierrosnopeussäädöllä, koska taajuusmuuttajien valmistajat antavat useasti liian optimaalisia lukuja häviöiden pienentymisestä moottorille ja taajuusmuuttajalle kierrosnopeuden pienentyessä. Kuitenkin jokaista ajotyyppin valintaa tarvitsee tarkastella yksilökohtaisesti, sillä pumppuja ajetaan paljon optimaalisen toimintapisteen ulkopuolella. Ajettaessa lähellä minimivirtausta vakionopeussäädöllä pumppu kuluttaa merkittävästi enemmän energiaa ja akselia taivuttavat voimat ovat suurempia kuin kierrosnopeussäädössä. [5, s. 9-10]

2 Pumpun ja venttiilin muodostaman järjestelmän energian käyttö

2.1 Keskipakopumppu

Keskipakopumppua käytetään siirrettäessä nestemäisiä tai kiinteän aineen ja nesteiden seoksia paikasta toiseen. Vapaasti virtaava neste siirtyy aina korkeammasta paineesta matalampaan, mutta pumpulla pumpattava neste saadaan virtaamaan matalammasta korkeampaan paineeseen tai kasvattamaan pumpattavan aineen virtausta. Pumpulla saadaan siis aikaan paine-ero imu- ja painepuolen välillä, joka mahdollistaa edellä esitetyn nesteen siirron. [6, s. 134–135]

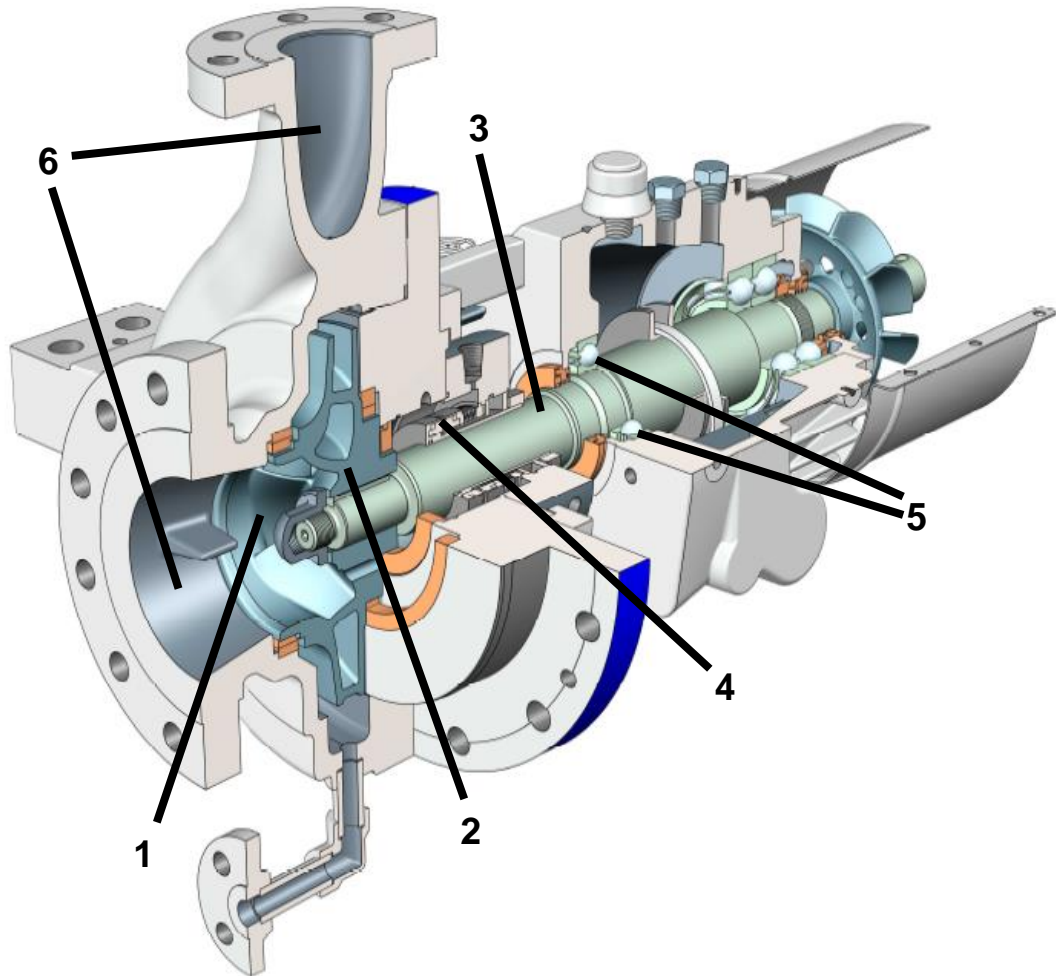
Keskipakopumpun käydessä ajolaitteelta eli tyypillisesti sähkömoottorilta tai höyryturbiinilta saatava teho välittyy akselin ja kytkimen kautta pumpun juoksupyörään eli siipipyörään. Tällöin juoksupyörä antaa pumpattavalle nesteelle kehän tangentin suuntaisen nopeuskomponentin ja neste saa keskipakovoiman vaikutuksesta juoksupyörässä halutun paineenlisän. Paineenlisän seurauksena neste virtaa paineputkeen voittaen korkeuseron, virtausvastukset ja vastapaineen. Jatkuva virtaus muodostuu keskipakopumpun läpi, kun neste poistuu juoksupyörän kehältä ja juoksupyörän keskusta alkaa virrata uutta nestettä. Neste saadaan virtaamaan imuyhteen alkupäähän ilmanpaineen tai jonkin muun ulkoisen paineen vaikutuksesta. Juoksupyörä ohjaa nesteen ym-

päröivään kierukapesään, josta se virtaa paineyhteen kautta paineputkeen. [6, s.135-136]

Pumpun pesä muodostuu kierukasta takaseiniseen ja imukannesta imuyhteiseen. Kiinteän pesän ja pyörivän akselin välillä täytyy olla vaadittava välys, joka mahdollistaa akselin läpimenon pesään. Välys on tiivistetty tiivisteillä, kuten liukurengastiivisteellä, jolla ehkäistään pumpattavan nesteän vuotaminen ulos pumpusta tai ilman pääseminen pumppuun. Kierukapesä on kiinnitetty laakeripukkiin ja akseli pyörii vierintä- tai liukulaakerien varassa. [6, s. 135–136] Kriittisimmät osat keskipakopumpussa ovat:

1. Pumpun pesä
2. Siipipyörä eli juoksupyörä
3. Akseli
4. Tiivistejärjestelmä
5. Laakerointi
6. Yhteet (imu- ja paineyhde).

Alla olevassa kuviossa on esitetty leikatun keskipakopumpun rakenne.



Kuvio 4. Keskipakopumpun rakenne. [6, s. 136]

Pumpun toimintaan oleellisesti vaikuttava juoksupyörä on esitetty erillisenä kuviossa 5.



Kuvio 5. Keskipakopumpun juoksupyörämallit. [7]

Jalostamokäytössä nesteistä valtaosa siirretään keskipakopumpuilla laajan nostokorkeus- ja virtauskapasiteetin ansiosta. Keskipakopumppu sopii tilanteeseen, kun pumpattavan nesteen viskositeetti on suhteellisen alhainen ($<1000 \text{ Pa}\cdot\text{s}$). [8] Lisäksi keskipakopumpun käytön etuja ovat: yksinkertainen rakenne, halpa hankintahinta, tasainen virtaus, pieni tilantarve, alhaiset ylläpitokustannukset ja hiljainen käyntiääni. [9, s. 28]

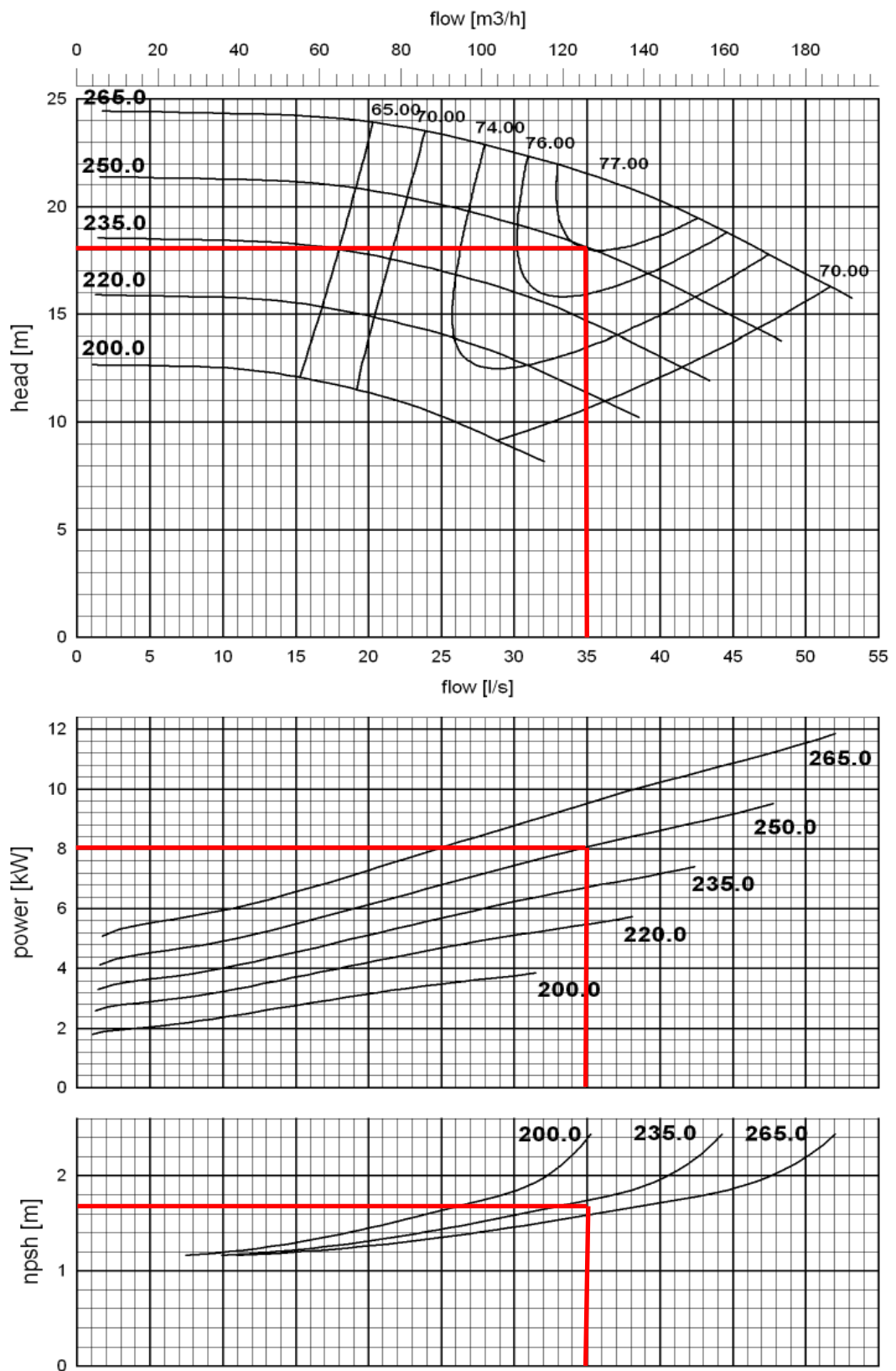
2.1.1 Tuottokäyrä

Pumpun nostokorkeuden H muutos johtuu tilavuusvirran Q muutoksesta ($H = f(Q)$). Näiden kahden suureen riippuvuutta toisistaan on erittäin haasteellista määrittää matemaattisesti, joten valittaessa pumppu asiakas saa pumppuvalmistajalta pumpun ominaiskäyrästön, jossa Q :n ja H :n suhde on määritetty empiirisesti. [10, s. 26] Lisäksi valmistajan käyrästöstä selviää seuraavat suoritusarvot:

- hyötysuhde tilavuusvirran funktiona ($\Delta H = f(Q)$),
- imuolosuhteet tilavuusvirran funktiona ($NPSH_r = f(Q)$) ja
- pumpun ottama teho tilavuusvirran funktiona ($P = f(Q)$). [9, s. 31]

Alla on esitetty keskipakopumpulle tyypilliset tuottokäyrät.

Pump rotational speed: 1450 rpm



Kuvio 6. Keskipakopumpun tuottokäyrät. [11]

Kuvaajasta nähdään, että pumpun tuotoksi on valittu 35 l/s tilavuusvirta ja tällöin pumppu saavuttaa 18 metrin nostokorkeuden, kun pumpun kierrosnopeus on 1450 rpm ja juoksupyörän halkaisija 250 mm. Pumppu käy tässä tilanteessa 77 %:n hyötysuhteella.

Tyypillisesti ominaiskäyrät pätevät vain tietylle aineelle ja pumppuvalmistaja on koeajanut pumpun vedellä. Viskositeetin muuttuessa on käytettävä muuntokertoimia, joita saa pumpun valmistajilta tai alan kirjallisuudesta. QH-käyrä kuvaa pumpun tuottamaa paine-eroa imu- ja painepuolen välillä tietyllä tilavuusvirralla. [9, s.32]

QP-käyrästä havaitaan pumpun vaativan 8 kW akselitehoa tuottaakseen edellä haluttu tilavuusvirta ja nostokorkeus, kun pumpattavana aineena on vesi. Akselitehon laskeaan seuraavalla kaavalla [12, s.14]:

$$P_a = \frac{\rho g Q_v H}{\eta_p} \quad (8)$$

missä

P_a = pumpun akseliteho [W]

ρ = tiheys [kg/m^3]

g = putoamiskihtiävyys [$9,81 \text{ m/s}^2$]

Q_v = tilavuusvirta [m^3/s]

H = nostokorkeus [m]

η_p = pumpun hyötysuhde [%].

Pumpun valmistajan ilmoittama NPSH_r-arvo on kyseisellä virtauksella 1,7 m. Perehdytään tarkemmin imuolosuhteita kuvaavaan NPSH_a-arvoon myöhemmin työssä.

2.1.2 Pumpun valinta

Pumpun valinnan tärkeimmät valintakriteerit ovat pumpattava tilavuusvirta ja nostokorkeus. Näiden kahden suureen perusteella saadaan laitevalmistajilta pumppuperheet, jotka soveltuvat halutulle toiminta-alueelle. Tämän jälkeen kannattaa kiinnittää huomiota pumpun toimintaympäristöön eli teknisiin vaatimuksiin: pumpattavan nesteen ominaisuuksiin, pumppaus lämpötilaan, NPSH_a:n, energiakustannuksiin (käyttötuntimäärä vuodessa) ja ajolaitteeseen. Pumppua valittaessa kannattaa kiinnittää huomiota käytönaikaisiin kustannuksiin eli huoltoihin, joihin vaikuttaa pumpun rakenne, varaosien hinta ja saatavuus. Pumpun tulisi toimia parhaalle mahdollisella hyötysuhteella tai lä-

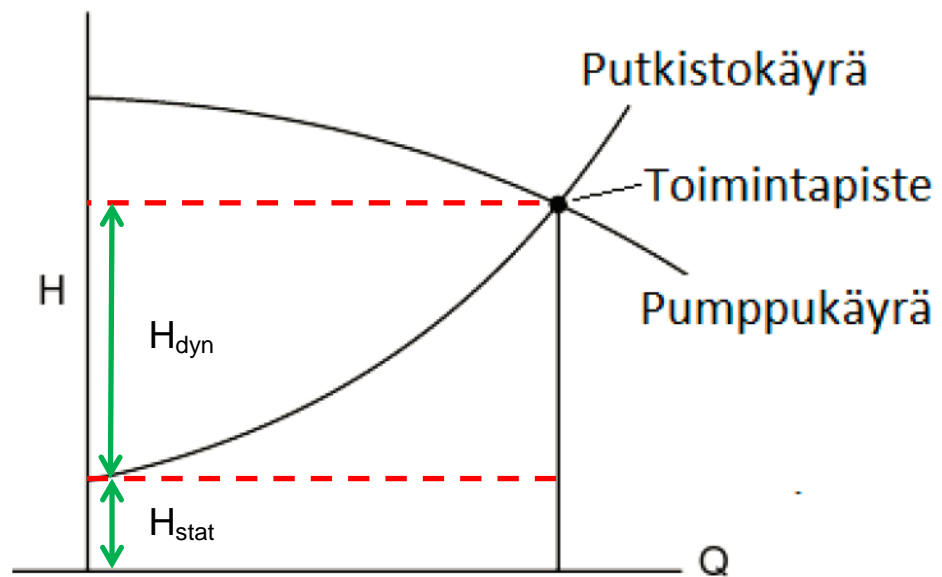
hellä sitä (maksimissaan 20 % ylimitoitusta). Näin taataan hyvä energiatehokkuus ja tasaiset käyntiolosuhteet, jolloin käyttövarmuus paranee ja huoltokustannukset pienenevät sekä toimitaan ennustettavissa olosuhteissa. Prosessipumpun valintaan vaikuttaa usein varautuminen kapasiteetin nostoon. Tästä seuraa helposti ylimitoittaminen ja pumpun toiminta huonolla hyötysuhteella ja korkeat käyttökustannukset. Kuten edellä esitetyistä pumpun ominaiskäyristä nähdään, valitaan tyypillisesti toiseksi suurin juoksupyörä, jolloin toimittaisiin vielä hyvällä hyötysuhteella, mutta vielä olisi varaa nostaa tai laskea kapasiteettia vaihtamalla juoksupyörä. [13, s.98; 14, s.100–101; 15, s.8]

2.1.3 Toimintapiste

Pumpun toiminnan kannalta on tärkeää, että se toimii prosessin kannalta parhaalla mahdollisella hyötysuhteella. Parhaaseen mahdolliseen hyötysuhteeseen pyritään mitoittamalla pumppu oikein. [12, s.9] Pumpun mitoituksessa määritellään kolme toimintapistettä, minimi-, normaali- ja suunnittelupiste. Suunnittelupisteessä on 10-20 % (riippuen pumpun tarkoituksesta) ylimitoitus normaaliin toimintapisteeseen eli parhaimman hyötysuhteen pisteeseen. Tällä ylimitoituksella varaudutaan mahdolliseen kapasiteetin nostoon. [16] Pumpun pyöriessä vakionopeudella nostokorkeuteen, tehontarpeeseen, hyötysuhteeseen ja tarvittavaan imukorkeuteen vaikuttaa pumpattavan aineen tilavuusvirta. Keskipakopumpun tilavuusvirran kasvaessa, toimintapiste siirtyy tuottoikäyrällä oikealle ja nostokorkeus pienenee. Pumpun ominaiskäyrä kuvaa tilavuusvirran- ja nostokorkeusmuuttujien suhdetta eli pumpun toimintaa prosessissa. [12, s.9]

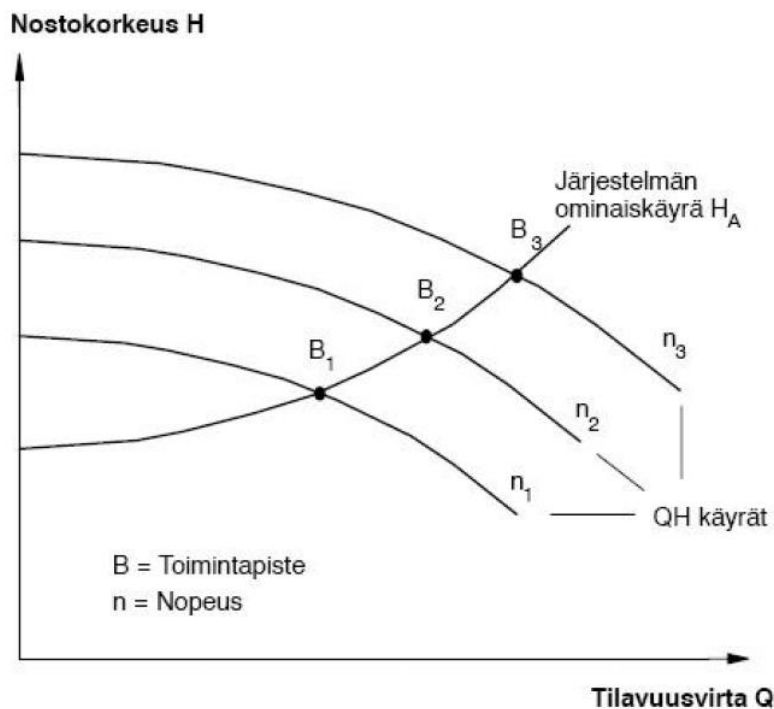
Putkiston ominaiskäyrä muodostuu kahdesta komponentista, staattisesta ja dynaamisesta nostokorkeudesta. Staattinen nostokorkeus muodostuu putkiston geodeettisesta nostokorkeudesta sekä pumpun imu- ja painepuolen pintoihin vaikuttavien paineiden erosta. Staattinen paine pysyy vakio tilavuusvirran vaihdellessa. Dynaaminen osuus on täysin riippuvainen tilavuusvirrasta eli ilman virtausta ei ole painehäviöitäkään ja virtauksen kaksinkertaistuessa putkiston nostokorkeuden painehäviöt nelinkertaistuvat. [14, s.23; 15 s.9]

Alla on havainnollistettu pumpun toimintapiste, joka on pumppu- ja putkistokäyrän leikkauskohdassa.

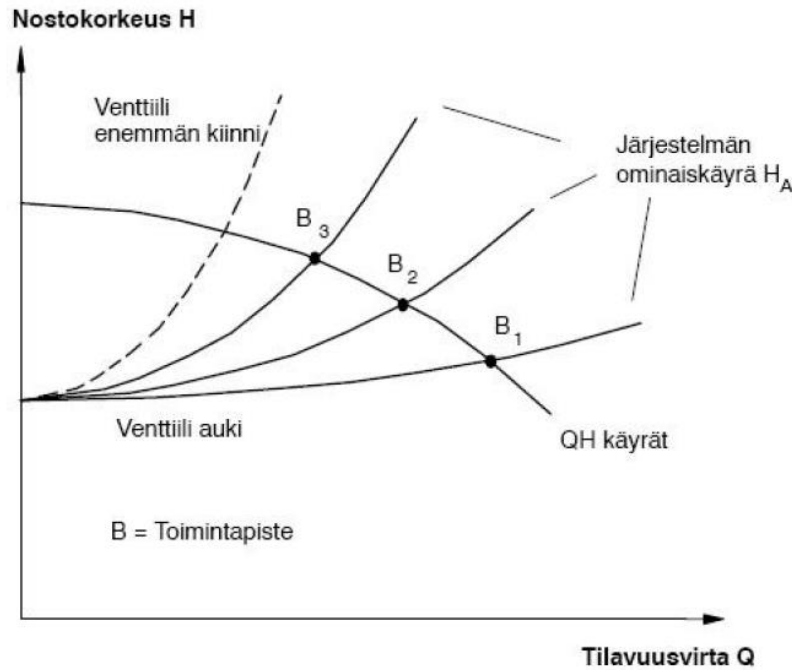


Kuvio 7. Pumpun toimintapisteen muodostuminen. [10, s.27 muokattu]

Toimintapiste saattaa muuttua prosessin vaatimusten mukaan eli haluttu nostokorkeus tai tilavuusvirta saattaa muuttua. Pumpun tilavuusvirtaa tai nostokorkeutta muutetaan tyypillisesti muuttamalla pumpun pyörimisnopeutta tai muuttamalla putkiston virtausvastusta säätöventtiilin avulla. [14, s.24] Säädetävät on esitetty alla olevissa kuvioissa.



Kuvio 8. Pyörimisnopeussäädön vaikutus toimintapisteeseen. [14, s.25]



Kuvio 9. Säästöventtiilisäädön vaikutus toimintapisteeseen. [14, s.25]

2.1.4 Pumppulait (affiniteettiyhtälöt)

Ominaispyörimisnopeus N_s kuvaa keskipakopumpun juoksupyörän geometriaa tietyllä tuottoalueella. Juoksupyöriä on kolmea päätyyppiä avoin, puoliavoin ja suljettu imu-suunnasta katsoen. Avoimet juoksupyörät ovat hyötysuhteeltaan heikompia ja kuluvat nopeammin kuin suljetut mallit, koska pumpattava aine pääsee luisumaan juoksupyörän ja pesän välissä. Keskipakopumpun ominaispyörimisnopeus määritetään suurimmalla juoksupyörällä parhaan hyötysuhteen kohdassa. [15, s.13; 14, s.28] Seuraavalla yhtälöllä voidaan laskea ominaispyörimisnopeus.

$$N_s = \frac{N \times \sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (9)$$

missä

N_s = ominaispyörimisnopeus

N = kierrosnopeus [1/min]

Q = tilavuusvirta [m^3/h]

H = nostokorkeus [m].

Juoksupyörän halkaisijan muuttaminen on helpoin ja halvin tapa muuttaa pumpun tuottoa jälkikäteen. Affiniteettiyhtälöiden avulla voidaan tarkasti havainnollistaa kuinka juoksupyörän halkaisijan tai kierrosnopeuden muutos vaikuttaa tilavuusvirtaan, nostokorkeuteen ja hydrauliseen tehoon. [15, s.15; 14, s.29]

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (10)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (11)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (12)$$

missä (1=vanha ja 2=uusi)

P = teho [W]

D = halkaisija [m]

N = pyörimisnopeus [1/s]

Q = tilavuusvirta [m^3/s]

H = nostokorkeus [m].

2.2 Toimintaympäristö

2.2.1 Putkisto

Pumpun mitoituksessa on kiinnitettävä huomiota myös pumpattavan aineen ominaisuuksiin (tiheys, viskositeetti, lämpötila ja paineet) sekä putkiston ominaisuuksiin kuten geometriaan, pinnankarheuteen ja kertavastuksiin. Näiden tietojen perusteella pystytään määrittämään tarvittava paine-ero pumpun yli tietyllä tilavuusvirralla ja muodostamaan putkistokäyrä. Tarvittava tilavuusvirta saadaan, kun tunnetaan putkessa virtaava aineen massavirta ja tiheys. [17, s.10] Tilavuusvirta lasketaan seuraavalla yhtälöllä (1):

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad (1)$$

missä

Q_v = tilavuusvirta [m^3/h]

Q_m = massavirta [kg/h]

ρ = tiheys [kg/m^3].

Virtausnopeuksien laskemiseksi tarvitsee tietää prosessin jokaisen putkilinjan sisähalkaisija. Virtausnopeuteen vaikuttaa putken halkaisija eli putkikoon muuttuessa muuttuu myös virtausnopeus. Liitteessä 1 on esitetty suosituksia putkissa virtaavien aineiden virtausnopeuksille eri lämpötiloissa. Virtausnopeudella on vaikutusta putkikoon valintaan ja siten myös investointi- ja käyttökustannuksiin. Väärä virtausnopeuden valinta voi aiheuttaa virtausmelua ja putkistorakenteiden kiihtyvää kulumista. [17, s.11] Pumpattavan aineen virtausnopeus lasketaan seuraavalla kaavalla:

$$w = \frac{Q_v}{A} = \frac{4Q_v}{\pi d^2} \quad (2)$$

missä

w = virtaavan aineen virtausnopeus [m/s]

Q_v = tilavuusvirta [m³/s]

d = putken sisähalkaisija [m].

Kun tiedetään aineen virtausnopeus ja viskositeetti, pystytään selvittämään putkivirtauksen tyyppi Reynoldsin luvun avulla.

$$Re = \frac{dw}{\nu} = \frac{\rho dw}{\mu} \quad (3)$$

missä

Re = Reynoldsin luku [-]

ν = kinemaattinen viskositeetti [m²/s]

μ = dynaaminen viskositeetti [Ns/m²] = [Pas]

d = putken sisähalkaisija [m]

w = virtaavan aineen virtausnopeus [m/s].

Reynoldsin luku on dimensioton suure, jolla kuvataan virtauksen luonnetta. Reynoldsin luku saadaan, kun jaetaan virtauksen hitausvoimat viskositeettivoimilla. Toisin sanoen jaetaan virtausta hajottavat voimat virtausta yhdessä pitävillä voimilla.

Yleisesti virtaus on laminaarista, kun on pieni virtausnopeus, pieni putken halkaisija sekä korkea viskositeetti ja päinvastaiset suureet turbulentsissa virtauksessa. [17 s.11]

Ennen putken kokonaispainehäviön laskemista tarvitsee vielä määrittää kitkakerroin, kun tiedetään virtaustyyppi. Laminaarivirtauksen kitkakerroin saadaan laskettua kaavalla (4). Turbulenttivirtauksen kitkakertoimen määrittäminen tapahtuu kuviossa 2 nähtävästä Moodyn käyrästä yhtälön (5) avulla. [17 s.11–12]

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4)$$

missä

λ = kitkakerroin [-]

Re = Reynoldsin luku [-].

$$\lambda = f\left(Re, \frac{\varepsilon}{d}\right) \quad (5)$$

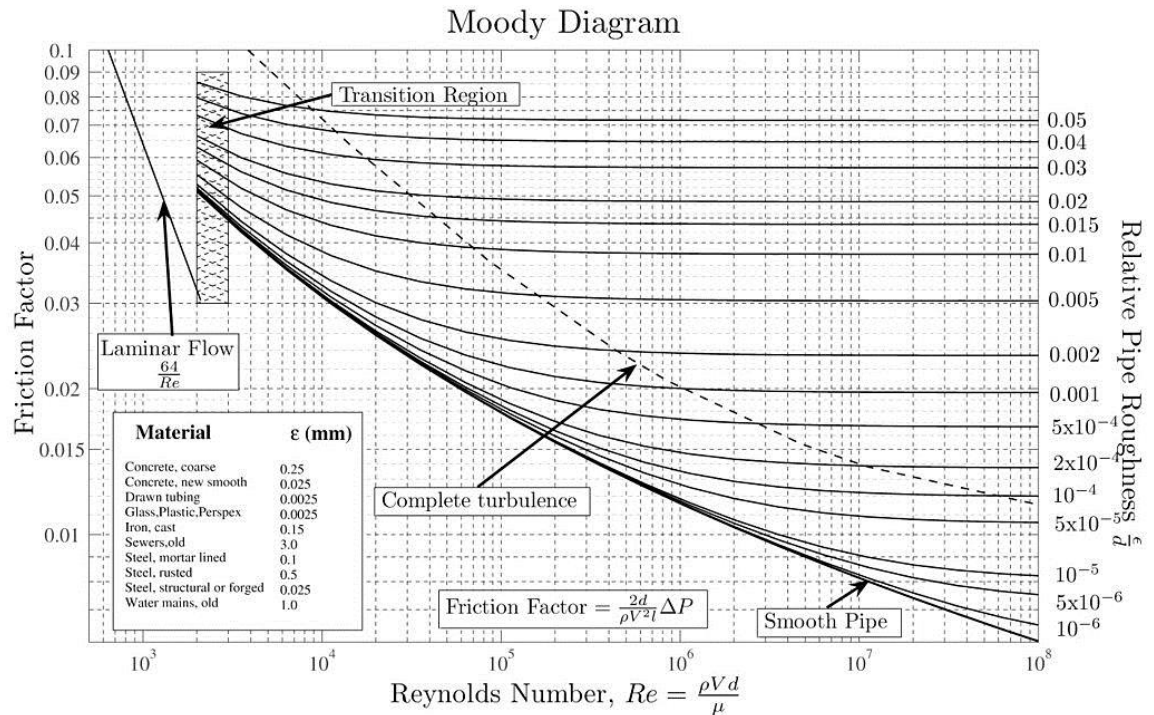
missä

λ = kitkakerroin [-]

Re = Reynoldsin luku [-]

ϵ = pinnan karheus [m]

d = putken sisähalkaisija [m].



Kuvio 10. Moodyn käyrästä kitkakertoimelle.

Kokonaispainehäviö putkessa lasketaan yhtälöstä (6), joka huomioi painehäviöt, jotka muodostuvat kertavastuksista ja kitkasta. Kertavastuksia aiheuttaa erilaiset sulku- ja mittaelimet, joiden kertavastukset ovat määritetty kokeellisesti ja niitä löytyy alan taukukirjoista. Jos halutaan laskea koko putkiston painehäviöt, lasketaan putkista muodostuvien painehäviöiden summa. [17, s.11] Alla on esitetty putken painehäviön kaava.

$$\Delta p_{putki} = \left(\sum K + \frac{\lambda L}{d} \right) \times \frac{\rho w^2}{2} \quad (6)$$

missä

Δp = painehäviö [Pa]

$\sum K$ = putkiston kertavastusten summa [-]

λ = kitkakerroin [-]

d = putken sisähalkaisija [m]

L = putken pituus [m]

ρ = tiheys [kg/m³]

w = virtaavan aineen virtausnopeus [m/s].

Edellä havainnollistettujen kaavojen ja taulukon perusteella on selvitetty paine-ero pumpun yli tietyllä tilavuusvirralla. Tämän jälkeen pystytään muuttamaan paine-erostokorkeudeksi kaavalla (7) ja muodostamaan putkistokäyrä, kun lasketaan painehäviöt riittävän usealla tilavuusvirralla. [17, s.13]

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (7)$$

missä

H = nostokorkeus [m]

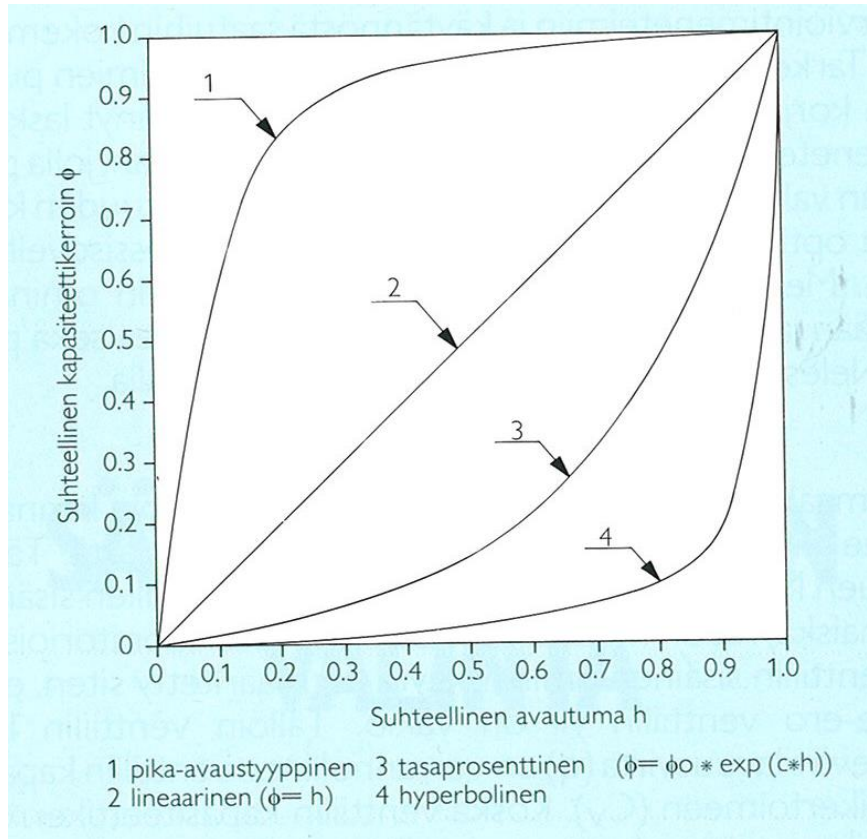
Δp = painehäviö [Pa]

ρ = tiheys [kg/m³]

g = putoamiskiihtyvyyys [9,81 m/s²].

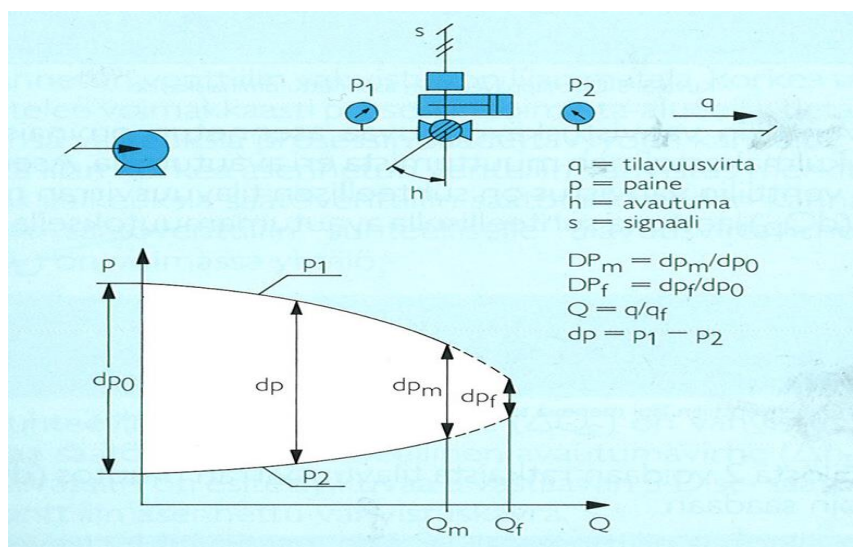
2.2.2 Säätöventtiili

Venttiilin sisäinen ominaiskäyrä muodostetaan tietyllä vakio paine-erolla venttiilin yli. Täten venttiilin läpi menevä tilavuusvirta on verrannollinen kapasiteettikertoimeen. Kapasiteettikerroin kuvaa venttiilin tehollista virtauspoikkipinta-alaa, jonka muuttuminen nähdään sisäisestä ominaiskäyrästä suhteellisen avautuman funktiona. Seuraavassa on esitetty tyypillisimmät venttiilin sisäiset ominaiskäyrät suhteellisen kapasiteettikerroimen ja suhteellisen avautuman funktiona. [18]



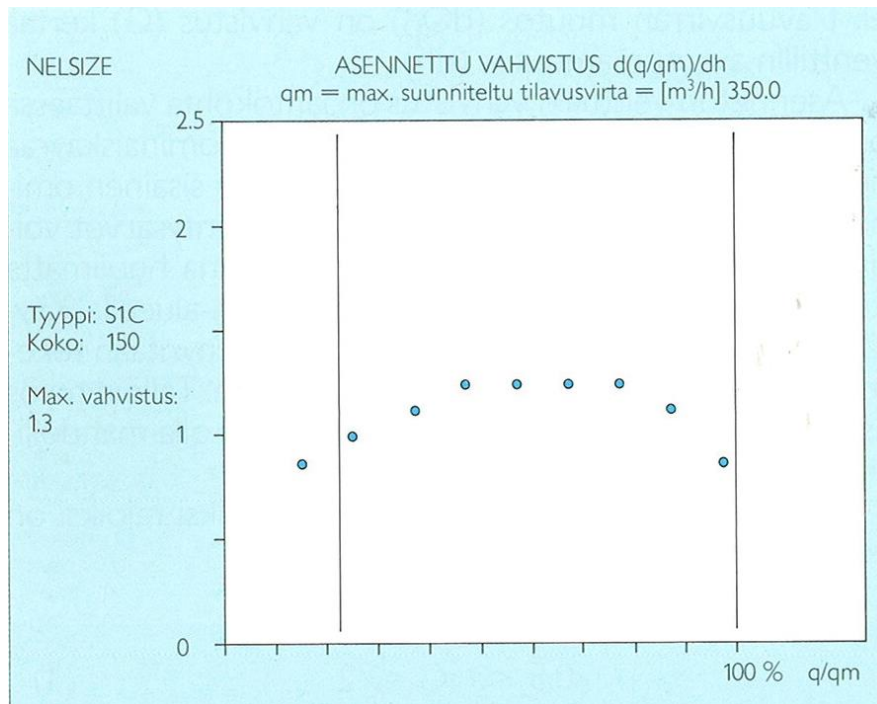
Kuvio 11. Venttiilin sisäisiä ominaiskäyriä. [18]

Prosessissa säätöventtiili on osa putkistoa ja harvoin paine-ero pysyy vakiona venttiilin avautuma alueella. Tyypillisesti virtauksen dynaamisista painehäviöistä johtuen tulo-paine laskee ja lähtöpaine kasvaa virtauksen kasvaessa. Asennetun venttiilin ominaiskäyrän muoto on funktio putkistosta sekä venttiilin sisäisestä ominaiskäyrästä. Alla on kuvattu asennetun säätöventtiilin yli vaikuttavan paine-eron muuttumista tilavuusvirran muuttuessa. [18]



Kuvio 12. Venttiilin yli vaikuttavan paine-eron muuttuminen virtauksen muuttuessa. [18]

Asennetun venttiilin ominaiskäyrän hyvyys säädettävyyden ja säätötarkkuuden kannalta ilmenee venttiilin vahvistuskäyrästä. Kun suhteellisen tilavuusvirran muutos jaetaan suhteellisella avautumamuutoksella, saadaan venttiilin vahvistus. Säätoventtiilin koko ja sisäinen ominaiskäyrä on valittu optimaalisesti, kun vahvistus on lähes vakio prosessin toiminta-alueella. Asennetun venttiilin vahvistuksen tulisi olla $0,5 \leq G \leq 2$ välillä. Vahvistuksen ollessa liian matala, korkea tai vaihdellessa voimakkaasti prosessin toiminta-alueella, muodostuu prosessi hankalaksi säätää. Seuraavassa on havainnollistettu asennetun säätoventtiilin vahvistuskäyrä. [18]



Kuvio 13. Asennetun säätoventtiilin vahvistuskäyrä. [18]

2.2.3 NPSH

Pumppu vaatii tietyn minimipaineen imupuolella toimiakseen häiriöttömästi. NPSHr-arvo on pumpun valmistajan kokeellisesti määrittämä imupainekorkeus, joka mahdollistaa pumpun toiminnan. [14, s.26; 15, s.11] NPSHa-arvo kuvaa käytettävissä olevaa imupainekorkeutta prosessissa ja se lasketaan seuraavalla kaavalla [15, s.12]:

$$NPSHa = h + \frac{1}{g} \left(\frac{p - \Delta p - p_h}{\rho} \right) \quad (13)$$

missä

h = imulaipan ja imukohteen välinen korkeusero [m]

g = putoamiskiihtyvyys [9,81 m/s²]

ρ = nestepintaan vaikuttava paine imukohteessa [Pa]

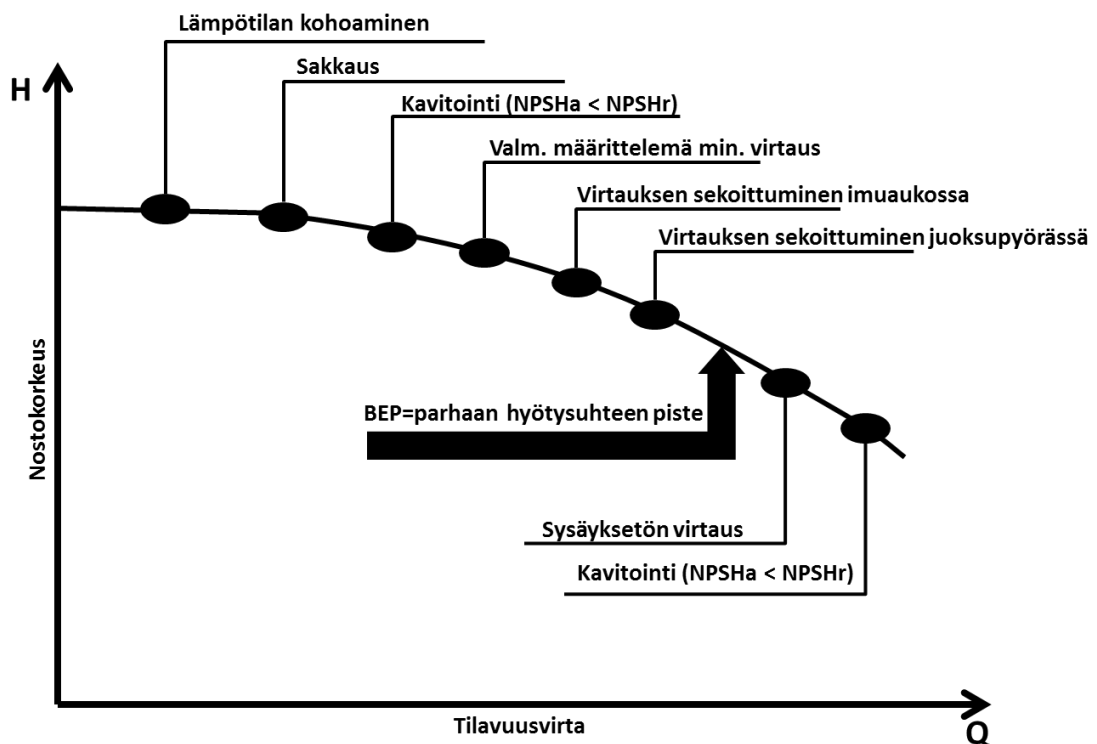
Δp = kitkan aiheuttama painehäviö [Pa]

p_h = pumpattavan nesteen höyrynpaine pumppauslämpötilassa [Pa]

ρ = pumpattavan nesteen tiheys [kg/m^3].

NPSHa-arvoon suositellaan lisättävän vielä ainakin 0,5 metriä riittävän imupainekorkeuden takaamiseksi pumpun toiminnan kannalta. Jos imupaine laskee ($\text{NPSHa} \leq \text{NPSHr}$) pumpattavan nesteen höyrynpaineen (pumppauslämpötilassa) tasolle, alkaa muodostua höyrykuplia, jotka painepuolella luhistuessa aiheuttaa paineiskuja ja alentaa pumpun suorituskykyä. Tätä ilmiötä kutsutaan kavitaatioksi, joka kuluttaa ja vaurioittaa erityisesti pumpun pesää ja juoksupyörää. [14, s.26; 15, s.11-12]

Pumpun suorituskyky heikkenee ja kuluminen kiihtyy (huoltotarve lisääntyy), kun pumpun toimintapiste etäännyy parhaan hyötysuhteen pisteestä ali- tai ylituoton puolelle. Näitä esiintyviä ongelmia on havainnollistettu alla olevassa kuviossa, kun ollaan parhaan hyötysuhteen toimintapiste (BEP) vasemmalla tai oikealla puolella.



Kuvio 14. Tilavuusvirran muutoksen vaikutus pumpun toimintaan. [15, s.12]

Sysäyksen virtaus tarkoittaa, että juoksupyörään tulevan virtauksen ja juoksupyörän siipien välinen tulokulma on nolla. Tilavuusvirran vielä lisääntyessä imupuolen painehäviöt kasvavat ja pumppu alkaa kavitoida. Vasemmalle päin tuottokäyrää mentäessä kuristetaan virtausta ja pumpattava neste alkaa pyöriä juoksupyörän siivissä ja imuaukossa. Tilavuusvirran pienentyessä edelleen tullaan kohtaan, jonka valmistaja on mää-

ritellyt minivirtaukseksi kokeellisesti tai kokemukseen perustuen. Kun säätöventtiili alkaa olla lähes kiinni ja virtausmäärä pieni, alkaa kitkasta aiheutuen pumpattavaan nesteeseen siirtyä yhä enemmän lämpöenergiaa tilavuusyksikköä kohden. Lämpötilan kohoamisen seurauksena pumpattavan nesteen höyrynpaine kasvaa ja täten NPSHa pienenee. Lopulta nesteeseen on siirtynyt riittävästi lämpöenergiaa pumpattavan nesteen kiehumisen kannalta ja pumppu alkaa ensin kavitoimaan ja sitten sakkaamaan. [15, s.12-13]

2.3 Ajolaitteet

Ajolaitteen valinnassa on syytä tarkastella kokonaiskustannuksia eli investointi-, huolto- ja energiakustannuksia. Suurin mielenkiinto ajolaitteen valinnassa kannattaa kohdistaa energiakustannuksiin, jotka saattavat muodostaa jopa 90 % pumpun elinkaarikustannuksista.

2.3.1 Sähkömoottori

Vakionopeussäätö (sähkömoottori ja säätöventtiili) on halvin investointi- ja huoltokustannuksiltaan ja soveltuu hyvin pumppaussysteemiin, jossa staattisen paineen osuus on merkittävä. Kun pumppaussysteemin kokonaispaine koostuu suurelta osin dynaamisesta painehäviöstä, joudutaan kuristamaan minivirtaustilanteessa merkittävästi säätöventtiilillä ja hukataan pumppausenergiaa säätöventtiilissä sekä kokonaishyötysuhde jää alhaiseksi. Jos joudutaan ajamaan paljon minimivirtaustilanteessa akseliin kohdistuvat voimat jakautuvat epätasaisesti, josta seuraa lisääntyneet akselitiiviste- ja laakeriremontit ja huoltokustannukset nousevat. Täten on syytä huomioida varsin tarkasti ajotapa ajolaitetta valittaessa. Vakionopeussäätö on kannattava ratkaisu, kun systeemin paine muodostuu pääosin staattisesta paineesta ja ajetaan mahdollisimman lähellä parhaan hyötysuhteen toimintapistettä.

2.3.2 Turbiini

Turbiinin on kustannuksiltaan kallein ja varsinkin investointikustannukset ovat selkeästi muita vaihtoehtoja korkeammat. Huomioitavaa on myös, että turbiinivalmistajia on nykyisin varsin vähän, jolloin huolto- ja varaosakulut voivat nousta merkittävästi suuremmiksi ja oman kunnossapidon osaaminen huomattavasti heikompaa kuin sähkömoottorin korjaamisessa. Turbiinin ajokustannukset saattavat olla hyvinkin alhaiset turbiinin huonollakin hyötysuhteella, koska niitä voi pyörittää prosessin hukkalämmöllä. Turbiinin kohdalla on haastavinta arvioida höyryn hintaa, koska se on varsin riippuvainen höyryverkon höyrytaseesta. Jos turbiinin isentrooppinen hyötysuhde on varsin heikko, se kasvattaa merkittävästi MS-höyryn kulutusta, mutta toisaalta taas vähentää ruiskutus-

veden määrää. Jos turbiini parantaa merkittävästi höyryverkon tilaa, saattaa se muut-
tuakin kannattavaksi valinnaksi, vaikka takaisinmaksuaika on varmasti pitkä johtuen
kalliista investoinnista.

2.3.3 Taajuusmuuttaja

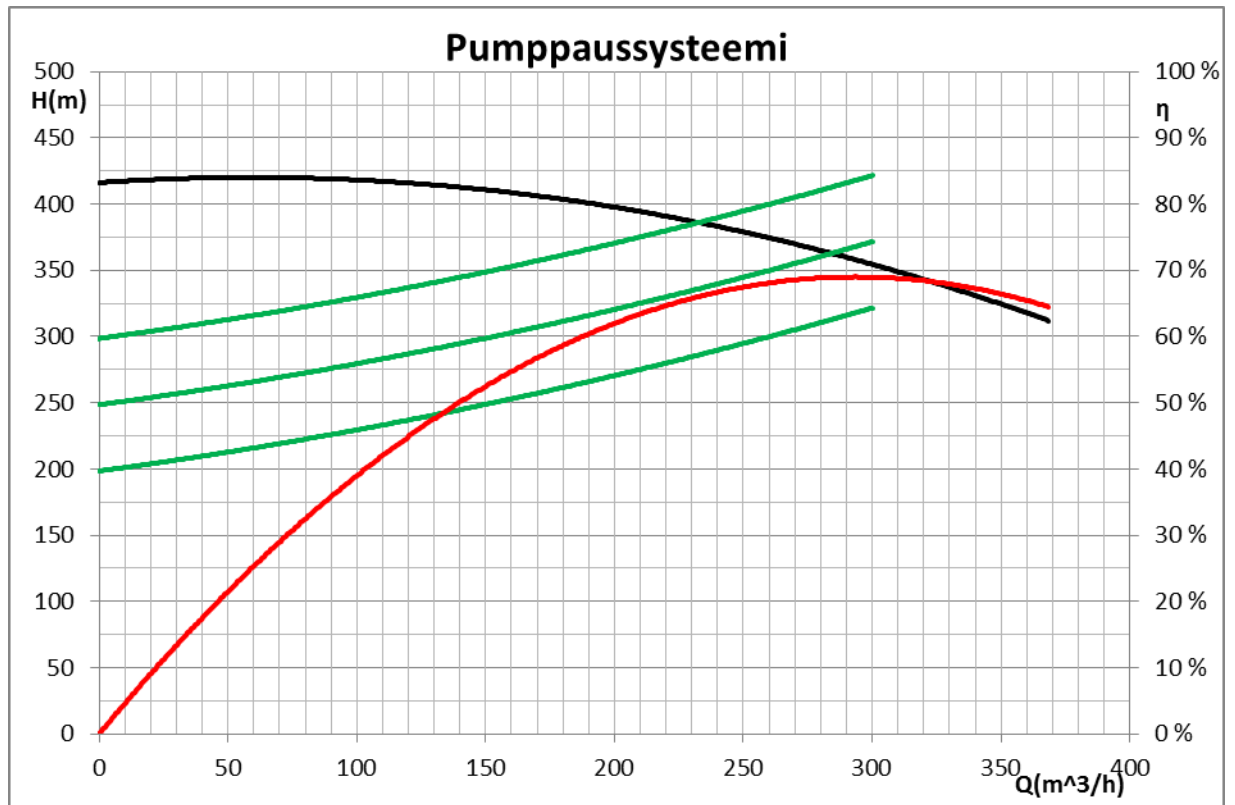
Taajuusmuuttajakäyttö suosii tilannetta, kun staattinen nostokorkeus on pieni verrattu-
na dynaamiseen nostokorkeuteen eli putkistokäyrä kulkee lähellä pumpun parhaan
hyötysuhteen käyrää. Taajuusmuuttajan hyötysuhde pysyy korkealla ja lisäksi taajuus-
muuttaja pitää moottorin sekä pumpun hyötysuhteen korkealla. Lisäksi on huomioita-
vaa, että minimivirtauksella taajuusmuuttajakäyttö kuluttaa huomattavasti vähemmän
pumppua kuin suora sähkömoottorikäyttö. Taajuusmuuttajan investointi- ja huoltokulut
ovat hieman korkeammat kuin vakinopeussäädön. Taajuusmuuttaja on kustannuste-
hokas valinta energian hinnan ja säätötarpeen muuttuessa, kun kokonaispaine muo-
dostuu suurimmaksi osaksi dynaamisesta paineesta.

2.4 Pumppauksen säätö

Energiatalouden ja käyttövarmuuden takaamiseksi tavoitteena on, että pumppu toimisi
mahdollisimman lähellä parasta hyötysuhdealuettaan. Tähän voidaan vaikuttaa muut-
tamalla putkistokäyrää muuttaen staattista nostokorkeutta tai muuttamalla painelinjan
painehäviötä säätöventtiilillä. Toinen vaihtoehto on muuttaa itse pumpun tuottamaa
nostokorkeutta ja virtausmäärää säätämällä pumppua. Pumpun säätämistapoja ovat
juoksupyörän halkaisijan muuttaminen, pyörimisnopeuden säätäminen tai kokonaan
pumpun vaihtaminen.

2.4.1 Staattisen nostokorkeuden muuttaminen

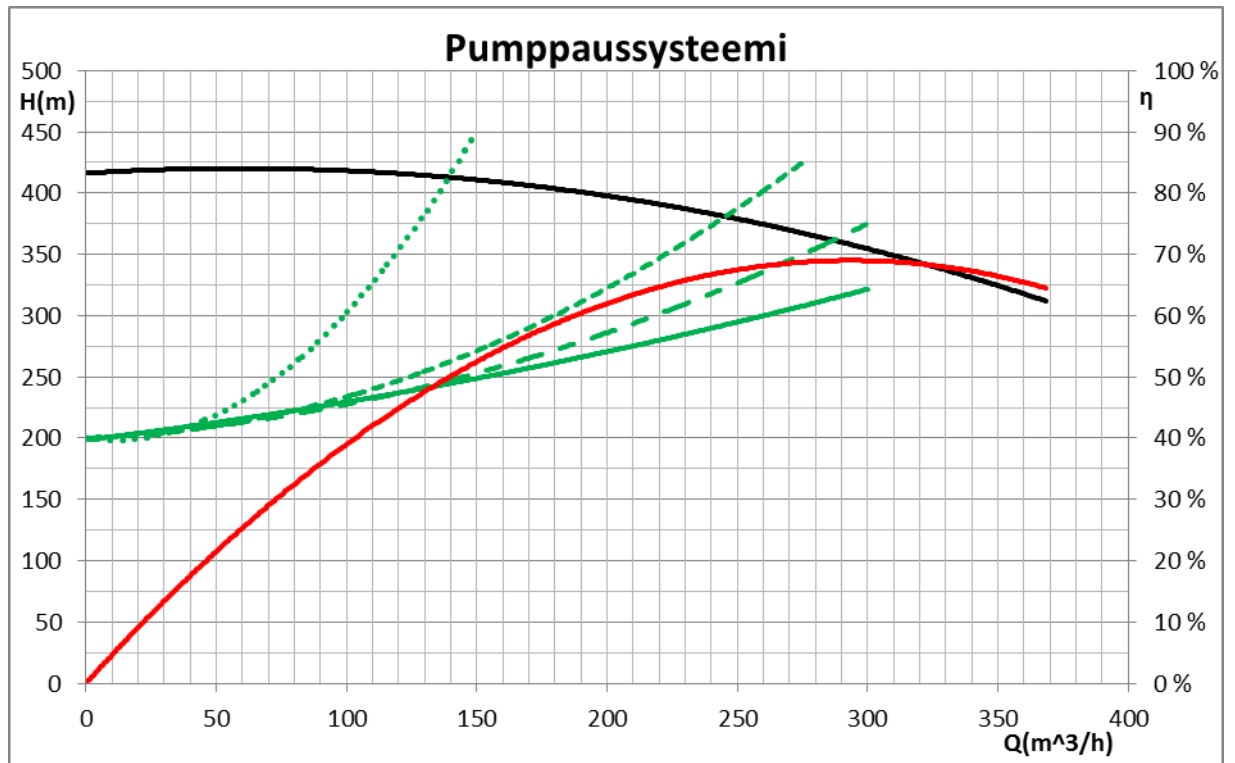
Pumpun toimintapistettä muutettaessa staattisen nostokorkeuden avulla muuttuu myös
tilavuusvirta. Staattiseen nostokorkeuteen voidaan vaikuttaa muuttamalla pumpun
imusäiliön ja pumppauskohteen välisiä korkeuseroja tai muuttamalla paineita, jotka
vaikuttavat linjan päissä oleviin nestepintoihin. [15, s.48] Seuraavassa on havainnollis-
tettu staattisen nostokorkeuden muuttamisen vaikutus pumppaussysteemiin.



Kuvio 15. Staattisen nostokorkeuden muuttumisen vaikutus pumppaussysteemiin.

2.4.2 Säätöventtiili

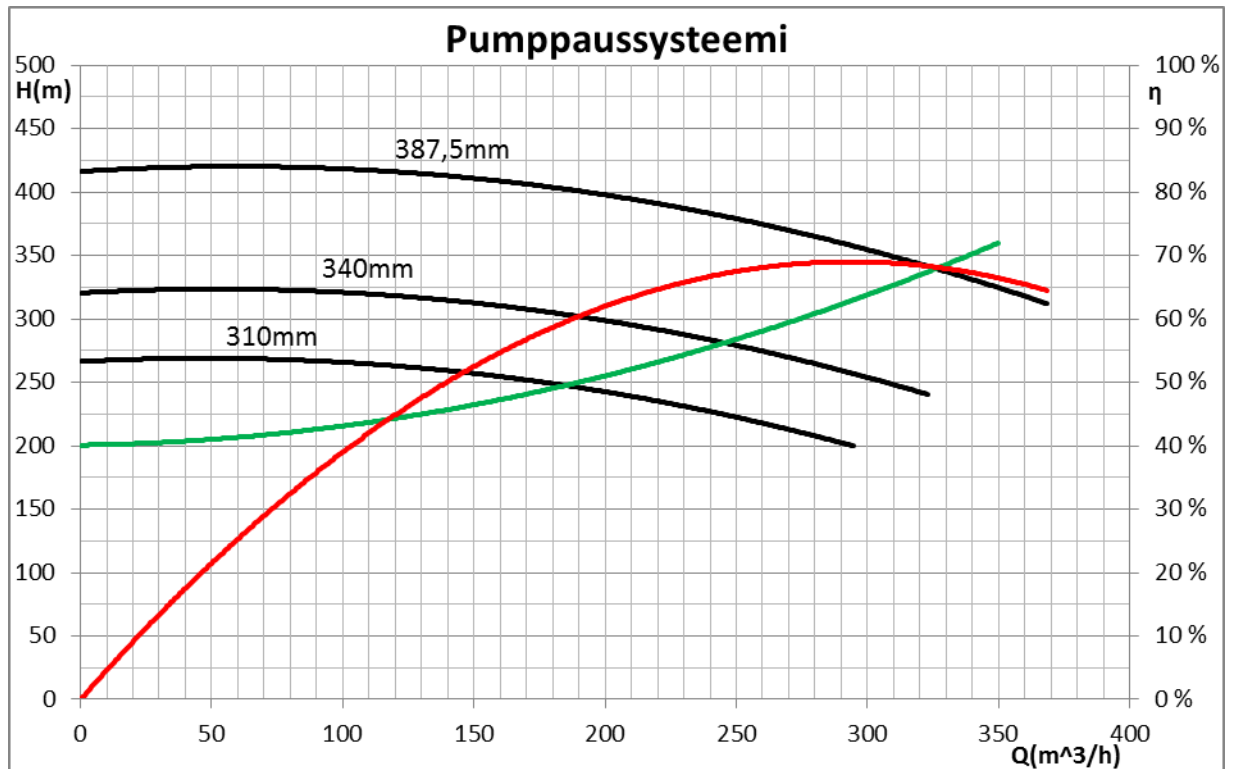
Pumpun painelinjan dynaamista painetta, pumpun nostokorkeutta ja pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa voidaan muuttaa avaamalla tai sulkemalla säätöventtiiliä pumpun pyörimisnopeuden pysyessä vakiona. Säätöventtiilin sulkeminen kasvattaa putkiston dynaamista painetta, pumpun nostokorkeutta ja pienentää tilavuusvirtaa. Pumpun toimintapiste pumppukäyrällä siirtyy oikealta vasemmalle. Venttiilin sulkeminen lisää putkiston dynaamista painetta eli painehäviö kasvaa ja pumpun hyötysuhde heikkenee, kun ylimäärävirtaus tai paine kuristetaan säätöventtiilillä. [7, s.12] Kuviossa 16 on esitetty säätöventtiilin vaikutus pumppaussysteemiin.



Kuvio 16. Säätoventtiin säätämisen vaikutus pumppaussysteemiin.

2.4.3 Juoksupyörän vaihtaminen

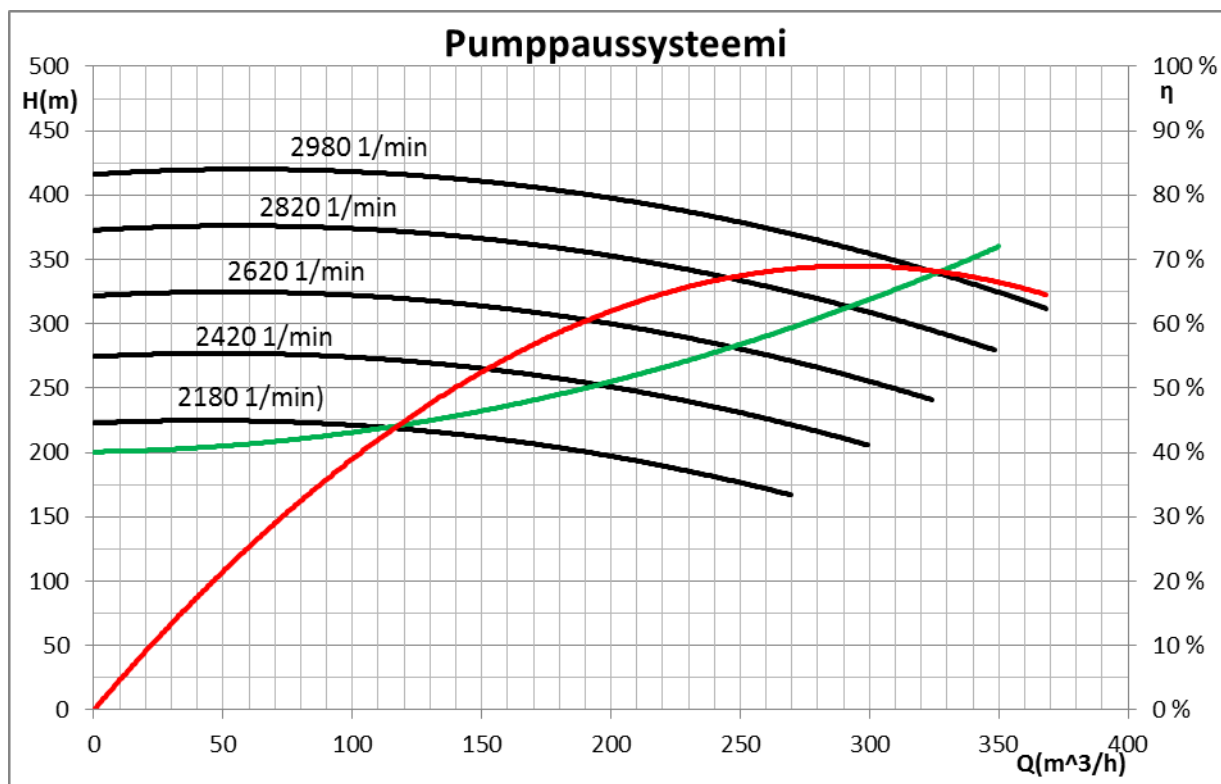
Pumpun nostokorkeutta ja tuottoa voidaan säätää mekaanisesti vaihtamalla pumpun juoksupyörä. Esimerkiksi, kun mittausdatasta huomataan pumpun tuoton olevan jatkuvasti liian suuri, yksinkertainen ja halpa tapa on pienentää juoksupyörän halkaisijaa. [15, s.48] Seuraavassa on kuvattu juoksupyörän halkaisijan koon vaikutus pumppaussysteemiin.



Kuvio 17. Juoksupyörän halkaisijan muuttamisen vaikutus pumppaussysteemiin.

2.4.4 Pyörimisnopeuden muuttaminen

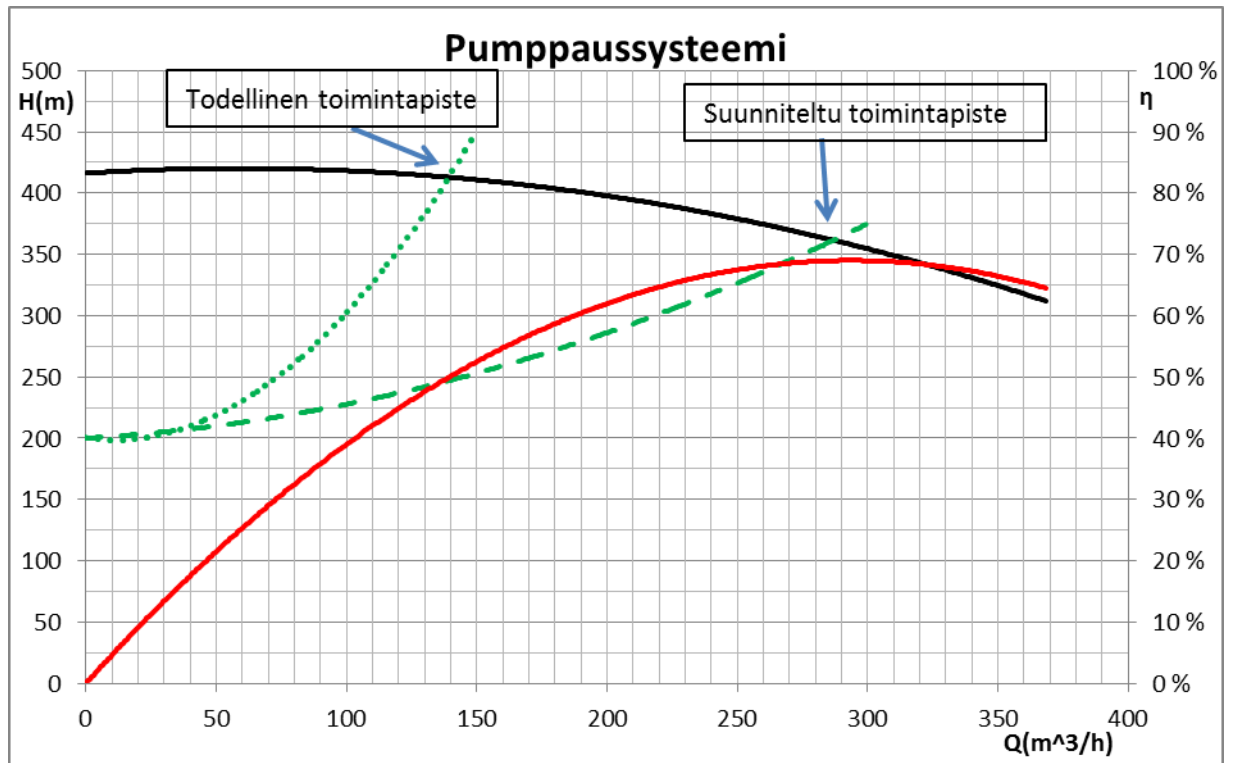
Pumpun tuottoon ja nostokorkeuteen pystytään vaikuttamaan kierrosnopeutta muuttamalla elektronisesti esimerkiksi taajuusmuuttajan avulla. Pyörimisnopeuden muuttaminen on taloudellinen tapa muuttaa pumpun tuottoa ja nostokorkeutta. Pienet kierrosnopeuden muutokset eivät heikennä merkittävästi pumpun eikä ajolaitteen hyötysuhdetta, joten pumppaussysteemin kokonaishyötysuhde pysyy korkeana. Kuitenkin tilavuusvirran vaihdellessa suuresti ja suuren staattisen nostokorkeuden omaavassa pumppaussysteemissä on syytä tarkastella kierrosnopeussäädön vaikutus tapauskohtaisesti, koska pumpun ja ajolaitteen hyötysuhde voi tippua merkittävästi kierrosnopeuden pienentyessä. [7, s.14] Alla on esitetty kierrosnopeuden vaikutus pumppaussysteemiin.



Kuvio 18. Pumpun pyörimisnopeuden säätämisen vaikutus pumppaussysteemiin.

2.4.5 Uusi pumppu

Pumpun mitoitus perustuu suunnittelijan arvioon ja laskelmiin prosessista, johon pumppu sijoitetaan. Tällöin suunnittelija normaalisti ylivoimaisesti huomattavasti pumpua, joka on taas tuhoisaa energiatehokkuuden ja käyttövarmuuden kannalta, toimintapisteessä ollessa varsin eri suunnitellusta. Lisäksi pumpun kulumisen on luonnollista vuosien mittaan varsinkin, jos pumpattava aine on erittäin kuluttavaa, ja pumpusta tulee väljä. [19, s.2] Vuosien myötä prosessi pumpun ympärillä on saattanut muuttua merkittävästi, jolloin pumppu ei vastaa enää alkuperäistä tarkoitustaan. Näiden edellä esitettyjen syiden takia voi olla parasta korvata vanha pumppu uudella pumppauksen taloudellisuuden tehostamiseksi ja käyttövarmuuden takaamiseksi. Alla on kuvattu toimintapisteiden muuttuminen suunnitellusta esimerkiksi prosessin muutoksen seurauksena.



Kuvio 19. Tarve kokonaan uudelle pumpulle pumppaussysteemissä.

2.5 Pumppauksen pysyvyyskäyrä

Kun halutaan miettiä taloudellisinta säätötapaa, on tarpeellista tutkia pumppauksen pysyvyyskäyrä. Pysyvyyskäyrästä nähdään kuinka paljon ajallisesti pumpataan erilaisia virtausmääriä eli pysyvyyskäyrä on taulukko tilavuusvirran ja ajan funktiona. Toisaalta pysyvyyskäyrästä havaitaan pumpatun tilavuusvirran suhde pumpun käyttöaikaan. Tästä voidaan päätellä pumppauksen säätötarve ja vertailla säätötapoja mikä on taloudellisin säätötapa säätämisen toteuttamiseksi. Pysyvyyskäyrän muodostamiseksi tarvitsee ottaa riittävän kattava ajanjakso ja rekisteröidä haluttua suuretta, kuten virtausta, moottorin virtaa tai painetta. Täten voidaan tehdä luotettavat päätelmät tutkimuksen kannalta. [7, s.17]

3 Pumppauksen tutkiminen

Luvussa tutkitaan pumppujen virtausmääriä ja niitä vastaavia pumppausaikoja sekä tehdään päätelmät pysyvyyskäyrästä. Eli onko pumpatut lähellä suunniteltua toimintapistettä vai onko niissä runsaasti energiansäästöpotentiaalia.

3.1 Lähtötiedot

Otetaan keskipakopumpun data-lehdeltä nostokorkeus sekä hyötysuhde eri virtausmäärillä ja niiden avulla saadaan muodostettua pumppukäyrät. Lisäksi niistä saadaan

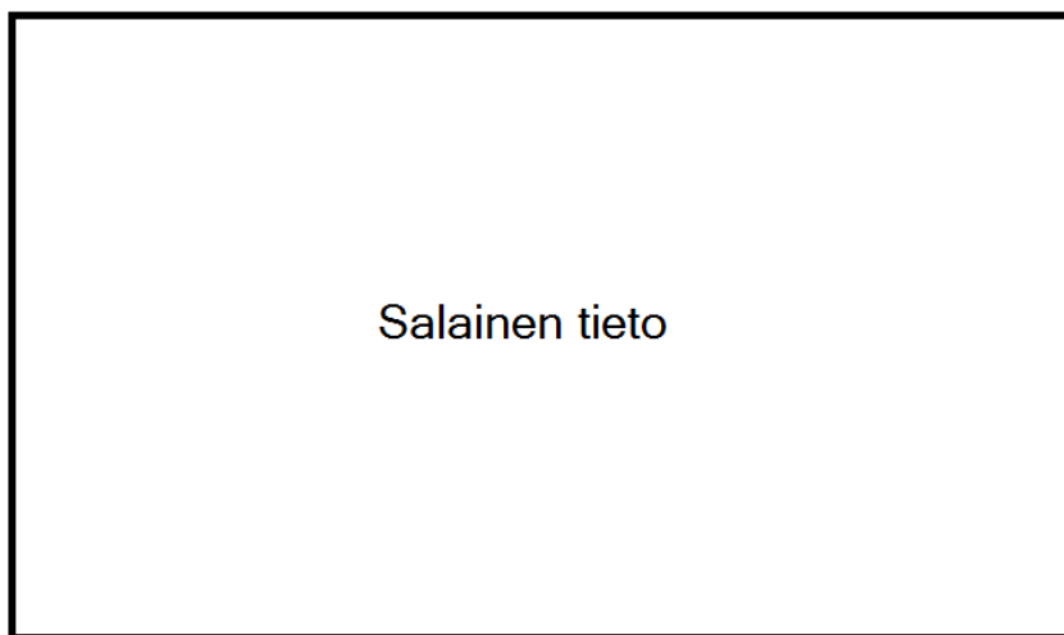
pumpattavan aineen tiheys, juoksupyörän halkaisija ja moottorin teho. Jos pumppuja on useita, kannattaa järjestää pumput moottorin nimellistehon mukaan suurimmasta pienimpään, koska energiansäästön kannalta jo pienikin hyötysuhteen parannus suuressa pumpussa (>100 kW), on jo merkittävä säästö taloudellisesti. Tämän jälkeen kerätään virtaustiedot tuntikeskiarvona noin vuoden mittaiselta ajalta prosessitietokannasta, jotta saadaan luotettava otanta pumppausmääristä.

3.2 Pumppujen ajotapa

Tällä hetkellä pumppuja säädetään pääsääntöisesti virtausventtiilillä eli ylimäärävirtaus kuristetaan pois venttiilillä kunkin prosessin ajotilanteen mukaan. Täten virtaukset saattavat heitellä suurestikin ja säästöpotentiaalia voi olla merkittävästi, kun pumpun toimintapiste on varsin kaukana suunnitellusta.

3.3 Esimerkki 1

Valitaan tarkasteltavaksi erään yksikön syöttöpumppu. Pumpun tiedot on esitetty liitteessä 2. Tietojen perusteella on muodostettu pumppu- ja hyötysuhdekäyrät, jotka ovat esitetty alla.



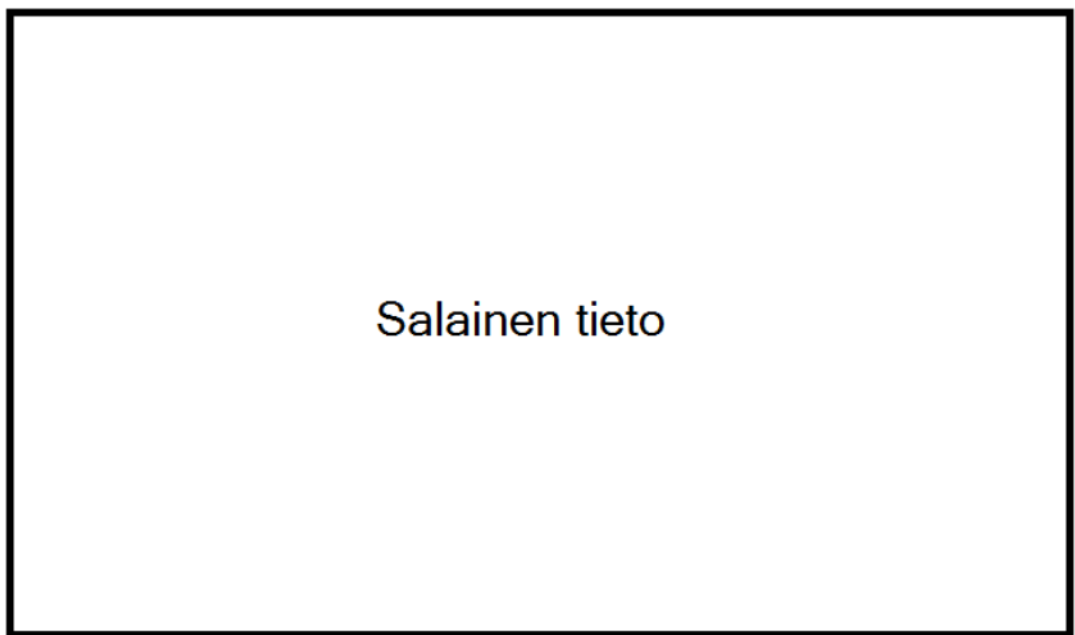
Kuvio 20. Syöttöpumpun pumppu- ja hyötysuhdekäyrät.

Tämän jälkeen muodostetaan pumppauksen pysyvyyskäyrä vuoden mittaisena trendinä, josta nähdään tilavuusvirrat ajan funktiona. Pysyvyyskäyrä on esitetty kuviossa 21.



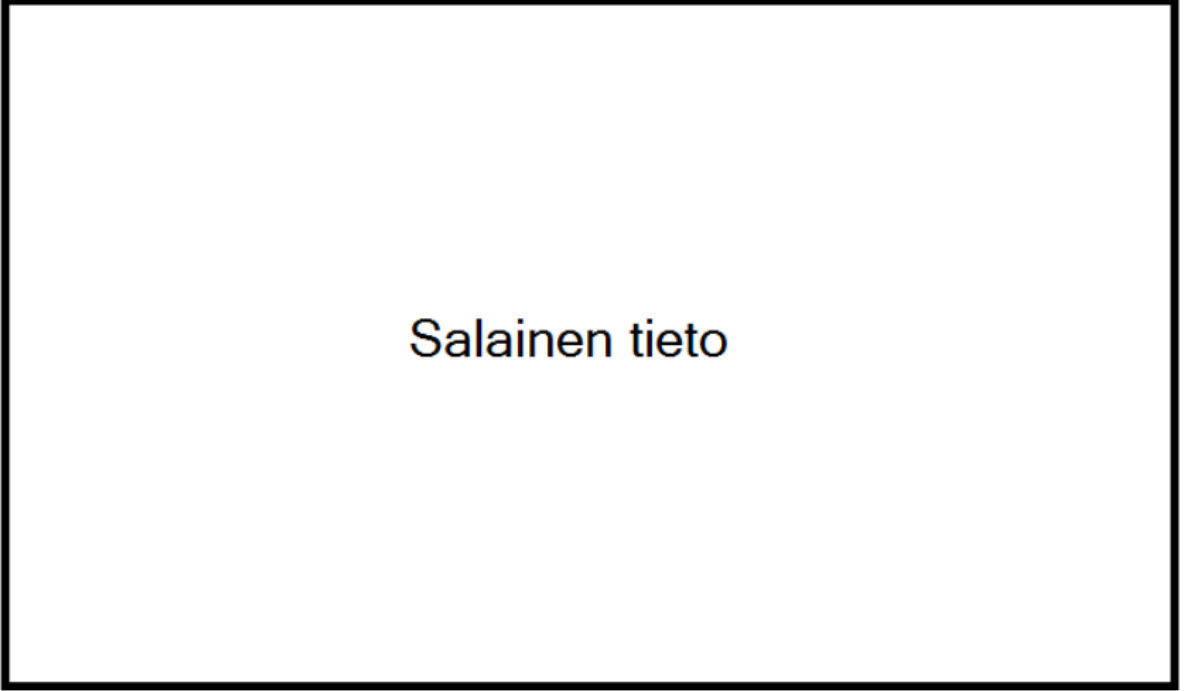
Kuvio 21. Syöttöpumpun pysyvyyskäyrä.

Pumppauksen toimintapistettä on kuvattu pylväsdiagrammilla jakamalla tilavuusvirrat ajan suhteen virtausalueisiin. Pylväsdiagrammi on havainnollistettu alla.



Kuvio 22. Syöttöpumpun toimintapistees prosentuaalisesti.

Kuviossa 23 on kuvattu nykyinen energiankulutus, energiankulutus 70 %:n hyötysuhteella ja säästö. Energiankulutus 70 %:n kokonaishyötysuhteella tarkoittaa tilannetta, kun pumppaussysteemiä on muutettu energiatehokkaammaksi. Säästö on laskettu parhaan toimintapisteen etäisyydestä, eli kuinka paljon venttiilillä kuristetaan ylimäärä virtausta nostokorkeutena ja se muutettuna energiaksi.



Salainen tieto

Kuvio 23. Syöttöpumpun energiankulutus ja säästö.

3.3.1 Johtopäätökset syöttöpumpusta

Syöttöpumpulta vaadittava nostokorkeus on erittäin korkea, tilavuusvirta on maltillinen ja kokonaishyötysuhde (53 %) jää kovin matalaksi. Korkean nostokorkeusvaatimuksen takia pumpulla ei varmasti päästä kovin energiatehokkaaseen pumppaukseen.

Pysyvyyssäyrästä nähdään, että yksikkö vaatii pumpulta 13–65 m³/h virtauksen. Kuitenkin toimintapiste on 97,5 %:sti 50–59 m³/h virtausalueella. Tällä virtausalueella pumpun hyötysuhde liikkuu välillä 53–55 %. Parannettaessa pumpun energiatehokkuutta täytyy pumppu mitoittaa parhaalle mahdolliselle hyötysuhteelle 50–59 m³/h virtausalueelle.

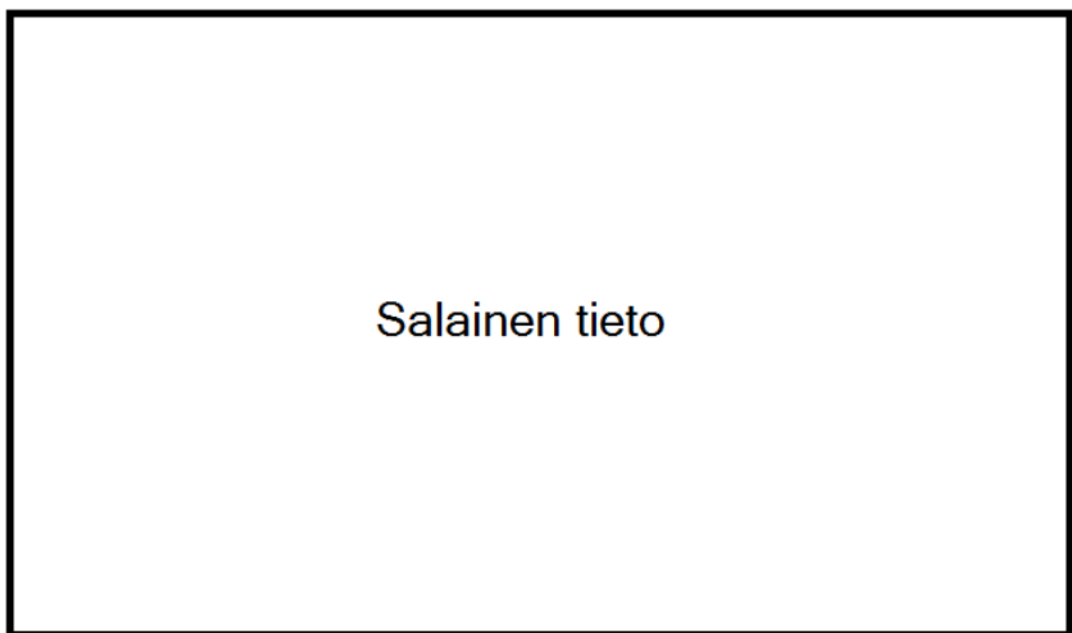
Käytetään tässä tarkastelussa energian hintana 10 €/MWh, täten pumppauksen vuosittaiset energiakustannukset ovat 33 210 euroa. Säästö on laskettu kullakin tilavuusvirralla siitä, kuinka paljon pumpulla pumpataan ylimääräistä parhaan hyötysuhteen pisteestä, jossa oletetaan säätöventtiilin olevan täysin auki eli häviöt muodostuvat pelkästään putkiston painehäviöistä. Tällöin säästökseen saadaan 5 745 euroa vuodessa.

Tässä tapauksessa järkevintä korkean nostokorkeuden ja suhteessa pienen tilavuusvirran takia olisi mitoittaa kokonaan uusi hydraulisesti tehokas pumppu edellä esitetyn perusteella. Taajuusmuuttajakäyttöä ei kannata tässä tapauksessa käyttää, koska korkean nostokorkeusvaatimuksen takia taajuusmuuttokäytöllä ei saavuteta merkittävästi

parempaa hyötysuhdetta. Uudella pumpulla ja sähkömoottorilla mitoituksen onnistuessa voitaisiin saavuttaa 70 %:n hyötysuhde ja tällöin vuotuiset energiakustannukset olisivat 25 188 euroa. Uuden pumpun investointikulut (pumppu, sähkömoottori, suunnittelu, asennus ja automaatio) nousevat helposti 20 000 euroon tämän koko- ja vaatimusluokan pumpeissa. Oletetaan takaisinmaksuajaksi 2 vuotta, niin pelkät energiakustannukset eivät riitä kustantamaan investointia. Tällöin kannattaa tarkastella vielä tutkittavan pumpun vuosittaiset huoltokustannukset, ja jos ne puoltavat pumpun uusimista kannattaa pumppu uusia. Pumpun yksittäisen huollon kustannukset saattavat nousta helposti 5 000 asti ja varaosien tarpeesta riippuen vieläkin korkeammaksi.

3.4 Esimerkki 2

Valitaan tarkasteltavaksi erään yksikön kolonnin pohjapumppu. Pumpun tiedot on esitetty liitteessä 3. Tietojen perusteella on muodostettu pumppu- ja hyötysuhdekäyrät, jotka ovat esitetty alla.



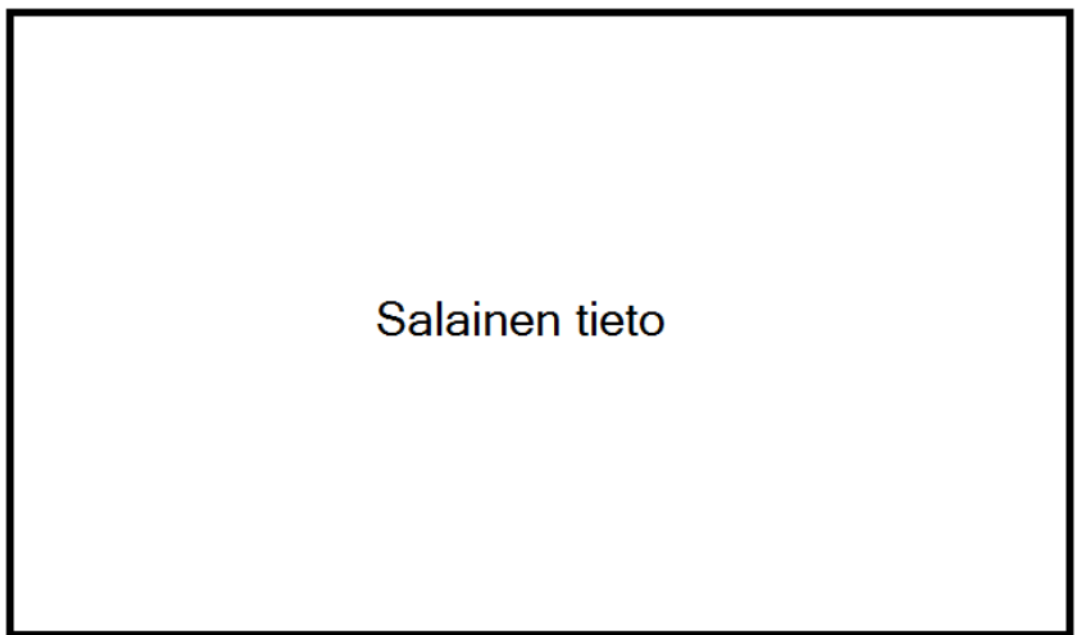
Kuvio 24. Pohjapumpun pumppu- ja hyötysuhdekäyrät.

Tämän jälkeen muodostetaan pumppauksen pysyvyyskäyrä vuoden mittaisena trendinä, josta nähdään tilavuusvirrat ajan funktiona. Pysyvyyskäyrä on esitetty kuviossa 25.



Kuvio 25. Pohjapumpun pysyvyyskäyrä.

Pumppauksen toimintapistettä on kuvattu pylväsdiagrammilla jakamalla tilavuusvirrat ajan suhteen virtausalueisiin. Pylväsdiagrammi on havainnollistettu alla.



Kuvio 26. Pohjapumpun toimintapistet prosentuaalisesti.

Kuviossa 27 on kuvattu nykyinen energiankulutus, energiankulutus 80 %:n hyötysuhteella ja säästö. Energiankulutus 80 %:n kokonaishyötysuhteella tarkoittaa tilannetta, kun pumppaussysteemiä on muutettu energiatehokkaammaksi. Säästö on laskettu parhaan toimintapisteen etäisyydestä, eli kuinka paljon venttiilillä kuristetaan ylimäärä virtausta nostokorkeutena ja se muutettuna energiaksi.

Salainen tieto

Kuvio 27. Pohjapumpun energiankulutus ja säästö.

3.4.1 Johtopäätökset pohjapumpusta

Pohjapumpulta vaaditaan suhteessa enemmän tilavuusvirtaa kuin nostokorkeutta ja kokonaishyötysuhde (73 %) on hyvällä tasolla. Korkean kokonaishyötysuhteen takia pumpulla ei varmasti päästä kovin mittaviin säästöihin energiankulutuksessa.

Pysyvyyskäyrästä nähdään, että yksikkö vaatii pumpulta 13–696 m³/h virtauksen. Kuitenkin toimintapiste on 96,1 %:sti 300–599 m³/h virtausalueella. Tällä virtausalueella pumpun hyötysuhde liikkuu välillä 63–75 %. Parannettaessa pumpun energiatehokkuutta täytyy pumppu mitoittaa parhaalle mahdolliselle hyötysuhteelle 300–599 m³/h virtausalueelle.

Käytetään tässä tarkastelussa energian hintana 10 €/MWh, täten pumppauksen vuosittaiset energiakustannukset ovat 25 630 euroa. Säästö on laskettu kullakin tilavuusvirralla siitä, kuinka paljon pumpulla pumpataan ylimääräistä parhaan hyötysuhteen pisteestä, jossa oletetaan säätöventtiilin olevan täysin auki eli häviöt muodostuvat pelkästään putkiston painehäviöistä. Tällöin säästöksi saadaan 1 131 euroa vuodessa.

Tässä tapauksessa järkevintä suuren tilavuusvirran ja suhteessa pienen nostokorkeuden takia olisi lisätä pumppuun taajuusmuuttaja ja täsmällisesti mitoitettu sähkömoottori. Tällä ratkaisulla mitoituksen onnistuessa voitaisiin päästä lähes 80 %:n kokonaishyötysuhde ja tällöin vuotuiset energiakustannukset olisivat 23 280 euroa. Uuden pumpun

investointikulut (pumppu, sähkömoottori, suunnittelu, asennus ja automaatio) nousevat helposti 20 000 euroon tämän koko- ja vaatimusluokan pumpuissa. Oletetaan takaisinmaksuajaksi 2 vuotta, niin pelkät energiakustannukset eivät riitä kustantamaan investointia. Tällöin kannattaa tarkastella vielä tutkittavan pumpun vuosittaiset huoltokustannukset, ja jos ne puoltavat pumpun uusimista kannattaa pumppu uusia. Pumpun yksittäisen huollon kustannukset saattavat nousta helposti 5 000 asti ja varaosien tarpeesta riippuen vieläkin korkeammaksi.

4 Johtopäätökset

Työn tarkoituksena oli perehtyä pumpun akselitehoon, toimintapisteeseen ja havainnollistaa mitä tarvitsee huomioida, kun halutaan optimoida pumpun energiatehokkuutta. Työssä käytettiin erään öljynjalostamon mittausdataa tutkittaessa pumppujen toimintaa prosessissa.

Energiatehokkuus ja käytettävyys ovat tärkeitä mittareita laitoksille, joiden prosessit vaativat paljon energiaa ja joustavuutta tuotannonmuutoksiin markkinatilanteen mukaan. Lisäksi päästömääräysten tiukentuminen sekä imagon vahvistaminen ajavat yrityksiä panostamaan energiatehokkuuteen. Prosessit, joissa on paljon pumppuja, käyttävät merkittävästi energiaa ja energiatarkastelu kannattaa kohdistaa suurimpiin pumppuihin, joissa pienikin hyötysuhteen nosto on huomattava energiansäästö.

Energiatehokkuuden optimointiin ja parantamiseen ei ole helppo vastata. Se vaatii prosessien perusteellista tuntemista ja paljon mittareita energiatehokkuudesta, joita käyttökäyttökunta osaa hyödyntää ohjatessaan prosessia. Pumpun tapauksessa mittarin tarvitsee osoittaa pumpun toimintapiste ja hyötysuhde, jotta käyttökäyttökunta tietää millä alueella pumppu toimii.

Prosessien ajotavat muuttuvat merkittävästi ajan myötä. Akselitehokartoittaminen on loistava tapa tutkia pumpun toimintaa halutulla ajanjaksolla prosessissa, kunhan pumppu- ja pumppaustiedot ovat kohtuullisen helposti saatavilla. Kun pumpun toimintapiste on kovin etäällä suunnitellusta, voidaan olettaa myös huoltokustannusten olevan kohtuullisen korkeat, koska lisääntyneet värinät hajottavat pumpun herkimät osat. Toisaalta taas, jos pumppua joudutaan huoltamaan usein, voidaan olettaa pumpun toimivan epäsuotuisalla alueella. Täten voidaan todeta, että parhaan hyötysuhteen toimintapiste ja huoltokustannukset korreloivat toisiaan.

Pumpun heikko hyötysuhde ei usein yksistään riitä kattamaan optimoinnin kuluja tiukan takaisinmaksuajan puitteissa. Lisäksi pumppuoptimoinnin kannattavuus riippuu merkittävästi käyttöhyödykkeiden eli pumpun tapauksessa sähkön tai höyryn hinnasta kyseisellä hetkellä. Korkea energian hinta suosii merkittävästi optimointia, kun taas halpa energia siirtää investointeja tulevaisuuteen.

Pelkkä tehokas pumppu ja moottori eivät tee pumppausprosessista energiatehokasta. Ensin on tutkittava onko prosessissa turhia prosessilaitteita, jotka aiheuttavat turhia painehäviöitä. Tämän jälkeen selvitetään pumpun tarkka toimintapiste ja vältyttävä turhalta ylimitoittamiselta. Lopuksi, kun tilavuusvirtaa säädetään venttiilillä tai taajuusmuuttajalla, on optimoitava myös niiden säädöt prosessin tarpeiden mukaan.

Lähteet

- 1 Metallitekniikka. 2005. Teollisuus jatkamassa energiansäästösopimuksia. Artikke-
li.
- 2 Tekniikka & Talous. 2011. Pumpuista pullahtaa iso sähkönsäästö. Artikkel.
i.
- 3 Tekniikka & Talous. 2010. Väärä pumppu polttaa euroja. Artikkel.
i.
- 4 Tekniikka & Talous. 2001. Nuukailu tulee kalliiksi jätevesipumppuissa. Artikkel.
i.
- 5 Baumann Hans D. 2009. Control value primer. Kirja.
- 6 Huhtinen Markku, Korhonen Risto, Pimiä Tuomo & Urpalainen Samu. 2008. Voi-
malaitostekniikka. Kirja.
- 7 Jaaranen Matti. Lappeenranta 2011. Sellutehtaan raakavesipumppaamon ener-
giatarkastelu. Kandidaatintyö.
- 8 Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 1982. Pumput. Nesteiden siirtoon käytetty-
jen pumppujen ryhmittely ja toimintaperiaatteet. SFS 4874. Standardi.
- 9 Kemiaan laitetekniikan I. Ke-42. Kemistikilta. Osa 2 Virtaustekniikka. Luettu
30.3.2014. Kurssimateriaali.
- 10 Olkkonen Jyri. Espoo 2013. Pumppausjärjestelmien energiatehokkuuden paran-
tamismahdollisuudet paperi- ja selluteollisuudessa. Diplomityö.
- 11 Sulzer Pumps Finland Oy. Ahlstar A22-80. Characteristic curve. Esite.
- 12 Motiva. Energiatehokkaat pumput.
http://www.motiva.fi/files/5343/Energiatehokkaat_pumput.pdf. Luettu 15.03.2014.
Opas.
- 13 Perttula Jarmo. 2000. Energiatekniikka. Kirja.
- 14 Lauttamus Juha. Oulu 2009. Elinkaarikustannukset pyörivien laitteiden valinnas-
sa. Diplomityö.
- 15 Kukkola Martti. Espoo 2008. Pumppujen ja kompressoreiden toimilaitteiden valin-
takriteerit. Diplomityö.

- 16 Paananen Tero. 2013. Design Engineer, Neste Jacobs Oy. Pumppusuunnittelu Neste Jacobs Oy:ssä. Sisäinen muistio.
- 17 Sarkola Tomi. Lappeenranta 2009. Keskipakopumpun prosessitekkinen mitoitus, määrittely ja valinta. Kandidaatintyö.
- 18 Neles-Jamesbury Oy. 1990. Venttiili kirja. Kirja.
- 19 Indmeas Oy. 1990. Pumppausten taloudellisuuden parantaminen. Opas.

Liitteet ovat salaisia.

