



# Forord

Denne masteroppgaven er fullførelsen av min mastergrad i vann- og miljøteknikk ved Institutt for matematiske realfag og teknologi, ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet.

Oppgaven er skrevet våren 2016 og har et omfang på 30 studiepoeng. Den ble til med utgangspunkt i min sans for tekniske løsninger og interesse for energibesparende tiltak. Etter samtale med Vann- og avløpsetaten i Oslo kommune ble det formet en oppgave som skulle se på energieffektivitet og potensielle energibesparende tiltak ved pumpestasjoner i kommunenes drikkevannsnnett.

Gjennom litteraturstudie, pumpetester og samtaler med driftspersonell har kunnskapen og interessen for pumper og pumpestasjoner økt. Det er tydelig at riktig drift av pumpestasjoner krever god kunnskap om både pumpenes egenskaper og distribusjonsnettet pumpestasjonen er en del av. Nå i slutfasen av oppgaven har jeg større forståelse for problemstillingen, noe som gjør oppgaven spennende.

Jeg vil takke Lars Erik Berger, Knut Gunnestad og Mads Aulie som har vært kontaktpunktene i VAV under oppgaveskrivingen. Jeg er takknemlig for god veiledning av hovedveileder Jon Arne Engan og biveileder Odd Ivar Lekang som har hjulpet med strukturering av oppgaven. Takk til Hilde Myra for tilbakemeldinger av oppgaven. Jeg vil også takke medstudentene Tora Kjølseth og Kristin Tindlund for korrektur lesing og faglig tilbakemelding.

Til sist vil jeg takke min kjære kone Kristine for lange og gode frokoster, tilbakemeldinger og oppmuntringer underveis i oppgaven

Oslo, 12.mai 2016

---

Rune Myra



# Sammendrag

Det er stadig større fokus på økt bærekraft og energieffektivisering innen VA-teknikken i Norge. Det er gjort tiltak for å senke energiforbruket ved vann- og avløpsrensaneanlegg, men det totale energiforbruket for VA-sektoren har økt med ca. 30 % fra 2001 til 2014. Selv om distribusjon av drikkevann årlig står for et strømforbruk på nærmere 140 GWh (Larsen 2014), er det manglende fokus på energieffektivitet ved denne delen av sektoren.

I denne masteroppgaven er driftsdata for vannpumpestasjonene til Oslo kommune blitt analysert. Oslo kommune produserte i 2015 93,6 millioner m<sup>3</sup> drikkevann og strømforbruket tilknyttet pumping var 28 GWh. Fra 2012 til 2015 har energiforbruket tilknyttet pumping per produserte m<sup>3</sup> drikkevann økt med 23,3 % fra 0,23 til 0,30 kWh/m<sup>3</sup>.

Oslo kommune (2015) oppgir at energiforbruk ved distribusjon av drikkevann er 0,11 kWh/m<sup>3</sup>. Disse tallene tar ikke hensyn til strømforbruk ved den største pumpestasjonen (VP28) eller at kun 45,6 millioner m<sup>3</sup> av drikkevannet pumpes. Ved analyse av faktisk pumpet vannmengde og strømforbruk ved alle pumpestasjonene var gjennomsnitts energiforbruk i 2015 0,42 kWh/m<sup>3</sup>.

Tidligere beregninger utført av Rosenland (2003) har oppgitt at gjennomsnittlig virkningsgrad ved pumpestasjonene i Oslo kommune var 63 %. Det er da brukt estimerte tall på bakgrunn av maksforbruk i en time, timesfaktor og døgnfaktor. Gjennom denne oppgaven er det ved analyse av faktiske verdier for pumpet vannmengde, økt trykkehøyde og strømforbruk ved stasjonene beregnet at gjennomsnittlig virkningsgrad i 2015 var 47 %.

Fire utvalgte pumpestasjoner ble grundigere analysert. Stasjonene ble valgt for å vise den store variasjonen av pumpestasjoner i Oslo. Det var også ønskelig å undersøke om forbedringer kunne gjøres på ulike typer stasjoner. De fire pumpestasjonene hadde gjennomsnittlig virkningsgrad for hele stasjonen inkludert lys, ventilasjon og varme på 49,8 %. Den gjennomsnittlige hydraulisk optimale virkningsgraden for pumpene ved de fire stasjonene er på 80,8 %. Faktiske gjennomsnittlig virkningsgrad kun for pumpene var på 55,7 % ved driftspunktene i 2015.

Ved en av stasjonene ble det utført pumpetester for å verifisere innhentet loggførte data. Hydraulisk optimal virkningsgrad for pumpene ved denne stasjonen er 81 %. Under pumpetestene var gjennomsnittlig virkningsgrad ved designpunktet til pumpene på 72 %. Gjennomsnittlig observert virkningsgrad ved driftsbetingelsene i 2015 var 53 %. Det antas

derfor at inntil to tredjedeler av avviket mellom optimal og observert virkningsgrad skyldes ugunstige driftsbetingelser. Den siste tredjedelen av avviket antas å være resultat av slitasje.

Etter utført analyse ble det foreslått to enkle tiltak for å øke energieffektiviteten ved de utvalgte pumpestasjonene. Både endring av pumpenes frekvensområder og endring av pumpestasjonenes altemneringsmønster kan trygt utføres uten at det går ut over leveringssikkerheten ved pumpestasjonene.

Det totale årlige sparepotensialet for de fire pumpestasjonene som ble detaljundersøkt er 470 MWh. Gjennomsnittlig potensiell besparelse ved pumpestasjonene som kan endre frekvens er 9 %. Ved endring av pumpestasjonenes altemneringsmønster er det gjennomsnittlig potensiell besparelse på 2 %. Oslo kommunes største pumpestasjon kan ved endring av altemneringsmønster, slik at de beste pumpene har høyest gangtid, alene spare 208 MWh årlig.

Dersom tiltakene utført i oppgaven er overførbare til de over 2400 vannpumpestasjonene i Norge (Statistisk Sentralbyrå 2015b), kan det gi betydelige besparelser i VA-sektoren.

# Abstract

Focus on sustainability and energy efficiency is growing in the water- and wastewater industry in Norway. There have been taken measures to lower the energy consumption and climate change due to water- and wastewater treatment plants, but the total energy consumption has increased by 30 % in the years between 2001 and 2015. Even though distribution of water yearly uses nearly 140 GWh (Larsen 2014), there has been a lack of focus on energy efficiency in this part of the sector.

In this Master's thesis data collected from operations of water pumps in Oslo municipality have been analyzed. Oslo municipality produced 93,6 million m<sup>3</sup> of drinking water in 2015, the energy consumption linked to water pumping was 28 GWh. In the period 2012-2015 the energy consumption linked to pumping of produced drinking water increased with 23,3 %, from 0,23 to 0,30 kWh/m<sup>3</sup>.

In Oslo kommune (2015) it is stated that the energy consumption linked to pumping of drinking water in Oslo municipality is 0,11 kWh/m<sup>3</sup>. These numbers do not take into consideration the power supply to VP28, and the fact that only 45,6 million m<sup>3</sup> of the drinking water is pumped. After analyzing the amount of actual pumped drinking water and actual energy consumptions at all the pumping stations in Oslo the average energy consumption is calculated to be 0,42 kWh/m<sup>3</sup>.

Previous calculations of Rosenland (2003) state that the average efficiency of the pumping stations was 63 %. This calculation is based on estimated numbers for yearly amount pumped water. In this thesis calculations based on actual values for pumped water, pressure rise and energy consumption revealed an average efficiency in 2015 of 47 %.

There was conducted a thorough analysis of four selected pumping stations. The stations were selected to promote the variety of pumping stations in Oslo municipality and to survey the possibility of improvements on these types of stations. The four stations had an average efficiency of 49,8 % including power consumption linked to light, heating and ventilation.

The pumps at the four stations have an average optimal efficiency at 80,8 %. In 2015 the efficiency for the pumps was 55,7 % at actual operating situation.

At one of the stations there was conducted a pumping test to verify the collected data. The pumps at this station have an optimal efficiency of 81 %. After completed test the efficiency was found to be 72 %. The average efficiency under actual operation situation in 2015 was 53 %. It is assumed that two thirds of the difference between optimal and operation efficiency is

caused by faulty operation of the pumps. The last part is assumed to be caused due to wear and deterioration.

There have been proposed two measures to increase the energy efficiency at the selected pumping station. Both change in frequency and alternating pattern are easy to apply. The two measures can be applied without compromising with delivery security.

The saving potential for the four pumping stations is yearly 470 MWh. 9 % saving can be accomplished by changing the pumps frequency. 2 % saving can be accomplished by changing the alternating pattern at the pump stations. The pump station VP28 alone can save 208 MWh yearly.

If the measures suggested in the thesies are transferable to the more than 2400 water pumping stations in Norway (Statistisk Sentralbyrå 2015b), they can contribute to considerable amounts of energy saving in the water industry.



# Innholdsfortegnelse

<b>Forord</b> .....	<b>I</b>
<b>Sammendrag</b> .....	<b>III</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>V</b>
<b>Innholdsfortegnelse</b> .....	<b>VII</b>
<b>Liste over figurer</b> .....	<b>XI</b>
<b>Liste over tabeller</b> .....	<b>XVII</b>
<b>Liste over symboler</b> .....	<b>XIX</b>
<b>Del 1- Introduksjon</b> .....	<b>1</b>
<b>1 Innledning</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Målsetning</b> .....	<b>3</b>
2.1 Problemstilling .....	3
2.1.1 Oppgavens målsetning .....	3
2.2 Metode .....	3
2.2.1 Oppgavens oppbygning .....	3
<b>Del 2- Teori</b> .....	<b>5</b>
<b>3 Bakgrunnsteori</b> .....	<b>5</b>
3.1 Drikkevannssystemer og distribusjonsnett .....	5
3.1.1 Oppbygning og enheter i et distribusjonsnett .....	6
3.2 Grunnleggende fysikk .....	9
3.2.1 Kraft .....	9
3.2.2 Arbeid .....	9
3.2.3 Effekt .....	10
3.2.4 Energi .....	10
3.2.5 Elektrisk energi .....	11
3.2.6 Effekt .....	12
3.2.7 Effektfaktor .....	12
3.3 VA-hydraulikk .....	13
3.3.1 Volumstrømning .....	13
3.3.2 Trykk .....	13
3.3.3 Viskositet og spesifikk vekt .....	15
3.3.4 Rørstrømning .....	16
3.4 Teori om elektro i pumpestasjoner .....	23

3.4.1	Motorteori.....	23
3.4.2	Frekvensomformere .....	26
3.4.3	Programmerbar Logisk Styring.....	30
3.4.4	Elektromagnetisk kompatibilitet .....	30
3.4.5	Sensorer og måleinstrumenter .....	31
<b>4</b>	<b>Pumpeteori.....</b>	<b>35</b>
4.1	Pumpetyper.....	35
4.1.1	Sentrifugalpumper.....	36
4.2	Pumpekaraktistikk .....	36
4.2.1	Effektforbruk.....	38
4.2.2	Virkningsgrad.....	39
4.2.3	Spesifikkhastighet .....	42
4.2.4	Kavitasjon.....	42
4.2.5	NPSH.....	43
4.3	Styring av pumper .....	44
4.3.1	Sammenkobling av pumper.....	45
4.3.2	Affinitetslovene .....	47
4.4	Valg av pumpe.....	48
4.4.1	Påvirkning av slitasje .....	49
	<b>Del 3 – Metode og resultater.....</b>	<b>51</b>
<b>5</b>	<b>Metode.....</b>	<b>51</b>
5.1	Analyseområde .....	51
5.1.1	Bakgrunn for valg av pumpestasjoner.....	51
5.1.2	Styringsregler for pumpene til VAV .....	52
5.2	Innhenting av data .....	54
5.2.1	Proficy iFIX.....	54
5.2.2	Proficy Historian .....	55
5.2.3	Pumpetest .....	56
5.3	Beregninger .....	57
5.3.1	Overordnet energibetraktning .....	57
5.3.2	Energibetraktning av utvalgte pumpestasjoner .....	59
5.4	Forslag for å bedre energieffektiviteten.....	61
5.4.1	Endring av frekvens .....	61
5.4.2	Endring av alterneringsmønster.....	61

5.4.3	Beregning av potensiell besparelser .....	61
<b>6</b>	<b>Resultater</b> .....	<b>63</b>
6.1	Overordnet energibetraktning .....	63
6.1.1	Virkningsgrad .....	65
6.2	Energieffektivitet ved utvalgte pumpestasjoner .....	65
6.2.1	Pumpestasjon VP7.....	66
6.2.2	Pumpestasjon VP9.....	70
6.2.3	Pumpestasjon VP12.....	75
6.2.4	Pumpestasjon VP28.....	79
6.3	Potensiell energieffektivisering og besparelse .....	82
6.4	Sammenstilling av resultater .....	83
6.5	Avvik .....	84
<b>Del 4</b>	<b>Diskusjon og konklusjon</b> .....	<b>85</b>
<b>7</b>	<b>Diskusjon</b> .....	<b>85</b>
7.1	Metode .....	85
7.1.1	Gjennomføring av metode.....	85
7.1.2	Metodens feil og mangler.....	86
7.1.3	Eventuelle feilkilder .....	86
7.2	Resultat .....	87
7.2.1	Overordnet energibetraktning .....	87
7.2.2	Energieffektivitet ved utvalgte pumpestasjoner .....	88
7.2.3	Økt energieffektivitet .....	90
7.3	Veien videre.....	91
7.3.1	Overordnede tiltak.....	91
7.3.2	Diskusjon rundt drift og forslag til utbedringer. ....	92
7.3.3	Forslag til videre arbeid.....	94
<b>8</b>	<b>Konklusjon</b> .....	<b>95</b>
<b>9</b>	<b>Referanser</b> .....	<b>97</b>
	<b>Vedlegg A - Utførte tester</b> .....	<b>i</b>
	<b>Vedlegg B - Utførte beregninger</b> .....	<b>xiv</b>
	<b>Vedlegg C - Pumpekurver</b> .....	<b>xx</b>



# Liste over figurer

Figur 1-1: Energibruk [MWh] i VA-sektoren på landsbasis (Larsen 2014) .....	1
Figur 3-1: Drikkevannsystemets oppbygning (Hem 2015) .....	5
Figur 3-2: Lengde på drikkevannsnett for forskjellige perioder sortert etter fylke (Statistisk Sentralbyrå 2016b) .....	6
Figur 3-3: Gren- og ringsystem (Ødegaard et al. 2014) .....	7
Figur 3-4: Forenklet distribusjonsnett med høydebasseng (Ødegaard et al. 2014) .....	8
Figur 3-5: Forholdet mellom aktiv ( $I_s$ ), reaktiv ( $I_b$ ) og nominell strøm ( $I_w$ ) (Grundfos Industry 2004) .....	13
Figur 3-6: Effektfaktor og virkningsgrad mot belastning (Grundfos Industry 2004) .....	13
Figur 3-7: Måling av statisk trykk, dynamisk trykk og totalt trykk ved strømning (Grundfos Industry 2004) .....	14
Figur 3-8: Meter vannsøyle til vann ved forskjellig temperatur (Grundfos Industry 2004) ....	15
Figur 3-9: Skjærspenningen som oppstår når to plater skilles av en væske (Engan 2014b) ....	15
Figur 3-10: Kontinuitetsprinsippet ved rørstrømning (Engan 2014d).....	16
Figur 3-11: Laminær strømning og turbulent strømning, modifisert fra Franzini et al. (1997)17	
Figur 3-12: Fullt utviklet hastighetsprofil for laminær- og turbulentstrømning (Mott & Untener 2015).....	18
Figur 3-13: Energistrømning i rør og forskjellige energiformer (Lindholm et al. 2012) .....	18
Figur 3-14: Energilinjer for et typisk VA-transportssystem (Lindholm et al. 2012).....	19
Figur 3-15: Hastighetsprofilet til strømmingen gjennom et bend (Gulich 2014).....	22
Figur 3-16: Mulig trykkstøt og trykkfall i på en overføringsledning (Finsrud 2009) .....	22
Figur 3-17: En typisk asynkronmotor (Wikimedia Commons 2011).....	23
Figur 3-18: Startstrømmen avtar mot markstrøm, merk at aksene på figur b, er kuttet. $T_s$ er startmoment. $T_b$ er høyeste moment. $T_n$ er moment ved nominell turtall (Bargmeyer et al. 2014).....	24
Figur 3-19: Startspenning og startmoment for en motor ved startmetoder, modifisert fra ABB (1990) .....	25
Figur 3-20: Tap av akseleffekten ved motorer med forskjellige størrelser (Kjellèn & Andersson 2002).....	25
Figur 3-21: Forskjellige motortap, modifisert fra Bargmeyer et al. (2014) .....	26
Figur 3-22: Oversikt over forskjellige typer frekvensomformere (Bargmeyer et al. 2014).....	26
Figur 3-23: Skjematisk oppbygning av frekvensomformer (Clenet 2003) .....	27

Figur 3-24: Puls amplitude modellering (PAM) og Pulse bredde modellering (PWM) .....	27
Figur 3-25: Levert spenning fra frekvensomformer og strømforbruket til motoren (Clenet 2003).....	27
Figur 3-26: Moment- og spenningskarakteristikk til en motor ved frekvensomformerdrift. Modifisert fra Strömberg (1982) og Danfoss (1998) .....	28
Figur 3-27: Kvadratisk-moment og Konstant-moment .....	28
Figur 3-28: Eksempel på spesifikt energiforbruk ved forskjellige frekvenser (Danva).....	29
Figur 3-29: Skjematisk fremstilling av et PLS-system (Hanssen 2008) .....	30
Figur 3-30: Typiske veier for elektromagnetisk forstyrrelser (Telemecanique et al. 2001) ....	31
Figur 3-31: Måleusikkerhet ved volumstrømningsmåler (Tveit et al. 1992) .....	32
Figur 3-32: Prinsippet ved elektromagnetisk mengdemåler (Omarhaug 2015) .....	32
Figur 4-1: Forskjellige pumpetyper (Mott & Untener 2015) .....	35
Figur 4-2: Front og side visning av strømnig i en sentrifugalpumpe (Çengel & Cimbala 2006).....	36
Figur 4-3: Pumpekarakteristikk med effektforbruk, virkningsgrad og NPSH-kurve (Grundfos Industry 2004) .....	37
Figur 4-4: Driftspunkt ved kryssing av lednings- og pumpekararakteristikken (Lindholm et al. 2012).....	37
Figur 4-5: Stabil og ustabil del av pumpekurven (Nourbakhsh et al. 2007) .....	38
Figur 4-6: Viser effektivitetskurve til en typisk sentrifugalpumpe (Grundfos Industry 2004) 40	
Figur 4-7: Kavitasjon på sugeside eller trykkside, etter hvordan pumpen kjøres ut fra BEP (Reeves 2004).....	42
Figur 4-8: Endring av pumpekararakteristikk ved økende grad av kavitasjon, modifisert fra Grundfos Industry (2004).....	43
Figur 4-9: NPSH-kurven til en typisk sentrifugalpumpe (Grundfos Industry 2004) .....	43
Figur 4-10: Skjematisk oppbygging av en strupeventil. Endring av driftspunkt og systemkurve ved struping (Grundfos Industry 2004) .....	45
Figur 4-11: Skjematisk oppbygning av en bypassventil. Endring av driftspunkt og systemkurve ved bruk av bypass (Grundfos Industry 2004).....	45
Figur 4-12: Parallellkobling av pumper, modifisert fra Lindholm et al. (2012). Blå stjerner er driftspunktet for en pumpe. Rød stjerne er det samlede driftspunktet for to parallellkoblede pumper. Gule stjerne er driftspunktet for den enkelte pumpen ved parallell drift .....	46

Figur 4-13: Seriekobling av pumper, modifisert fra Lindholm et al. (2012) Blå stjerner er driftspunktet for en pumpe. Rød stjerne er det samlede driftspunktet for to seriekoblet pumper. Gul stjerne gir driftspunktet for den enkelte pumpen ved seriedrift .....	46
Figur 4-14: Pumpekurve ved systemforandring (Grundfos Industry 2004) .....	48
Figur 4-15: Ønsket driftspunkt mot hva som mest sannsynlige blir driftspunkt (ANSI 2011) .....	49
Figur 4-16: Forskjellige ulemper ved å kjøre pumpene borte fra BEP punktet. Modifisert fra ANSI (2011) .....	49
Figur 5-1: Utsnitt av Oslos Distribusjonsnett med pumpestasjon, kummer og brannkummer (Aulie 2015) .....	51
Figur 5-2: Skjematisk oppstart/stopp av pumper ved en pumpestasjon .....	52
Figur 5-3: Eksempel på frekvensintervall. Skjermdump FK-systemet .....	53
Figur 5-4: Eksempel på alterneringsmønster. Skjermdump FK-systemet.....	53
Figur 5-5: Eksempel på datapresentasjon på forskjellige plattformer (General Electric 2006).....	54
Figur 5-6: Røde punkter angir loggført data, blå linje er trendlinje av tredjegrads polynom, modifisert fra Friedenthal (2007) .....	55
Figur 5-7: Effekten av struping av ventil mot pumpe med jevnt turtall (Nourbakhsh et al. 2007).....	56
Figur 5-8: Voltmeter som ble brukt til loggføring under testen (Fluke 2014) .....	57
Figur 6-1: Årlig totalt strømforbruk knyttet til pumping av drikkevann og årlig total mengde produsert drikkevann. ....	63
Figur 6-2: Gjennomsnitts strømforbruk per kubikkmeter produsert drikkevann. (Thorud 2016) (VAV 2015).....	63
Figur 6-3: Totalt strømforbruk registrert av strømleverandør (Hafslund) og i FK-systemet ved utvalgte pumpestasjoner i Oslo kommune i 2015. ....	64
Figur 6-4: Totalt pumpet vannmengde registrert i FK-systemet ved utvalgte pumpestasjoner i Oslo kommune i 2015. ....	64
Figur 6-5: Energiforbruket per kubikkmeter pumpet vannmengde med og uten å ta hensyn til trykkøkningen ved pumpestasjoner. I stigende rekkefølge etter trykkøkning over stasjonen .	64
Figur 6-6: Total virkningsgrad ved utvalgte pumpestasjoner. Beregnet etter faktisk og estimert pumpet vannmengde .....	65
Figur 6-7: Skjermdump av FK-systemet og bilde av VP 7 .....	66
Figur 6-8: Gjennomsnittlige minuttverdier for pumpestasjon VP7 (16.04.2016) .....	66
Figur 6-9: Pumpekurve fra leverandør (Grundfos 2016) for VP7, punktstyken viser driftspunkt pumpene hadde i 2015.....	67

Figur 6-10: Andel timer [%] med driftsbetingelser for pumpestasjon VP7 2015 .....	67
Figur 6-11: Virkningsgradskurve til pumpene ved VP7 .....	68
Figur 6-12: Volumstrøm mot frekvens for pumpene ved VP7.....	68
Figur 6-13: Virkningsgrad mot frekvens for pumpene ved VP7.....	69
Figur 6-14: Andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene ved VP7 var i drift ved forskjellige frekvenser .....	69
Figur 6-15: Gjennomsnittlige virkningsgrader for pumpene ved VP7 og andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene var i drift .....	69
Figur 6-16: Skjermdump av FK-systemet og bilde av pumpene på stasjonen. ....	70
Figur 6-17: Gjennomsnittlige minuttverdier for pumpestasjon VP9 (06.04.2016) .....	70
Figur 6-18: Pumpekurve for pumpene ved VP9. (Originalens kvalitet var dårlig).....	71
Figur 6-19: Andel timer [%] med driftsbetingelser for pumpene ved VP9 i 2015.....	71
Figur 6-20: Virkningsgradskurve for pumpene ved VP9 .....	72
Figur 6-21: Volumstrøm mot frekvens for pumpene ved VP9.....	72
Figur 6-22: Virkningsgrad mot frekvens for pumpene ved VP9.....	73
Figur 6-23: Andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene ved VP9 var i drift ved forskjellige frekvenser .....	73
Figur 6-24: Gjennomsnittlige virkningsgrader for pumpene ved VP9 og andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene var i drift. ....	73
Figur 6-25: Pumpe- og virkningsgradskurve fra test ved VP9. Grå linje er pumpekurve fra leverandør.....	74
Figur 6-26: Virkningsgradskurve for alle pumpene ved utført test ved VP9 .....	74
Figur 6-27: Skjermdump av FK-systemet og bilde av VP12. ....	75
Figur 6-28: Gjennomsnittlige minuttverdier for pumpestasjon VP12 (06.04.2016) .....	75
Figur 6-29: Pumpekurve fra leverandør (Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016) for VP12. Punktsky viser driftspunkt for pumpestasjonen i 2015 .....	76
Figur 6-30: Andel timer [%] med driftsbetingelser for pumpene ved VP12 i 2015.....	76
Figur 6-31: Virkningsgradskurve for pumpene ved VP12 .....	77
Figur 6-32: Volumstrømning mot frekvens for pumpene ved VP12 i 2015 .....	77
Figur 6-33: Virkningsgrad mot frekvens for pumpene ved VP12 i 2015.....	78
Figur 6-34: Andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene ved VP12 var i drift, ved forskjellige frekvenser .....	78



Figur 6-35: Gjennomsnittlige virkningsgrader for pumpene ved VP12 og andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene var i drift .....	78
Figur 6-36: Skjermdump av IFIX og bilde av motorene som driver pumpene ved VP28. ....	79
Figur 6-37: Gjennomsnittlige minuttverdier for pumpestasjon VP28 (16.04.2016) .....	80
Figur 6-38: Pumpekurve fra leverandør (Grundfos 2016) for VP28. Trykkehøyde [mVS] mot volumstrømning [ $m^3/t$ ] .....	80
Figur 6-39: Andel timer [%] med driftsbetingelser for pumpene ved VP28 i 2015.....	80
Figur 6-40: Virkningsgradskurve for pumpene ved VP12 i 2015 .....	81
Figur 6-41: Gjennomsnittlige virkningsgrader for pumpene ved VP9 og andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene var i drift .....	81
Figur 6-42: Pumpestasjonenes totale virkningsgrad før og etter foreslåtte tiltak.....	82
Figur 6-43: Potensiell besparelse av strøm tilknyttet pumping ved de utvalgte pumpestasjonene .....	82
Figur 6-44: Justering av intervall i volumstrømningsmåleren, kl. 12.25.00 04.04.2016 .....	84
Figur 7-1: Volumstrømning mot virkningsgrad for VP28 med 1 minutt- og 1 timesintervall	86
Figur 7-2: Gjennomsnittlige døgnverdier for pumpestasjon VP7 i 2015 .....	92
Figur 0-1: Lytting etter kavitasjon ved kavitasjonstest (Myra 2016) .....	i
Figur 0-2: Trykk på sugesiden trykk inn[bar], trykk på trykksiden trykk ut [mVS] og volumendring Q [l/s] under kavitasjonstesten.....	ii
Figur 0-3: Pumpeeffekt til hver enkelt pumpe, samlet virkningsgrad for pumpene, volumstrøm og trykk på sugesiden .....	iii
Figur 0-4: Farget kurve er resultat fra pumpetest 16.mars.2016. Grå kurve er pumpekurve fra leverandør.....	iv
Figur 0-5: Frekvens [Hz] og effekt [kW] til pumpene ved pumpetesten .....	v
Figur 0-6: Pumpe 1, Pumpekurve QH og virkningsgrad.....	vi
Figur 0-7: Pumpe 2, Pumpekurve QH og virkningsgrad.....	vii
Figur 0-8: Pumpe 3, Pumpekurve QH og virkningsgrad.....	vii
Figur 0-9: Pumpe 4, Pumpekurve QH og virkningsgrad.....	viii
Figur 0-10: Pumpekurve for 50Hz .....	viii
Figur 0-11: Pumpekurve for 50Hz .....	ix
Figur 0-12: Pumpekurve for 45Hz .....	ix
Figur 0-13: Viser resultatene fra pumpetest 1(firkant) og etter at de ble justert med 50 % (trekant) .....	x
Figur 0-14: Det kan hende det er en liten forskyves, 3 sekunder fra målt data til data i FK....	xii

Figur 0-15: strømmålinger, begynner 08.25-08.31 Pumpe 1 .....	xii
Figur 0-1: Avvik som ved bruk av de forskjellige metodene for spenningsomgjøring.....	xiv
Figur 0-2: Bilde tatt av motor på pumpestasjon(RM) og eksempel fra (Danfoss 1998).....	xviii
Figur 0-1: Pumpe-, effekt- og virkningsgradskurve for pumpene ved VP7 (Grundfos 2016) .	xx
Figur 0-2: Pumpe-, effekt- og virkningsgradskurve for pumpene ved VP9 KSB RDI 200-500 .....	xxi
Figur 0-3: Pumpe-, effekt- og NPSHkurve for pumpene ved VP12 Iron QH+QV -2- 8-6/400 .....	xxii
Figur 0-4: Pumpe-, effekt- og virkningsgradskurve for pumpene ved VP28.....	xxiii

# Liste over tabeller

Tabell 3-1: Trykkenheter. «At» er teknisk atmosfærisk trykk, «atm» er reelt atmosfærisk trykk (Grundfos Industry 2004).....	14
Tabell 3-2: KINEMATISK VISKOSITET i forhold til vanntemperatur (Finsrud 2013a) .....	15
Tabell 3-3: En sammenstilling av fordeler og ulemper ved volumstrømningsmålere etter Ing Strand og Grindahl (2002b) og Lindholm et al. (2012). .....	33
Tabell 4-1: Eksempel på anbefalt minimum effektivitet ved forskjellige volum gjennomstrømninger. (F.R.I. 2001).....	40
Tabell 5-1: Eksempler på «Tagnavn» og beskrivelser ved VP12 .....	55
Tabell 6-1: Samlet gjennomsnittlig virkningsgrad til pumpestasjonen i Oslo kommune .....	65
Tabell 6-2: Sammenstilling av potensiell besparelse ved pumpestasjonen. Verdiene er kun for strømforbruk tilknyttet pumping ved pumpestasjonene, oppgitt i prosent.....	82
Tabell 6-3: Sammenstilling av total potensiell besparelse ved pumpestasjonene oppgitt i MWh .....	82
Tabell 6-4: Sammenstilling av teoretiske- og observerte virkningsgrader ved de utvalgte pumpestasjonene. Strømforbruk til lys, ventilasjon og varme (L/V/V).....	83
Tabell 6-5: Avvik i trykkverdier mellom FK-systemet [bar] og Historian. FK1 og FK2 er trykkmålere på VP9.....	84
Tabell 7-1: Pumpene ved pumpestasjonen i oppgaven mot anbefaling av F.R.I. (2001).....	88
Tabell 7-2: Virkningsgradsverdier for pumpene ved VP9 og avviket til teoretisk optimal verdi .....	89
Tabell 7-3: Sammenligning av virkningsgradsverdier for pumpene ved VP9, .....	90
Tabell 0-1: Avvik mellom målte verdier og verdier fra FK-systemet.....	xi
Tabell 0-1: Egenskaper for elektro ved de utvalgte pumpestasjonene i oppgaven. ....	xix



# Liste over symboler

Symbol	SI-enhet	Andre enheter	Forklaring
$p$	[Pa]	[N/m <sup>2</sup> ], [mVS]	Væsketrykket/Hydrostatisk trykk
$h$	[m]		Dybden under vannspeilet
$\gamma$	[N/m <sup>3</sup> ]		Spesifikk vekt av vann
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	[kg/dm <sup>3</sup> ]	Tettheten til vann
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]		Tyngdeakslerasjon
$\tau$	[N/m <sup>2</sup> ]		Skjærpenning
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]		Kinematisk viskositet
$F$	[N]		Kraft (2.3)
$A$	[m <sup>2</sup> ]		Kontaktflate areal (2.3)
$\mu$	[N s/m <sup>2</sup> ]		Absolute viskositet
$U$	[m/s]		Platefart (2.3)
$Y$	[m]		Avstandene mellom platene
$Q$	[m <sup>3</sup> /s]		Volumstrøm
$V, U$	[m/s]		Middelhastigheten over tverrsnittet
$Re$	-		Reynoldstallet
$D$	[m]	[mm]	Indre rørdiameter
$h_s, h_f$	[mVS]	[m]	Singulærtap, Friksjonstap
$F$	[Hz]		Frekvens
$E, W$	[J]	[kg*m/s <sup>2</sup> *m]	Energi, Arbeid
$M$	[kg]		Masse
$f$	-		Friksjonskoeffisient
$L$	[m]	[mm]	Lenge av røret
$v$	[m/s]		Midlere vannhastighet
$\varepsilon$	[m]		Absolutt ruhet
$K$	-		Singulærtaps koeffisient
$H$	[m]		Energihøyde
$\eta$	[%]		Total virkningsgrad
$T$	[Nm/s]		Kraftmomentet
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]		Vinkelhastigheten
$n_s$	-		Spesifikk hastighet
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	[RPM]	Turtallet
$P, P_w$	[kW]	[W]	Effekt, ved aksel, hydraulisk
$q_{pumpe}$	[l/s]	[m <sup>3</sup> /h]	Pumpet volumstrøm
$H_t$	[m]		Trykkehøyden som må overvinnes
NPSH	[m]		Minste kavitasjonshøyde
$\beta$	-		Vinkel grader
$I$	[A]		Strøm
$U$	[V]		Spenning
$\cos \varphi$	-		Effekt faktoren
$E$	[%]		Usikkerhet
$T$	°C	°K	Temperatur



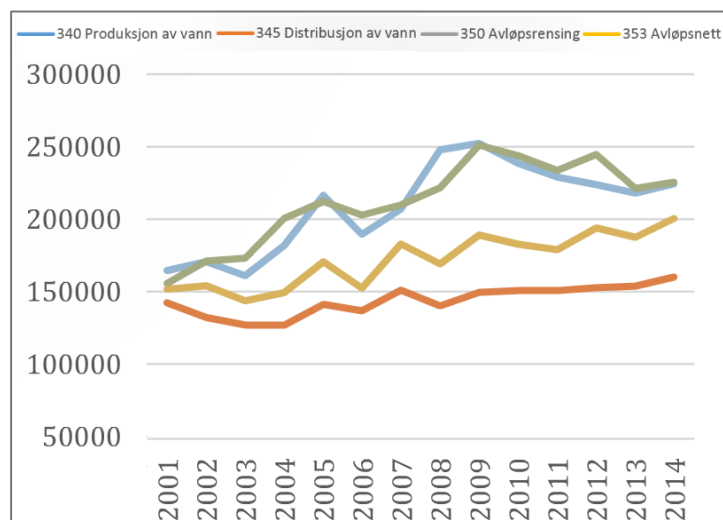
# Del 1- Introduksjon

## 1 Innledning

International Water Association (2009) har sagt at vann og energi er fysisk sammenkoblet. Behandling og distribusjon av drikkevann krever årlig store energimengder. Dette er tydelig når energibruken i VA-sektoren tas i betraktning. Energiforbruket i norsk VA-sektor er årlig på om lag 1 TWh. Avhengig av strømprisen, kjøper sektoren energi for nesten 1 milliard kroner per år som går til blåsing, røring, pumping, ventilasjon, belysning, oppvarming etc. (Martinez 2012).

Vannforsyning og vanddistribusjon er avhengig av energi. Det totale energiforbruket for VA-sektoren har økt med ca. 30 % fra 2001 til 2014 (Larsen 2014). 1,5 % av all kommunal energibruk går til pumping av drikkevann (Larsen 2011). Det tilsvarer over 140 GWh årlig (Figur 1-1). Grunnen til det høye energiforbruket er krav til tilfredsstillende trykk i ledninger, store mengder lekkasje og at krevende topografi fører til mye pumping. Det finnes over 2400 pumpestasjoner i Norge (Statistisk Sentralbyrå 2015b). Størsteparten av disse er gamle og det antas at mange av disse driftes med lav virkningsgrad.

Også i våre naboland er vannrensing og vanddistribusjon store energiforbrukere. Ifølge Balmer (2014) var energiforbruket i svensk VA-sektor på 1286 GWh og av disse var nærmere 130 GWh direkte koblet til pumping av drikkevann.



Figur 1-1: Energiforbruk [MWh] i VA-sektoren på landsbasis (Larsen 2014)

Som følge av ny klimapolitikk er det et økende fokus på energieffektivitet. For å minke energibruken, blant annet ved pumper, har Europa-Parlamentet og Rådet for Den Europeiske Union vedtatt det såkalte EUP-direktivet (Energy-Using Products). Målet med dette er å få bort de elektriske artiklene med dårligst virkningsgrad, gjøre brukere mer bevisst på valg av ny teknikk og å drive frem ny teknologi (EU 2009).

Lovverk som «Lov om offentlig anskaffelse» sier det skal tas hensyn til livstidskostnader, universellutforming og miljømessige konsekvenser ved offentlige anskaffelser (Enander et al. 2014). Dette gir rom for økt fokus på energieffektivitet ved nye anlegg. Energibruk ved en pumpe står for omtrent 64 % av livstidskostnadene. Økning av virkningsgrad kan gi store miljøgevinster og bør derfor veie tungt ved anskaffelser (Bloch & Budris 2010).

I Hovedplan vannforsyning 2015-2030 er et av hovedmålene at det skal spares 5 % energi tilknyttet vannforsyningen i Oslo. Dette skal blant annet gjøres ved energifangst i drikkevannsnettet, optimalisering av drift av høydebassenger og ha energieffektivitet i fokus ved nyanskaffelser (Oslo kommune 2015).

Vann- og avløpsetaten (VAV) forsyner omtrent 650 000 mennesker i Oslo med drikkevann. Den gunstige topografiske situasjonen gjør at mesteparten av vannet kan leveres ved selvføllprinsipp, men det er fortsatt store vannmengder som skal sideforskyves i nettet og som må tilføres nødvendig trykk. Hos VAV er det forsyningssikkerhet, nok trykk, små trykkendringer og godt vann som er kriteriene som prioriteres først ved vannforsyningen. Sammen med variabelt forbruk av vann over døgnet gjør det at det er vanskelig å dimensjonere og drifte pumpene optimalt.

Vandistribusjon med gamle eller feildimensjonerte pumper kan være «energisluk». God oversikt over den generelle energibruken ved hver pumpestasjon, samt inngående kunnskap om pumpenes oppførsel etter at den er tatt i bruk, vil kunne gi store energibesparelser.

I denne oppgaven ønskes det å vise at øking av energieffektivitet ved eksisterende pumpestasjoner kan gi et betydelig bidrag mot å senke energiforbruket i Oslo kommune. Det kan være til stor nytte på veien for å nå målet om 5 % strømsparing i en by med voksende etterspørsel etter rent vann med nok trykk.



## 2 Målsetning

Her vil oppgavens problemstilling og mål bli presentert. Det vil også bli gitt en kort beskrivelse av oppgavens oppbygning.

### 2.1 Problemstilling

«Kan tiltak som er tatt på bakgrunn av analyse av loggført data brukes til å øke energieffektivitet ved vannpumpestasjoner i Oslo kommune?»

#### 2.1.1 Oppgavens målsetning

Oppgaven har som hovedmålsetning å bruke data loggført av Oslo kommune til å se om det kan fattes tiltak for å senke energibruken ved pumpestasjonene. Det ønskes å vise at energieffektiv drift ikke trenger å gå på bekostning av forsyningsikkerheten ved pumpestasjonene.

#### *Delmål for oppgaven*

Ved overordnet analyse ønskes det å bestemme energieffektiviteten ved pumpestasjonene i Oslo kommune. Det ønskes å se om den overordnede analysen stemmer med eksisterende verdier. Ved grundigere analyse av enkelte stasjoner ønskes det å finne tiltak som kan forbedre energieffektiviteten ved stasjonene. Dette gjøres ved å analysere pumpenes driftspunkt i 2015 og bestemme virkningsgraden til pumpene.

### 2.2 Metode

For å besvare problemstillingen er det hentet ut loggført data. Store mengder data er gjennomgått og systematisert for å finne gode metoder for å analysere informasjonen på. Det er gjort en overordnet energibetraktning av pumpestasjonene. Det er også gjort grundigere analyse av data til utvalgte pumpestasjoner. Det er foreslått at pumpestasjonenes frekvensområde økes og at kunnskap om hvilke pumper som kjører best brukes for å øke energieffektiviteten ved pumpestasjonene. Beregninger er gjort for å finne mulig energibesparelse.

#### 2.2.1 Oppgavens oppbygning

Oppgaven er delt inn i fire deler

#### *Del 1: Introduksjon*

Her presenteres bakgrunn og motivasjon for oppgaven, samt problemstilling og struktur.

## ***Del 2: Teori***

I denne oppgaven er teorien nokså omfattende. Først presenteres bakgrunnsteori og en kort introduksjon til vanddistribusjonsnett. Hydrauliske prinsipper er tatt med for å beskrive systemet pumpe-stasjonen virker i. Deretter kommer et kapittel med relevant teori om motor, frekvensomformer og PLS-system, da dette er nødvendig for å få et godt bilde av virkemåten til en pumpe-stasjon. Til slutt vil det bli presentert pumpe-teori. Pumpe-teorien inneholder teori om pumpe-karakteristikk, virkningsgrad, affinitetslovene og sammenkobling av pumper.

## ***Del 3: Metode og resultater***

Metode innledes med beskrivelse av analyseområdet, utførelse av innhenting av data og formler som beregningene er basert på.

I resultatene følger en overordnet energibetraktning av pumpe-stasjonene i Oslo kommune. Det vil deretter utføres en analyse av energieffektiviteten ved utvalgte pumpe-stasjoner. Så vil en sammenstilling av viktige resultater presenteres.

## ***Del 4: Diskusjon og konklusjon***

I diskusjonen vil det redegjøres for oppgavens rammer og begrensninger, og hvordan disse påvirker resultatet i oppgaven. Det vil også bli nevnt forslag til videre arbeid innenfor oppgavens tema. Tilslutt vil det bli presentert en konklusjon.

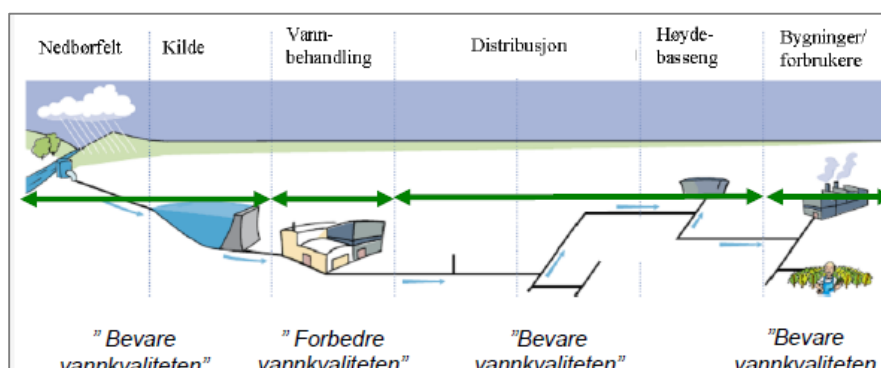
## Del 2- Teori

### 3 Bakgrunnsteori

Første del av teorien vil ta for seg viktige prinsipper innen vandistribusjon, grunnleggende fysikk, energi, VA-hydraulikk og strømninger. Dette er prinsipper som er brukt som bakgrunn for siste del av teorien. Andre del av bakgrunnsteorien inneholder prinsipper som har vært behov for å forstå pumpestasjonenes egenskaper. En pumpestasjon inneholder mange forskjellige eklektiske komponenter. Prinsipper bak elektromotorer, frekvensomformere, PLS-systemer og enkelte måleprinsipper vil gjennomgå i dette kapittelet.

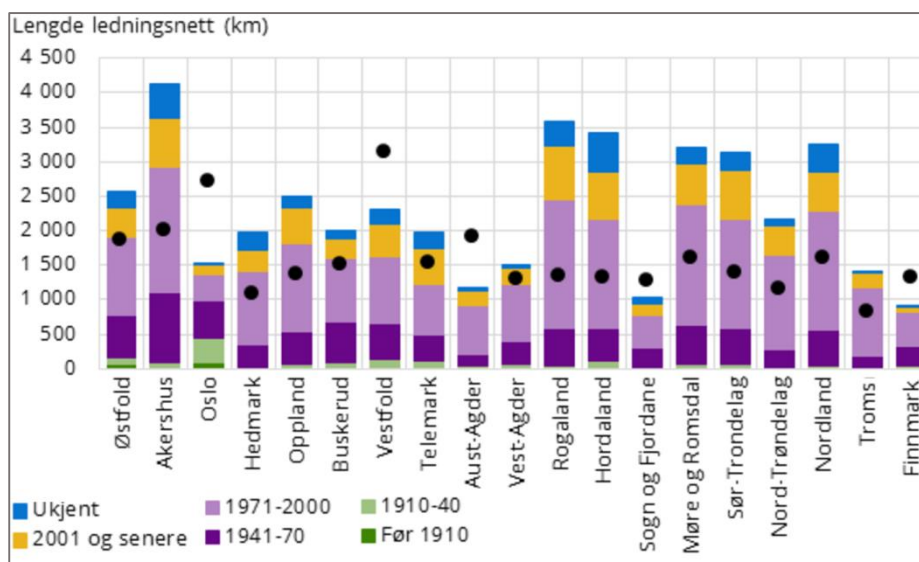
#### 3.1 Drikkevannssystemer og distribusjonsnett

Et drikkevannssystem består av råvannsinntak, renseanlegg, overføringsledninger, distribusjonsnett og private stikkledninger.



Figur 3-1: Drikkevannsystemets oppbygning (Hem 2015)

Store deler av det norske vann- og avløpssystemer har dårlig standard med mye korrosjon, avsetninger og lekkasjer. Fagmiljøet innen VA er forholdsvis ungt i Norge. De første som gikk ut med VA-spesialisering fra NTH var i 1967. Dette kan være grunnen til at det er store utfordringer med både vandistribusjon og spillvannstransport. Over 30 % av ledningsnett i Norge ble lagt før denne utdannelsen ble opprettet (Ødegaard 1997). Gjennomsnittlig alder på rør med kjent alder er 33 år (Statistisk Sentralbyrå 2016a). Alder på ledninger er ikke egnet som det eneste kriteriet for å fastsette behovet for fornyelse. Vannkvalitet til sluttforbruker, utgifter med tanke på drift og vedlikehold og pumpeutgifter bør tas med i betraktning ved fornyelse (Røstum et al. 2013). Bedre Vann (2014) oppgir at fornyelsestakten i 2014 var på 0,73 % og antar et nasjonalt behov på 1,2 %. Det gir total fornyelse i løpet av 83 år.



**Figur 3-2: Lengde på drikkevannsnett for forskjellige perioder sortert etter fylke (Statistisk Sentralbyrå 2016b)**

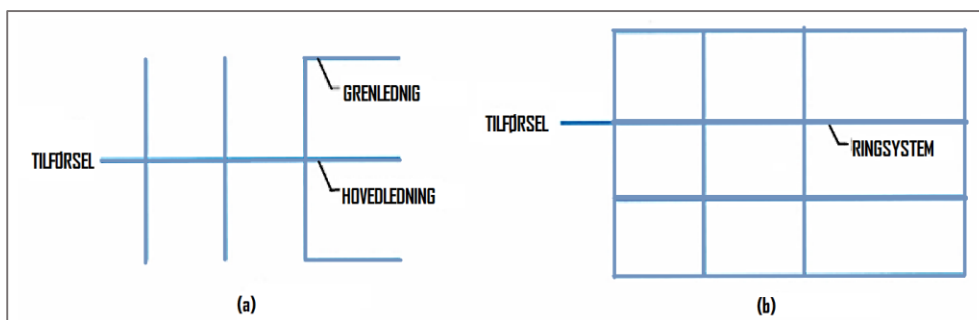
Distribusjonsnettet (DN) kan bestå av ledninger, høydebasseng, ulike typer ventiler, vannmålere, trykkmålere, trykkreduksjon og trykkøkning ved pumper. Teorien vil inneholde en kort gjennomgang av dette, men i denne oppgaven vil hovedfokuset ligge på pumpene i vanddistribusjonsnettet til Oslo kommune.

Vannforsyningssystemet skal kunne levere vann som oppfyller kravene i Drikkevannsforskriften. Vannet som når forbruker skal være hygienisk betryggede, klart og uten fremtredende lukt, smak eller farge (Folkehelseinstituttet 2004).

Det anslås at vann og avløpsnettet i Norge består av ca. 48 000 km drikkevannsrør og 40 000 km avløpsrør, med estimert verdi av 300 milliarder kroner (Oddevald & Hansen 2004). Stikkledninger står for ca. 42 milliarder kroner (Finsrud 2003) og utgjør hele 90 000 km (RIF 2015). Stikkledningenes lengde og kvalitet er av stor betydning for sluttproduktet som forbruker mottar. Prosentvis fordeling av nedlagt rørmaterialer per 2015 var 38 % PVC, 31 % jern/stål, 22 % PE og 5 % asbestsement (RIF 2015).

### 3.1.1 Oppbygning og enheter i et distribusjonsnett

Et distribusjonsnett kan bygges som gren- eller ringsystemer (Figur 3-3). I de fleste tilfeller vil det være gunstig å bygge ringsystemer. En stor fordel med ringsystemer er at det har høyere sikkerhet med minst tosidig forsyning. Ringsystemet gir også hyppigere utskiftning av vannet i ledningene og jevnere trykkforhold. Grunnen til at det likevel bygges grensystemer er at det i noen situasjoner ikke er økonomisk forsvarlig, eller at risikoen ved ledningsbrudd er ansett som lav.



Figur 3-3: Gren- og ringsystem (Ødegaard et al. 2014)

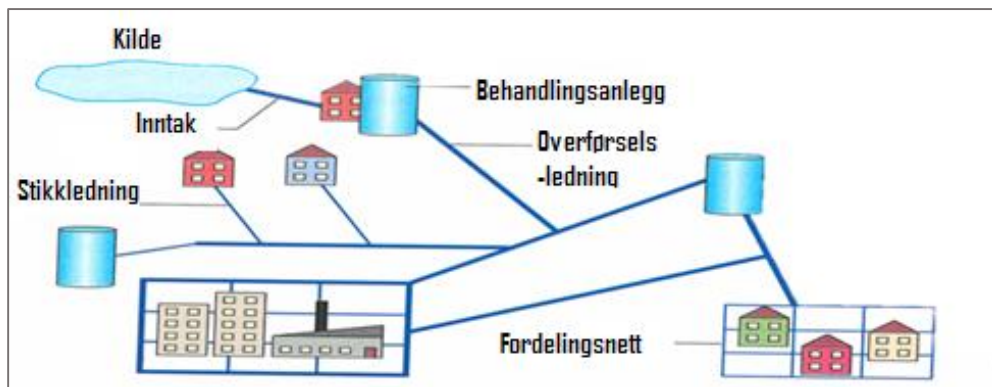
### **Trykksoner**

Distribusjonssystemer er ofte delt opp i forskjellige trykksoner. Da deles ledningsnettverket opp i soner. Inngangen til hver sone kan reguleres av høydebasseng, trykkreduksjonsventiler eller pumpestasjoner. I Oslo er det hele 53 trykksoner (Aulie 2016). Grunnen til at det er så mange soner er at systemet skal forsyne store områder med ulik topografi med vann, og at trykk i systemet skal være tilstrekkelig. Det er vanlig med trykk mellom 20-80 mVS (Ødegaard et al. 2014). Oslo kommune har noen steder høyere trykk og krever at forbruker selv installerer trykkreduksjonsventil på inntaket.

Høyeste trykk er satt for å minske belastning på rør, bend og skjøter, samt husinstallasjoner som vaskemaskiner. Minimalt trykk på 20 mVS er for at det skal være tilstrekkelig trykk selv ved ekstreme tappesituasjoner som lekkasjer og uttak brannvann. Trykk utenfor dette området bør undersøkes og begrunnes nøye. Ved å senke forsyningstrykket én meter kan energiforbruket reduseres med 1,3 % eller 4,6 W/ m<sup>3</sup>(Bartelt 2010).

### **Høydebassenger**

I et distribusjonsnett har høydebasseng flere funksjoner (Figur 3-4). Det kan brukes til trykkreduksjon, trykkutjevning, forsyningssikkerhet og utjevning av forbruket. Bassengene kan fylles ved lite forbruk og tømmes ved forbrukstopper og de kan inneholde volum til brannvann. Det gjør at dimensjonene ved ledningene og pumpene i sonen kan være mindre. Høydebasseng kan være gjennomstrømnings, motstrøms, tyngdepunkt- eller sidebasseng. Oslo kommune har også noen basseng i fjelltunneler. Gjennomstrømningsbasseng gir god sikkerhet ved pumpestans. Det er viktig med tilbakeslagsventiler, de reduserer faren for trykkstøt på nettet.



Figur 3-4: Forenklet distribusjonsnett med høydebasseng (Ødegaard et al. 2014)

### **Trykkreduksjonsventiler**

Trykkreduksjonsventiler brukes for å redusere trykket ved overføring av vann fra en overliggende trykksone til en lavereliggende sone. Mekaniske ventiler kan fjerne energi fra vannet ved vibrasjon, varme og støy (Ødegaard et al. 2014). Oslo kommune har også trykkreduksjonsventiler som kan hente ut elektriske energi ved bruk av turbiner (Berger 2015).

### **Pumpestasjoner**

Pumpestasjoner kan brukes for å øke trykket eller kapasiteten i et distribusjonsnett. De brukes ofte for å fylle høydebassenger og for å øke trykket inn i en høyereliggende trykksone. Pumpene er med å sikre nok trykk selv i situasjoner med høyt forbruk. Det brukes mye energi på pumping av vann både i overføringssystem og i distribusjonssystemer.

### **Lekkasjer**

Det er antatt at lekkasje på drikkevannsledninger i Norge er 32 % (Statistisk Sentralbyrå 2015b). Tallene kan svinge noe fra undersøkelse til undersøkelse da definisjonen på lekkasje eller vanntap kan variere. I tillegg til at det er store utgifter forbundet med å rense dette lekkasjevolumet, er det også fordyrende med tanke på dimensjonering av rør og pumping. Lekkasjer som kommer av ledningsbrudd blir ofte funnet fort da det gjelder store volum, men hovedvannledninger er ofte lokalisert til sentrumsområder og hovedveier. Dette gjør at mange ledningsbrudd medfører store konsekvenser. Det er ikke uvanlig med utbedringskostnader på rundt kr. 100.000,- pr. ledningsbrudd (Oddevald & Hansen 2004).

Det kan antas at største del av lekkasjene i norsk drikkevannsforsyning skjer ved distribusjon, men det er også store vanntap skjer i private stikkledninger. VAV regner med 17 % av vannforbruket i byen er lekkasjer på private stikkledninger. Det tilsvarer at hver andre liter med lekkasje i Oslo skjer på private stikkledninger (Oslo kommune 2014). Et gjennomsnitt

vanddistribusjonsrør i Norge er lagt i 1980 og har estimert lekkasje på 0,175 l/s per kilometer (Statistisk Sentralbyrå 2015b). Land som Sverige og Danmark har betydelig lavere lekkasjeprosent.

## 3.2 Grunnleggende fysikk

For å forstå prinsippene som presenteres i oppgaven er det viktig å definere hvilke teorier som legges til grunne. Dette kapittelet inneholder teori om grunnleggende fysikk som kraft, arbeid og effekt. Teori og formler er hentet fra Tipler og Mosca (2008).

### 3.2.1 Kraft

Kraft er en utvendig påvirkning på et legeme som kan forårsake en akselerasjon. En kraft er vektoriell enhet og har både størrelse og retning. Kraft oppgis som ( $F$ ) med enheten newton [N]. Newtons tre lover:

- Newtons første lov sier at en gjenstand forblir i ro eller beveger seg med konstant fart dersom summen av alle krefter på legemet er null.
- Newtons andre lov sier at summen av kreftene som virker på et legeme er et produkt av legemets masse og akselerasjon.
- Newtons tredje lov sier at når et legeme virker på et annet, virker det andre legemet med samme kraft, men motsatt rettet, på det første.

$$\vec{F} = m * \vec{a}$$

(3-1)

Hvor:

$\vec{F}$  = kraft [N]

$m$  = masse [kg]

$\vec{a}$  = akselerasjon [ $m/s^2$ ]

### 3.2.2 Arbeid

Forenklet kan arbeid defineres som kraft multiplisert med strekning, hvor både kraftens og forflytningens retning er av betydning. Arbeid oppgis som ( $W$ ) og enheten er joule [J]. Formel (3-2) er vektoriell, det vil si at den tar hensyn til retningsforskjell. Det kan også benyttes  $\cos\beta$ , hvor  $\beta$  er vinkelen mellom  $F$  og  $dl$ .

$$W = \int \vec{F} \cdot d\vec{l} = F \cos \beta \, dl$$

(3-2)

Hvor:

$W$  = arbeid [J]

$\vec{F}$  = kraft [N]

$d\vec{l}$  = strekning [m]

$\beta$  = vinkelen mellom  $F$  og  $dl$ .

### 3.2.3 Effekt

Definisjonen på «arbeid» sier ingenting om hvor lenge kraften virket, og dermed ikke om det var en stor kraft over kort tid eller en liten kraft over lengre tid. Intensiteten kraften blir utføres på kalles effekt. Den oppgis som (P) og i enheten watt [W].

$$P = \frac{dW}{dt} = \vec{F} \cdot \vec{v}$$

**(3-3)**

Hvor:

P = effekt [W]

dW = utført arbeid [J]

dt = tiden arbeidet utføres på [s]

$\vec{F}$  = kraft [N]

$\vec{v}$  = farten endingen skjer ved [m/s]

### 3.2.4 Energi

Definisjonen på energi er «den evnen et fysisk system har til å utføre et arbeid». Energi kan ikke skapes eller forsvinne, men kan endre form. I denne oppgaven vil det være aktuelt å se på følgende energiformer: bevegelsesenergi, elektrisk energi, trykkenergi, stillingsenergi og energitap i form av lyd, vibrasjon og varme.

#### ***Mekanisk energi***

I mekanikken er det to hovedformer for energi: Kinetiskenergi, som et legeme har på grunn av sin fart (3-4). Potensiellenergi, som er den energien et legeme har fordi ytre krefter virker på det (3-5). Det finnes også andre former for energi, som kjemisk-, termisk- og elektriskenergi. Kjemisk energi blir ikke omtalt i denne oppgaven, da det ikke er direkte relevant for resultatene i oppgaven.

$$K = \frac{1}{2}mv^2$$

**(3-4)**

Hvor:

K = Kinetisk energi [J]

$m$  = masse [kg]

$v$  = farten endingen skjer ved [m/s]

$$U = -W = - \int \vec{F} \cdot d\vec{l}$$

**(3-5)**

Hvor:



$U$  = potensiell energi [J]

$W$  = arbeid [J]

$\vec{F}$  = kraft [N]

$d\vec{l}$  = strekning [m]

### ***Termisk energi***

Termodynamikk er sammenhengen mellom energi, varme og arbeid. I mekanikken kan det være friksjon som skaper varme. Varme vil alltid bevege seg fra et varmt system til et kaldere system, og er underlagt termodynamikkens lover:

1. Energi kan aldri oppstå eller gå til grunne, men bare skifte fra en form til en annen. Arbeid utført på + tilført varme = endring av systemets energi. For et lukket system betyr dette at energi bare kan fjernes eller tilføres med varme eller arbeid (Franzini et al. 1997).
2. Ved alle prosesser som ikke er reversible vil det skje en økt uorden i systemet. Entropien (graden av uorden) øker. Det fører til at noe energi omgjøres til varme, og er utilgjengelig for på ny å utføre arbeid.(Olsen 2015)

### **3.2.5 Elektrisk energi**

Elektrisk energi skyldes at det utføres et arbeid på elektriske ladninger. Elektrisk forbruk oppgis i kilowatt-timer [kWh]. To hovedmål på elektrisk energi er strøm og spenning. Disse kan ses i sammenheng med hydraulisk/mekanisk energi.

#### ***Strøm (I)***

Strøm kan ses på som hastigheten og mengden (kinetisk energi) av elektroner som beveges, analogt med volumstrømmen til en væske. Strømmen av elektroner gjennom lederen kalles strøm. Det oppgis som  $I$  og måles i ampere [A]. Mengden av strøm i en elektrisk krets kommer an på levert spenning og motstanden i kretsen. Strøm kan leveres i enfaset- eller trefasesystemer.

Det finnes to hovedsystemer for forsyning av elektrisitet: Likestrøm, hvor elektron strømmen flyter med tilnærmet konstant styrke i en retning. Det betegnes som DC systemer (Eng: Direct Current). Vekselstrøm er et elektrisk system der strømmen skifter retning vekselvis, men det går fortsatt like mye strøm i begge retningen av lederen (Sandstad 2009). Dette kalles AC (Eng: Alternating Current).

### **Spenning (U)**

Spenning driver elektroner gjennom et elektrisk system, og kan sammenlignes med trykkhøyde som driver væske gjennom et hydraulisk system. Spenning oppgis som U og måles i volt [V].

### **Resistans (R) og Ohms lov**

Resistans R er den motstanden elektronene møter på vei gjennom den elektriske kretsen. Den har måleenheten ohm [ $\Omega$ ]. Den kan sammenlignes med vannets hydrauliske motstand på vei gjennom et vannrør. Friksjonen kan forestille motstand i lederen og singulærtap som ventiler kan forestille elektriske apparater (Tipler & Mosca 2008).

Ohms lov definerer forholdet i en elektrisk krets mellom spenning, strøm og resistans (3-6)

$$R = \frac{U}{I} \quad I = \frac{U}{R} \quad U = I \times R$$

**(3-6) (U.S. Department of Energy 1992)**

Hvor:

$R$  = resistans

$U$  = spenning

$I$  = strøm

### **3.2.6 Effekt**

Effektforbruket er viktig ved pumpesystemer. For en vanlig AC pumpe, kan effektforbruket finnes ved å måle spenning og strømforbruket til pumpemotoren, samt multiplisere med effektfaktoren  $\phi$  som kan leses av på motorplaten. For singelfasemotor brukes formel (3-7).

For en trefasemotor, for eksempel 3X400 V brukes formel (3-8).

$$P_1 = U * I * \cos \phi$$

**(3-7)**

$$P_1 = \sqrt{3} * U * I * \cos \phi$$

**(3-8) (Grundfos Industry 2004)**

Hvor:

$P_1$  = effektforbruket [W]

$U$  = spenning [V]

$I$  = strøm [A]

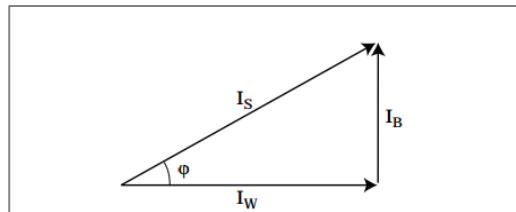
$\cos \phi$  = effektfaktoren [%]

### **3.2.7 Effektfaktor**

Et elektrisk system har også en virkningsgrad. Virkningsgraden måles i effektfaktoren  $\cos \phi$ .

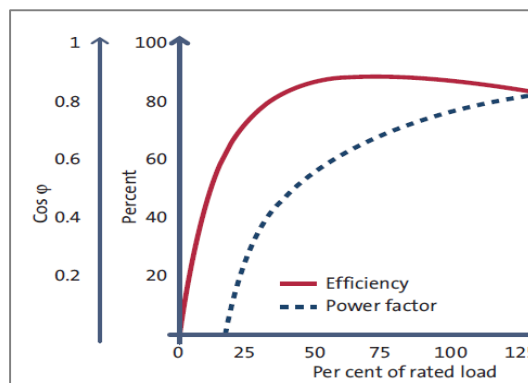
Den nominelle strømmen som motoren mottar kan deles inn i aktiv og reaktiv strøm.  $\cos \phi$  angir i prosent den aktive strømdelen ved nominell drift. Den reaktive delen brukes for å

oppretholde magnetfeltet i motoren. Når magnetfeltet fjernes vil denne strømmen tilbakeføres til nettet (Danfoss 1998). Forholdet mellom den aktive og den reaktive delen er geometrisk (Figur 3-5). Det betales kun for den aktive effekten (Finsrud 2013b).



**Figur 3-5: Forholdet mellom aktiv ( $I_s$ ), reaktiv ( $I_b$ ) og nominell strøm ( $I_w$ ) (Grundfos Industry 2004)**

Motoren er merket med en nominell effektfaktor, men den er ikke konstant. Den vil variere med motorbelastningen (Figur 3-6).



**Figur 3-6: Effektfaktor og virkningsgrad mot belastning (Grundfos Industry 2004)**

### 3.3 VA-hydraulikk

Denne delen av teorien inneholder sentrale begreper og formler innen praktisk VA-teknikk. Det inkluderer energibevaring, kontinuitetsprinsippet, energitap i rørstrømning og kraftbalanse. Teorien er nyttig for å forstå pumpens virkemåte både isolert og i et distribusjonsnett.

#### 3.3.1 Volumstrømning

Volumstrømning er mengden væske som passerer gjennom pumpen i et gitt tidsrom. I denne oppgaven vil den vanligvis nevnes som  $[Q]$  og oppgis som liter per sekund  $[l/s]$ , men det er også vanlig i norske systemer å oppgi i kubikkmeter vann per time  $[m^3/t]$ . Ved noen pumper er det oppgitt i  $[kg/s]$ , altså massestrømning.

#### 3.3.2 Trykk

Trykk er definert som krefter som virker normalt på et legeme per areal enhet. SI enheten for trykk er pascal  $[Pa]$ . Andre enheter for trykk er presentert i Tabell 3-1.

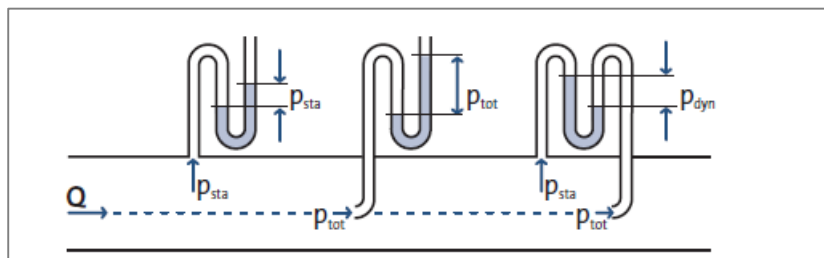
Vanligvis skilles det mellom absolutt trykk, målt trykk og vakuump trykk. Absolutt trykk er alle trykkreftene over vakuump (0atm), mens målt trykk, også kalt «gauge» trykk, viser kun til trykket over eller under atmosfærisk trykk (1atm). Et måleinstrument med «gauge» trykk vil vise 0 bar ved atmosfærisk trykk og negativt tall ved vakuump. Dette er viktig å holde orden på. I VA-bransjen er det vanlig å oppgi trykk i enten bar eller mVS.

**Tabell 3-1: Trykkenheter. «At» er teknisk atmosfærisk trykk, «atm» er reelt atmosfærisk trykk (Grundfos Industry 2004)**

	<b>Pa</b>	<b>bar</b>	<b>atm</b>	<b>At</b>	<b>torr/</b>	<b>mVS</b>
<b>1 Pa</b>	1 N/m <sup>2</sup>	10 <sup>-5</sup>	9,869×10 <sup>-6</sup>	1,0197×10 <sup>-5</sup>	7,5006×10 <sup>-3</sup>	1,019×10 <sup>-4</sup>
<b>1 bar</b>	10 <sup>5</sup>	1	0,98692	1,0197	750,06	10,197
<b>1 at</b>	0,9806 ×10 <sup>5</sup>	0,980665	0,96784	≡ 1 kp/cm <sup>2</sup>	735,56	10,332
<b>1 atm</b>	1,0132 ×10 <sup>5</sup>	1,01325	1	1,0332	760	10,0
<b>1 Torr</b>	133,322	1,332×10 <sup>-3</sup>	1,315×10 <sup>-3</sup>	1,3595×10 <sup>-3</sup>	≈ 1 mmHg	0,0135
<b>1 mVS</b>	0,9806×10 <sup>4</sup>	0,0980665	0,096784	0,1	73,6	1

Trykk kan deles opp i statisk og dynamisk trykk. Statisk trykk kan måles perpendikulært på strømmingen og dynamisk trykk kan måles med pitotrør og vertikal måling (Figur 3-7).

Dynamisk trykk har ofte lite å si, da hastighetene ofte er lave i VA-systemer. For eksempel utgjør 1 m/s en hastighetshøyde på ca. 5 cmVS. Hastighetshøyden øker eksponentielt med fartsøkning og ved 2 m/s er den 20 cm (Finsrud 2013a).



**Figur 3-7: Måling av statisk trykk, dynamisk trykk og totalt trykk ved strømming (Grundfos Industry 2004)**

Vann med fritt vannspeil har ved overflaten atmosfærisk trykk, men dersom et legeme senkes ned i vannet vil det oppstå et hydrostatisk trykk fra væsken på legemet som er proporsjonalt med dybden.

$$p = H * \rho * g \text{ eller } H = \frac{p}{\rho * g} [m]$$

**(3-9) (Ødegaard et al. 2014)**

Hvor:

$p$  = væsketrykket [kg/m<sup>3</sup>]

$H$  = dybden under vannspeilet [m]

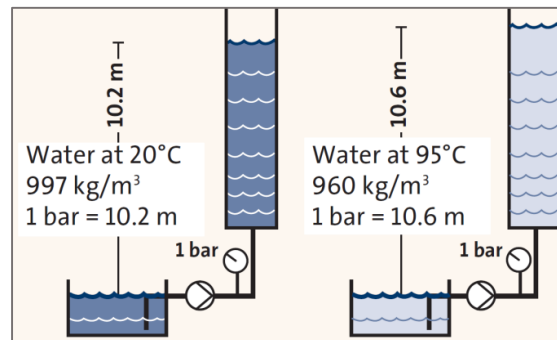
$\rho$  = tettheten til vann [ $\text{kg/m}^3$ ]

$g$  = gravitasjonskonstanten [ $\text{m/s}^2$ ]

Enheden [mVS] påvirkes av tettheten til vannet og vil variere med temperaturen til vannet.

Ved 1 bars trykk vil trykkehøyden være 10,2 m for 20 °C vann og 10,6 m ved 95 °C vann

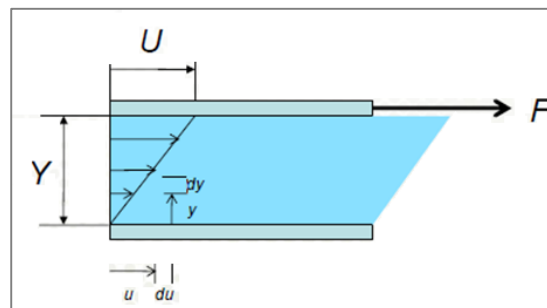
(Grundfos Industry 2004).



Figur 3-8: Meter vannsøyle til vann ved forskjellig temperatur (Grundfos Industry 2004)

### 3.3.3 Viskositet og spesifikk vekt

Viskositet er et uttrykk for væskens motstand mot bevegelse eller deformasjon. Det kan uttrykkes ved skjærspenningen  $\tau$ , som oppstår mellom to plater som er skilt av en væske (Figur 3-9).



Figur 3-9: Skjærspenningen som oppstår når to plater skilles av en væske (Engan 2014b)

Kinematisk viskositet kan finnes ved å dividere absolutt viskositet med tettheten til væsken.

Det er vanlig å bruke  $10^{-6}$  ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) for vann, når temperatur ikke er oppgitt. Ved økning av temperatur minker viskositeten og væsken blir mindre «seig».

Tabell 3-2: KINEMATISK VISKOSITET i forhold til vanntemperatur (Finsrud 2013a)

Vanntemperatur ° C	Kinematisk viskositet [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
1	$1,7321 * 10^{-6}$
5	$1,5188 * 10^{-6}$
10	$1,3107 * 10^{-6}$
15	$1,1457 * 10^{-6}$
20	$1,0105 * 10^{-6}$

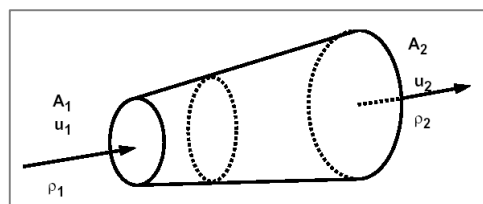
For væsker med høyere viskositet enn vann vil det ved pumping være større tap av høyde og volumstrøm. Effektivitetspunktet til pumpa vil flyttes mot venstre og effektbehovet vil skifte opp parallelt med vann (Sulzer Pumps 2010). Det bør tas hensyn til ved pumping av ikke-homogene væsker, altså blanding av gass og væske (Grundfos Industry 2004).

### 3.3.4 Rørstrømning

Ved rørstrømning i vanddistribusjon skal det være overtrykk. Dette gir fulle rørtverrsnitt. Det er stasjonær og uniform rørstrømning ved konstant volumstrøm gjennom et rør med fast tverrsnitt. Ved forandring i tverrsnittet, som innsnevring eller utvidelser er det ikke-uniform strømning. Dersom volumstrømningen øker eller minker, som er vanlig i VA-teknikk hvor forbruket kan svinge, er det ikke-stasjonær strømning (Olsen 2015). Når praktiske strømningsproblemer skal løses, gjøres det en forenkling og systemet ses på som et stasjonært fenomen (Engan 2014a).

#### *Kontinuitetsprinsippet*

Som nevnt tidligere, kan ikke masse gå tapt. Kontinuitetsprinsippet sier at en gitt vannmengde inn i et rør, må tilsvare vannmengden ut av røret, dersom lekkasjer og lagring av vann i røret ikke medregnes (Figur 3-10). Vannet betraktes også som inkompressibelt (3-10).



Figur 3-10: Kontinuitetsprinsippet ved rørstrømning (Engan 2014d)

$$Q = U_{m1}A_1 = U_{m2}A_2 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

(3-10) (Nourbakhsh et al. 2007)

Hvor:

$Q$  = volumtransporten [ $\text{m}^3\text{/s}$ ]

$A$  = rørets tverrsnitts areal [ $\text{m}^2$ ]

$U$  = middelhastigheten over tverrsnittet [ $\text{m/s}$ ]

#### *Laminær og turbulent strømning*

Ved teoretisk hydraulikk skilles det mellom laminær og turbulent strømning. Væskens viskositet, strømningshastighet og rørets strømningsstverrsnitt har betydning for hvilken strømningsstype som utvikles (Finsrud 2013a). For å bestemme hvilken type strømmingen er, brukes Reynoldstall (3-11).

$$Re = \frac{DV}{\nu}$$

**(3-11) (Nourbakhsh et al. 2007)**

Hvor:

$Re$  = Reynoldstallet

$D$  = Indre rørdiameter [m]

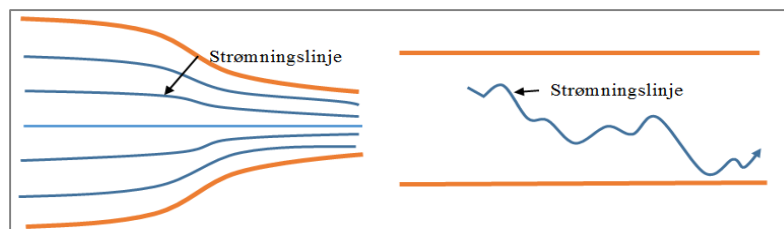
$\nu$  = kinematisk viskositet [ $m^2/s$ ]

$V$  = vannhastigheten [m/s]

Det er vanlig å definere rørstrømninger med  $Re$  lavere enn 2000 som laminære (Nourbakhsh et al. 2007). Laminære strømninger er ofte tilfelle ved sakte strømming av høyviskøse væsker som olje. En gitt partikkel i strømmen vil følge en definert bane. Dette skjer oftest i fysiske modeller eller ved svært små dimensjoner, og lave hastigheter. For at et vanddistribusjonsrør skulle hatt laminær strømming, måtte det ved 1m/s hatt indre diameter på under 2 mm (Engan 2014d).

Ved  $Re$  mellom 2000 og 4000 kan strømmingen opptre i begge former, dette kalles overgangsområdet (Nourbakhsh et al. 2007).

Strømming med  $Re > 4000$  regnes som turbulent. Det oppstår ved høyere hastigheter eller ved lav viskøse fluider som gasser. Da opptrer strømmingen mer vilkårlig og er sterkt preget av virvler. I praktisk VA-hydraulikk er det vanlig å regne alle rørstrømninger som turbulente. (Nourbakhsh et al. 2007).



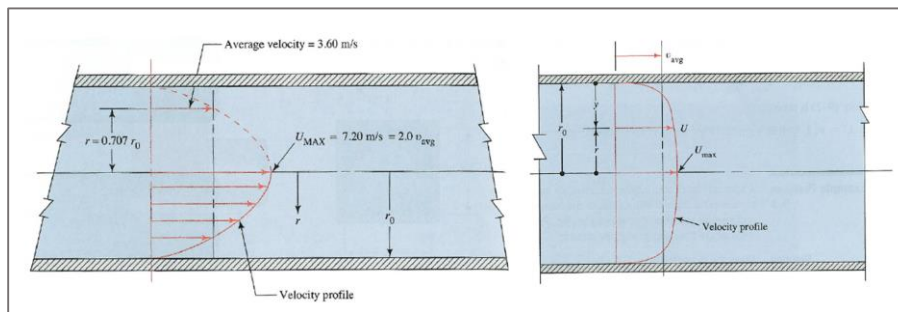
**Figur 3-11: Laminær strømming og turbulent strømming, modifisert fra Franzini et al. (1997)**

### ***Hastighetsprofil***

Hastighetsprofil er hvordan den aksielle hastigheten fordeler seg over rørtverrsnittet, og hvordan mediet beveger seg i forhold til den aksielle retningen i hvert punkt i rørtverrsnittet (Omarhaug 2015). Teoretisk oppgis det av måleleverandør at ved kritisk Reynoldstall vil hastighetsprofilen være fullt utviklet etter 116 rørdiameter (Omarhaug 2015). Utseende på hastighetsprofilen avhenger av strømmingshastigheten over et tverrsnitt.

Innerst langs rørveggen er det et område hvor skjærkreftene er dominerende og det forekommer null strømmingshastigheter. Dette området kalles grensesjiktet (Franzini et al.

1997). Ved laminære strømmer er det liten forstyrrelse av grensesjiktet. Da er hastighetsprofilen spissere og maksimalhastigheten mye høyere enn gjennomsnittshastigheten for tverrsnittet. Det er på grunn av at friksjonsmotstanden avtar inn mot midten av røret. Ved turbulent strømning vil partikler «trenge ned» i grensesjiktet, disse partiklene blir da bremsset. Dette gjør at hastighetsprofilen ved turbulente strømmer er mer utjevnet. Rørfriksjonen har da større påvirkning på strømmen, noe som gir større friksjonstap og høyere pumpekostander.



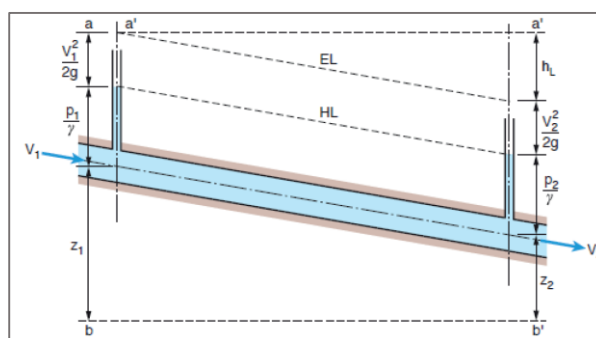
Figur 3-12: Fullt utviklet hastighetsprofil for laminær- og turbulentstrømning (Mott & Untener 2015)

### Rørruhet

Rørruhet kan i enkleste grad beskrives som forskjellen mellom små forhøyninger og groper i rørtverrsnittet som kan måles i et nytt rør (Hafskjold 2009). Beregninger av friksjonstap bruker rørruhet for å finne friksjonskoeffisienten, ved halvempiriske formler. Ruheten for nye rør er ofte oppgitt av rørprodusenter. Dette gir et dårlig bilde av den faktiske hydrauliske motstanden som opptrer i eksisterende ledningsnett. I praksis har ledningsutførelsen, bend, kummer, singulærtap, strupinger og ventiler mye å si for den hydrauliske motstanden. Alder har også stor betydning. Det kan være hensiktsmessig å benytte gjennomsnittlig ruhet for et kumstrek, også kalt opptredende ruhet, ved dimensjonering av pumper i eksisterende ledningsnett (Hafskjold 2009).

### Energibevaring og Bernoullis ligning

Loven om energibevaring sier at energi ikke går tapt, men endrer tilstand. De energiformene som er aktuelle for rørstrømning i praktisk VA-hydraulikk er forklart i Figur 3-13.



Figur 3-13: Energistrømning i rør og forskjellige energiformer (Lindholm et al. 2012)



Bernoullis ligning sier at energien i en strømning er konstant (Ødegaard et al. 2014). Raskere strømning gir lavere trykk og utvidelser i røret resulterer i høyere trykk.

Ved praktisk hydraulikk må alltid falltap medregnes. Det kan gjøres ved Bernoullis ligning med friksjonstap (3-12). Ligningen gjelder langs en strømlinje for en stasjonær, inkompressible, ikke-viskøs væske (Ødegaard et al. 2014). Ved akselerasjon i et system kan det brukes «tidsavhengig» Bernoulli (Engan 2014a).

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{tap}$$

**(3-12) (Ødegaard et al. 2014)**

Hvor:

$p$  = væsketrykket [kg/m<sup>3</sup>]

$z$  = stedshøyden [m]

$V$ = midler vannhastighet [m/s]

$\rho$  = tettheten til vann [kg/m<sup>3</sup>]

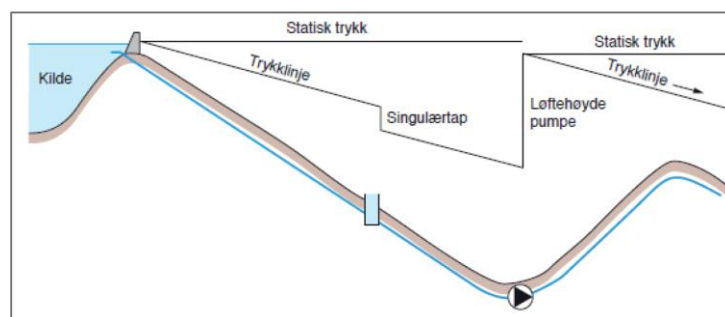
$\gamma$  = spesifikk vekt av vann [N/m<sup>3</sup>]

$h_{tap}$ = tapsledd [m]

Bernoulli kan ikke brukes ved beregninger inni selve turbomaskinene. Det er fordi den ikke tar hensyn til at strømlinjene ødelegges av den raske rotasjonen av impelleren (Çengel & Cimbala 2006).

**Energilinjer**

Bernoullis lov sier at energi i rørstrømninger kan opptre på forskjellig måter under ulike omstendigheter. Et eksempel på dette fra vandistribusjonen kan ses fra Figur 3-14. Den viser energilinjen til et ledningstrekk. Når pumpene står stille vil det statiske trykket ved pumpen tilsvare stillingstrykket til inntaket i kilden. Ved pumpestart vil det tapes energi ved friksjonstap i ledningstrekket og i singulærtap i ventilen. Ved pumpen tilføres energi til vannet og trykklinjen løftes. Hele hastighetshøyden tapes når vannet ledes inn i basseng eller områder med fritt vannspeil.



Figur 3-14: Energilinjer for et typisk VA-transportsystem (Lindholm et al. 2012)

## **Friksjonstap**

Friksjonstap oppstår mellom rørveggen og vannet som strømmer gjennom røret på grunn av skjærkrefter. Det oppstår også tap internt i væsken ved turbulens og viskøse motstander (Sulzer Pumps 2010). Friksjonstapet over et ledningstrekk kan beregnes ved hjelp av flere forskjellige ligninger. Darcy-Weisbach's ligning er mye brukt i Norge. Ved bruk av kontinuitetsprinsippet ( $v = Q/A$ ) fås friksjonstapet uttrykt ved volumstrøm (3-14).

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} [m]$$

**(3-13) (Mott & Untener 2015)**

$$h_f = f * \frac{L}{D^5} * \frac{8Q^2}{\pi^2 g} [m]$$

**(3-14) (Ødegaard et al. 2014)**

Hvor:

$h_f$  = friksjonstapet [m]

$f$  = friksjonskoeffisient

$Q$  = volumgjennomstrømning [ $m^3/s$ ]

$L$  = lengden av røret [m]

$D$  = indre rørdiameter [m]

$v$  = midlere vannhastighet [m]

Friksjonskoeffisienten kan beregnes på en rekke måter. Metodene er gjerne empiriske og avhenger av ruheten til systemet, samt av Reynoldstallet (3-15).

$$f = \frac{64}{Re}$$

**(3-15) (Mott & Untener 2015)**

Hvor:

$Re$  = Reynoldstallet

$f$  = friksjonskoeffisient

For turbulente strømning kan Colebrook-White-Prandtl brukes (3-16) (Nourbakhsh et al. 2007). Her er første ledd et uttrykk for viskositetstap og avhengig av Reynoldstall. Andre ledd er friksjonstapet. Ved tilfeller hvor Reynoldstallet er stort i forhold til relativ ruhet, kan det første leddet ses bort fra. Ved beregninger i regneark kan formel (3-17) brukes, da denne ikke krever iterasjon. Typiske verdier av overflateruhet er  $\epsilon = 0,25$  for støpejern,  $\epsilon = 0,046$  for stål og  $\epsilon = 0,0015$  for plast. Friksjon i plastrør er betydelig mindre enn i støpejernsrør (Olsson 2008). En grafisk framstilling av Colebrook-White formelen er kalt Moody diagram, og er mye brukt i VA. Det er et dobbelt logaritmisk diagram for friksjonsfaktoren  $f$ , som en funksjon av  $Re$  (Kvalheim 2014).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{2.51}{Re * \sqrt{f}} + \frac{\varepsilon / D}{3.71} \right)$$

**(3-16) (Çengel & Cimbala 2006)**

$$f = \left( -2 \log \left( 2.7 \frac{(\log Re)^{1.2}}{Re} + \frac{\varepsilon / D}{3.71} \right) \right)^{-2}$$

**(3-17) (Finsrud 2013a)**

Hvor:

$f$  = friksjonskoeffisient

$Re$  = Reynoldstallet

$D$  = Indre rørdiameter [m]

$\varepsilon$  = Absolutt ruhet [m]

### **Singulærtap**

Ved strømning over hindringer, brå utvidelser eller innsnevringer vil det skapes virvler. Disse turbulente sonene vil gi et energitap som benevnes som singulærtap. Singulærtapet er proporsjonalt med bevegelsesmengden i strømmingen (3-18). Singulærtapskoeffisienten  $K$  er geometriavhengig. Rørendringens geometri og hastighetshøyden over endringen avgjør størrelsen på tapet (Finsrud 2013a).

$$h_s = K \frac{V^2}{2g}$$

**(3-18) (Karassik et al. 2001)**

Hvor:

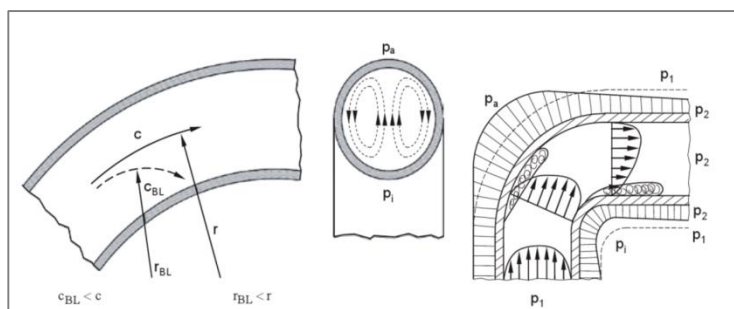
$h_s$  = singulærtapet [m]

$K$  = singulærtaps koeffisient

$V$  = vannhastigheten [m/s]

Koeffisienten kan ved spesialtilfeller, som 90 ° utvidelse av rør finnes analytisk. For vanlige geometriske former kan det slås opp i tabeller. Dersom det er andre hindringer kan koeffisienten bestemmes ved målinger i felt eller laboratoriet. Ved dimensjonering av ledningstrekk er det oftest slik at friksjonstapet er mye større en singulærtapet. Ved pumpestasjoner med mye bend og utstyr vil singulærtapet likevel bli stort (Ødegaard et al. 2014). I en pumpestasjon er det ofte begrenset med plass og mange krappe bend, noe som gir store singulærtap. Et 90° rørbend med liten vinkelradius har 3–10 ganger større tap enn et bend med større radius (Olsson 2008).

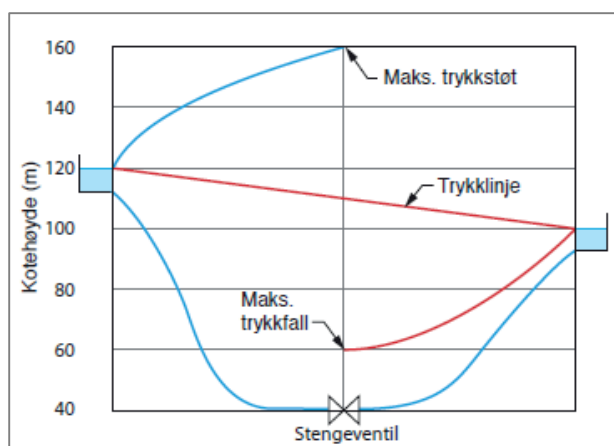
For å regne virkelig tap i et bend eller over en ventil må hastighetsprofilen tas med i betraktning. Figur 3-15 viser hvordan hastighetsprofilen manipuleres i etterkant av et bend. Da vil singulærtapet for eksempel ved en tilbakeslagsventil kunne økes kraftig (Frydenberg 2016).



Figur 3-15: Hastighetsprofilen til strømmingen gjennom et bend (Gulich 2014)

### Trykkstøt

Trykksvingninger oppstår ved alle vannhastighetsendringer i trykksatte systemer. Ved hurtig start eller stopp ved pumpestasjoner kan det forekomme trykkendringer som er høyere eller lavere enn systemet tåler. Dette kalles trykkstøt (Karassik et al. 2001). Det kan i verste fall føre til brudd på ledningen eller at ledningen klapper sammen. Trykkstøt oppstår ved rask reduksjon av vannhastigheter i ledninger. Vann som transporteres i rør representerer store krefter; en 1000 meter lang trykkledning med en innvendig diameter på 200 mm inneholder mer enn 30 tonn vann. Når vannstrømmen stoppes momentant, frigis kinetiske krefter i form av trykkrefter som må tas opp av rørveggen. (Lindholm et al. 2012). Det finnes en rekke tiltak mot trykkstøt. Frekvensomformere og vindkjeler er vanlig å bruke for å hindre trykkstøt ved pumpestasjoner.



Figur 3-16: Mulig trykkstøt og trykkfall i på en overføringsledning (Finsrud 2009)

## 3.4 Teori om elektro i pumpestasjoner

En pumpe i en pumpestasjon drives av en motor og styres gjerne av styringssystemer. Teorien i dette kapittelet nevnes for å vise hvilke faktorer som kan påvirke en pumpes drift.

### 3.4.1 Motorteori

Elektriske motorer er den vanligste drivkilden til sentrifugalpumper, og står for omtrent 46 % av global elektrisk energiforbruk (OECD/IEA 2011). En elektrisk motor omgjør elektrisk energi til mekanisk energi. Dette skjer ved elektromagnetisk induksjon og kraftoverføring på strømførende ledere i et magnetfelt som driver akselen rundt. Effekt til en motor oppgis i kW som tilsvarer 1,341 Hestekrefter. Motorens moment er viktig og indikerer motorens rotasjonsstyrke.

Det finnes flere forskjellige motortyper, avhengig av strømkilde og oppbygning. Ifølge Rosvold (2012) er de rådene motortypene:

- Synkronmotorer som har konstant hastighet, uavhengig av belastningen.
- Asynkronmotor, og shunt-likestrøms motorer hvor hastigheten endrer seg lite med belastningen.
- Likestrøm-serie motorer, hvor hastigheten endrer seg sterkt med belastningen.

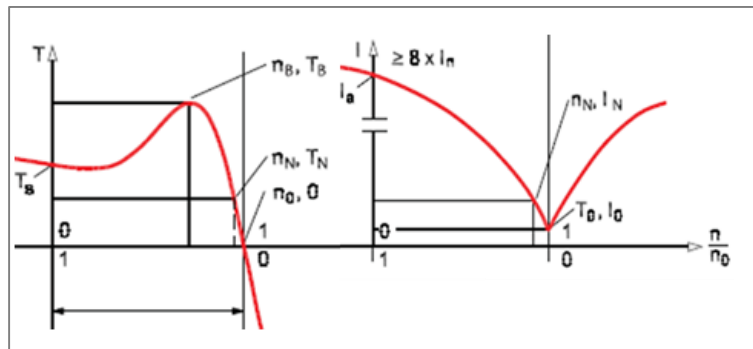
Ved bruk av sentrifugalpumper er det vanligst med asynkronmotorer (Danfoss 1998). Det vil derfor videre i oppgaven kun ses på denne type motor. Ved en asynkronmotor vil ikke rotorfeltene oppnå samme omdreiningstall som statoren, slik som ved synkronmotorer (Saustad & Gunvaldsen 2015).



Figur 3-17: En typisk asynkronmotor (Wikimedia Commons 2011)

Ved start av Asynkronmotorer trekkes det en høy startstrøm, dette kan være opp til 4-7 ganger nettstrømmen (A). Ved akselerasjon vil motoren trekke startstrøm inntil det er oppnådd ca. 80 % turtall, deretter vil det være en liten reduksjon, ca. 20 % (Figur 3-18). Det er først ved motorens fulle turtall at startstrømmen går over til nominell laststrøm. Hvor lang tid denne

oppstarten bruker og dermed hvor lenge motoren trekker denne høye strømmen, kommer an på belastningen på akselen (Øverland 2016).



**Figur 3-18: Startstrømmen avtar mot markstrøm, merk at aksen på figur b, er kuttet.  $T_s$  er startmoment.  $T_b$  er høyeste moment.  $T_n$  er moment ved nominell turtall (Bargmeyer et al. 2014)**

Det antas at økt strømbruk ved hyppig start og stopp ikke fører til en lavere virkningsgrad for selve motoren. Det er ugunstig for større motorer å starte og stoppe for mye (Salvesen 1981).

For å minske problem med spenningsfall i nettet rundt motorer med stor startstrøm kan den startes på forskjellige måter (Figur 3-19).

### **Direkte start**

Start og stopp med direkte brytere er en enkel måte å drifte en motor på, men det krever høy startstrøm. Motor, pumpe og rørdeler slites fortere på grunn av den mekaniske belastningen ved en «sjokk start» (Clenet 2003).

### **Stjerne/trekant**

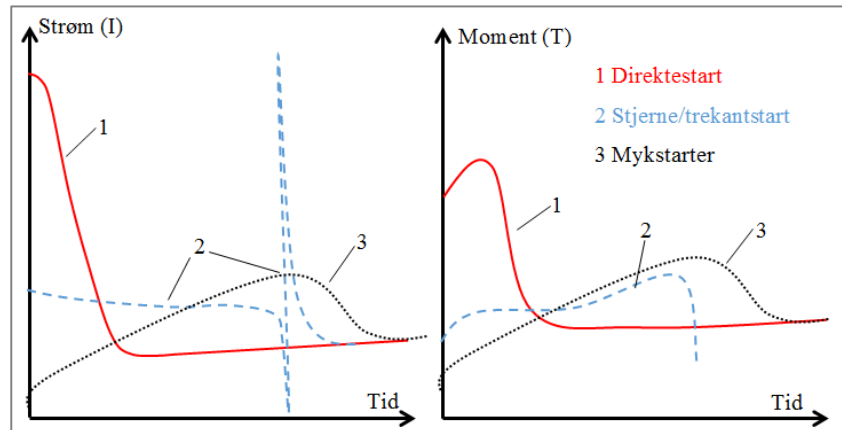
Fordelen med dette er at startstrømmen reduseres til en tredjedel av den ved direkte start. Utgangseffekten og momentet til motoren reduseres til en tredjedel, og bør skifte til vanlig drift med en gang maksimalt turtall er oppnådd for å unngå overbelastning av motoren. Dette krever omkobling og kan gi strømstøt tilbake på nettet, noe som er uheldig (Danfoss 1998).

### **Mykstarter**

Gir ikke spennings «slag» på nettet. Forhindrer trykkstøt, og kan redusere startstrømmen med opptil en tredjedel i forhold til direkte start (Spellman 2013). Ulempene er at det er et effekttap på 3 Watt per Ampere (Svenskt Vatten 2003). Det reduserer også startmomentet. Mykstartere kan bygge på forskjellige teknologier, men overordnet prinsipp er at spenning, strøm og frekvens manipuleres ved oppstart for siden å kobles ut, slik at pumpen kjører «direkte».

## Frekvensomformer

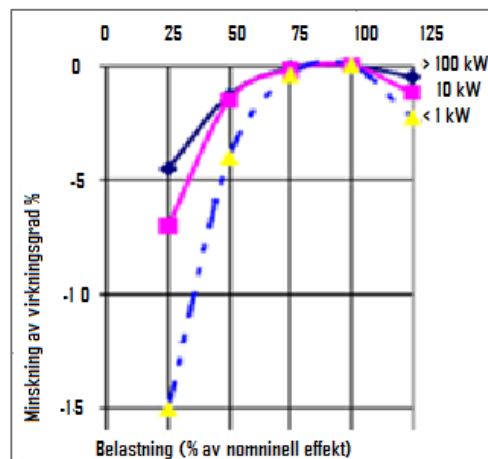
Ved bruk av turtallsregulering med frekvensomformere kan også resten av driften reguleres. Mer inngående teori om frekvensomformere er beskrevet senere i kapittelet.



Figur 3-19: Startspenning og startmoment for en motor ved startmetoder, modifisert fra ABB (1990)

I de fleste tilfeller bestilles pumpe og motor som én enhet fra pumpeleverandør, men dersom det skal dimensjoneres med utgangspunkt i eksisterende pumper, eller ved vurdering av nye pumper på gamle motorer bør følgende tas med i betraktning:

- Høy virkningsgrad er viktig. Livstidsanalyse for en motor viser at 95 % av kostnadene er tilknyttet elektrisk forbruk (Muraya et al. 2011).
- Motorer er mest effektive ved 75 % belastning (Muraya et al. 2011).
- Motoren bør ikke kjøres på mindre enn 50 % belastning over lengre tid. (U.S. Department of Energy 1997). Den langvarige belastningen bør være minst 65 % av motorens merkeeffekt. (Martinez 2012).
- Det absolutte tap av akseeffekten kan være mindre for en stor motor enn for en liten motor, og minkende ved avtagende belastning (Figur 3-20).

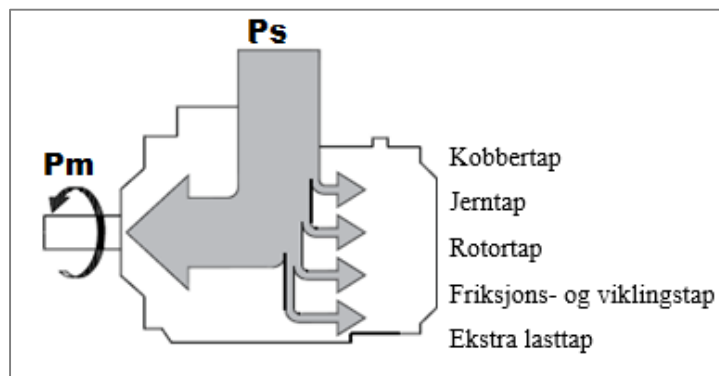


Figur 3-20: Tap av akseeffekten ved motorer med forskjellig størrelser (Kjellèn & Andersson 2002)

### ***Virkningsgraden til en motor***

Virkningsgraden til en motor defineres som utgangseffekt (mekanisk) i forhold til inngangseffekt (elektrisk). Den kan fastslås direkte eller indirekte. Virkningsgraden kan beregnes indirekte ved å lese merkeplaten til motoren.

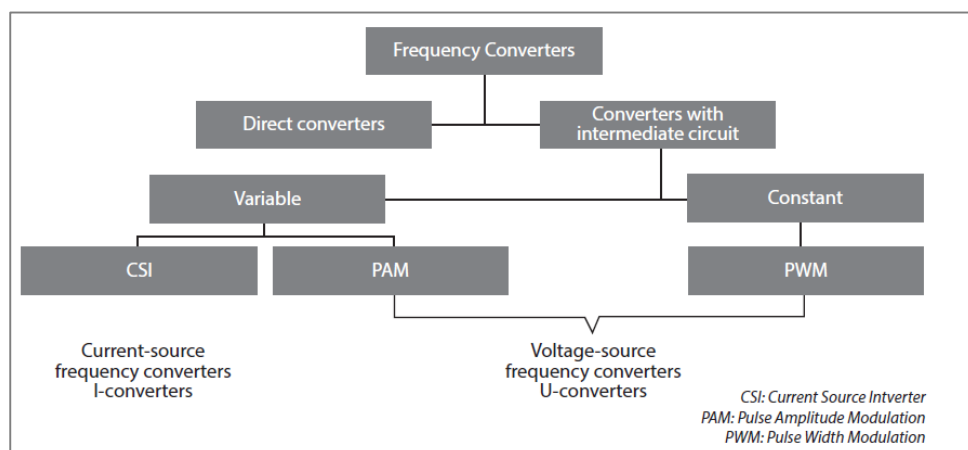
Direkte måling innebærer måling av tilført effekt basert på spenningen og strømmen som tilføres, og utgangseffekten basert på rotasjonshastigheten og dreiemomentet (3-8)(4-4). Indirekte måling innebærer måling av inngangseffekten og beregning av utgangseffekten basert på tap. Motor tap kan deles inn i fem hovedområder (Figur 3-21).



**Figur 3-21: Forskjellige motortap, modifisert fra Bargmeyer et al. (2014)**

### **3.4.2 Frekvensomformere**

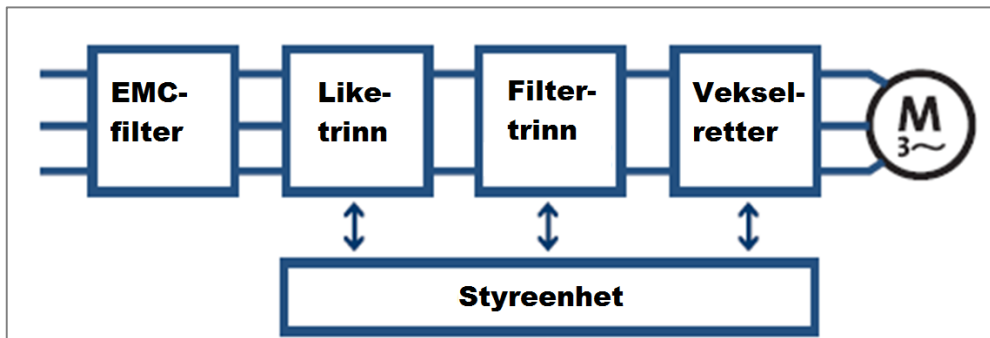
Frekvensomformeren er en enhet som endrer den faste nettspenningen og frekvensen til en variabel spenning og frekvens. Dette muliggjør en trinnløs hastighetsregulering av motoren (Ing Strand og Grindahl 2004). Det finnes mange forskjellige typer (Figur 3-22), i denne oppgaven brukes uttrykket som et samlebegrep for frekvensomformere. Frekvensomformere med direkte konvertering av spenningen (Direct Converters) er ikke så vanlig som konvertering gjennom likerettertrinn (Intermediate Circuit) (Bargmeyer et al. 2014). Frekvensomformere har vanligvis over 95-97 % virkningsgrad (Kjellèn & Andersson 2002).



**Figur 3-22: Oversikt over forskjellige typer frekvensomformere (Bargmeyer et al. 2014)**

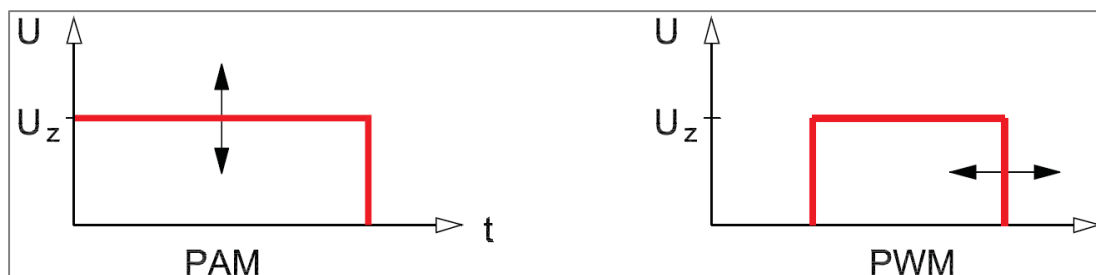


Frekvensomformere består primært av et likerettertrinn hvor inngangs vekselspanning blir omformet til likespenning og likestrøm. Deretter er det et filtertrinn hvor likespenningen blir jevnet og stabilisert. Den overføres til en vekselspanning med variabel amplitude og frekvens som igjen tilføres motoren. Alt blir internt overvåket og styrt av en kontrollenhet som også tar for seg kommunikasjonen med systemets sensorer og PLS (Ing Strand og Grindahl 2004). Det er også vanlig å ha et filter for å hindre elektromagnetiske forstyrrelser (Figur 3-23).

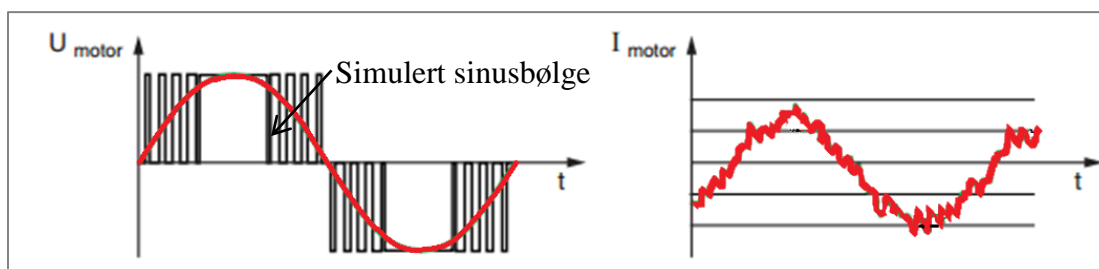


Figur 3-23: Skjematisk oppbygning av frekvensomformer (Clenet 2003)

I vekselretteren omformes likespenningen til blokker med variabel amplitude eller bredde. Dersom amplituden varierer kalles det Puls Amplitude Modulation (PAM), se Figur 3-24. Det er mer vanlig å bruke en metode som leverer blokker med ulik bredde, Puls Bredde Modulering (eng: Pulse Width Modulator) PWM. Gjennomsnittet til bølgeene etterligner sinusbølgeene til nettspenningen, se Figur 3-25. Frekvensen til «bølgeene» bestemmer turtallet til motoren.



Figur 3-24: Puls amplitude modellering (PAM) og Pulse bredde modellering (PWM)

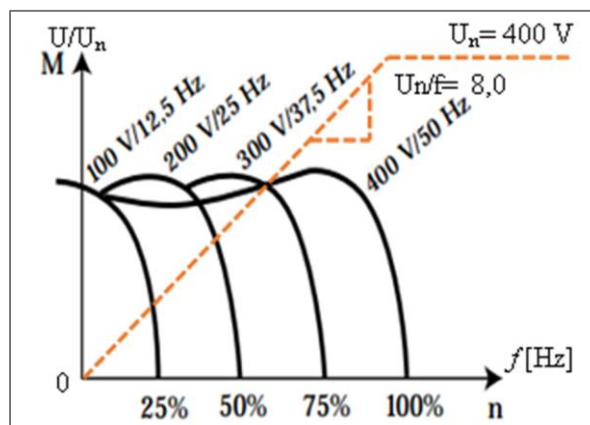


Figur 3-25: Levert spenning fra frekvensomformer og strømforbruket til motoren (Clenet 2003)

For at motoren skal kunne levere tilnærmet konstant moment ved alle driftspunkt varierer ikke bare frekvensen, men også spenningen. Ved lav fart leveres lavere spenning for å kompensere for Ohmsk tap, altså motstand i motoren (Bargmeyer et al. 2014). Det kan skje ved to forskjellige hovedmetoder: Danfoss (1998) sier at ved sine PWM frekvensomformere kobles spenningen og frekvens med et forholdstall, dette kan kalles konstant-moment metode (3-19). Dette er vanlig ved for eksempel avløpspumper (Karlsen 2016). I følge Fjellmann (2015) er tilstopping på grunn av lavt startmoment et vanlig problem. Dette kan i noen tilfeller løses enkelt ved å forandre til kvadratisk-moment (Karlsen 2016). Motorens moment er varierende ved forskjellige frekvens og spenningstall (Figur 3-26).

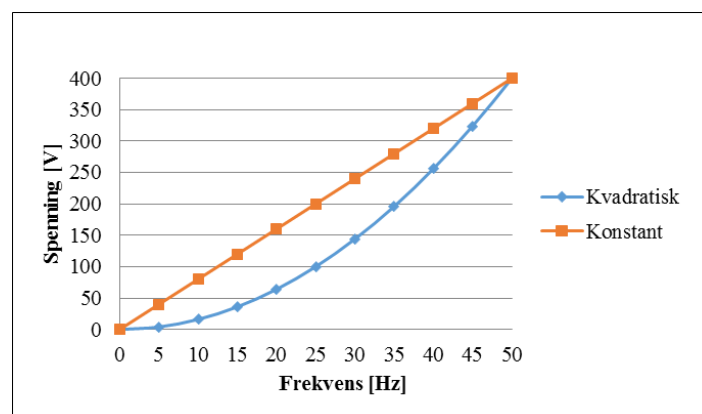
$$\frac{\text{Volt}}{\text{Hz}} = \frac{400\text{V}}{50\text{ Hz}} = 8\text{ V/Hz}$$

(3-19) (Strömberg 1982)



Figur 3-26: Moment- og spenningskarakteristikk til en motor ved frekvensomformerdrift. Modifisert fra Strömberg (1982) og Danfoss (1998)

Ved vifter eller vannpumper operer PWM frekvensomformere vanligvis med kvadratisk-moment metoden. Dette gir lavere spenning og forbruk ved lavt turtall, hvor det mest sannsynlig ikke er bruk for høyere moment. Figur 3-27 viser forskjellen mellom kvadratisk- og konstantmoment. Kvadratisk moment senker effekt/energibehovet ved lavere turtall.



Figur 3-27: Kvadratisk-moment og Konstant-moment

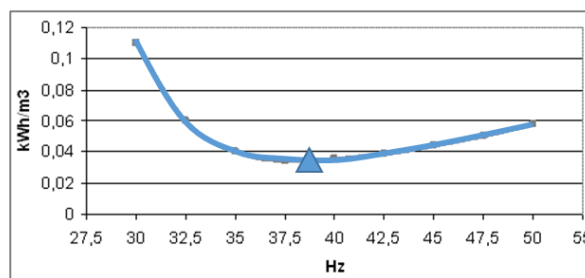
Frekvensomforming har en rekke fordeler:

- De senker startstrømmen til motoren (Strömberg 1982)
- Gir mulighet for mer fleksibel prosessstyring
- Gir mer skånsom maskindrift, mindre belastning på pumpe og ventiler, lengre levetid (Danva).
- Trykkstøt i nettet og sjokkstart for motorer unngås (Sulzer Pumps 2010).
- Gir store besparelser dersom store deler av mottrykket til pumpen består av friksjonstap/systemtap (Fjellmann 2015).

Ulemper med frekvensomformer kan være:

- Store anskaffelses- og installasjonsomkostninger (Danva)
- Kortere levetid for frekvensomformere enn motor og pumpe (mellom 10 og 20 år).
- Dersom den ikke justeres riktig og drives langt unna BEP (beste effektivitets punkt) kan det føre til økt energibruk og høyere slitasje (Fjellmann 2015).
- Det kan oppstå elektromagnetisk støy fra frekvensomformeren.
- Det kan oppstå akustisk støy når frekvensomformere installeres på eldre pumpemotorer. Spesielt ved lave frekvenser.
- Dersom en frekvensomformer er satt opp feil, kan den ha for lavt startmoment til at pumpen starter (Danva).
- Bør ikke kjøres under 50 % av motorens nominelle turtall, da det gir høyt effektivitetstap (Karlsen 2016).
- Ventilasjon: hvis motoren har maskindrevet ventilator, reduseres kjølingen. Det vil i sin tur føre til skadelig oppvarming og redusert levetid (Salvesen 1981).
- Frekvensomformer har en virkningsgrad typisk på 95-97 % (Dansk Vand- og Spildevandsforening 2007).

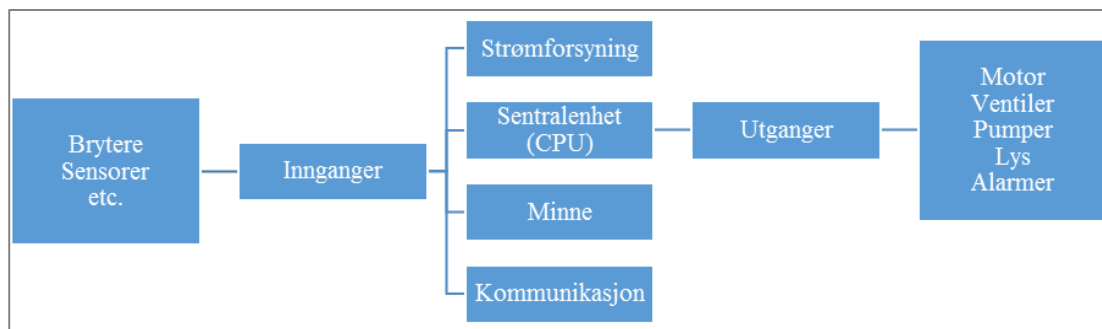
Ved å senke turtallet med en frekvensomformer, senkes hastigheten og mottrykket som strammer fra friksjonstapet i pumpestasjonen (Figur 3-28). Ved 38 Hz har systemtapet minnet mer enn minkingen av pumpas virkningsgrad og det er punktet som er mest effektivt.



Figur 3-28: Eksempel på spesifikt energiforbruk ved forskjellige frekvenser (Danva)

### 3.4.3 Programmerbar Logisk Styling

Programmerbar Logisk Styling (PLS) har sin opprinnelse i relébaserte kontrollsystemer. Den engelske betegnelsen er PLC, Programmable Logic Controller (Hanssen 2008). En PLS er ikke like avanserte som datamaskiner, men kan med sensorer ta avgjørelser og gi utgangssignaler som kan styre ulike prosesser eller enheter (Siemens 2011). Det er vanlig at pumpestasjoner inneholder systemer for overvåking og styring av driften. PLS-systemer kan igangsette og stoppe pumper. Kjøring med kun PLS-systemer gir lite fleksibilitet, og er mest vanlig dersom det pumpes til høydebasseng. Ulike nivåer i bassenget tilsvarer da drift av ulikt antall pumper.

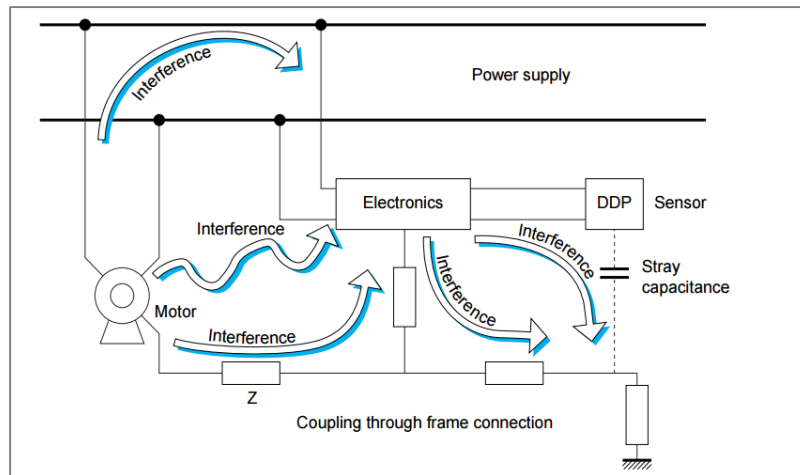


Figur 3-29: Skjematisk fremstilling av et PLS-system (Hanssen 2008)

I/O systemer står for input/output (eng) kalles inn/ut-enheter på norsk. De kan også brukes for å styre enkle signaloverføringer. En I/O-enhet kan ta imot data og overføre det til en datamaskin eller PLS system (Bratbergsengen 2009). Enhetene brukes til overføring og logging av dataserier, og kan ikke ta beslutninger på bakgrunn av forhåndsbestemte programmer slik som en PLS eller en datamaskin.

### 3.4.4 Elektromagnetisk kompatibilitet

Ved store elektromotorer og ved utstyr som manipulerer frekvens, spenning eller strøm kan det oppstå forstyrrende elektromagnetisk støy, også kalt elektromagnetisk interferens (EMI) (Delaballe 2001). Dette kan spres gjennom ledninger eller ved radiobølger, se Figur 3-30. Et elektrisk utstyrs evne til å driftes uten å skape uakseptable forstyrrelser for omgivelsene kalles elektromagnetisk kompatibilitet (EMC) (Andersen 2009). Frekvensomformere og annet utstyr i en pumpestasjon er underlagt EMC-direktivet som ble innført 2001 (EU 1989). Utstyr som ikke oppfyller direktivet skal ikke selges i Norge, på samme måte som med CE-merking av produkter (Devold 2012).



Figur 3-30: Typiske veier for elektromagnetisk forstyrrelser (Telemecanique et al. 2001)

### 3.4.5 Sensorer og måleinstrumenter

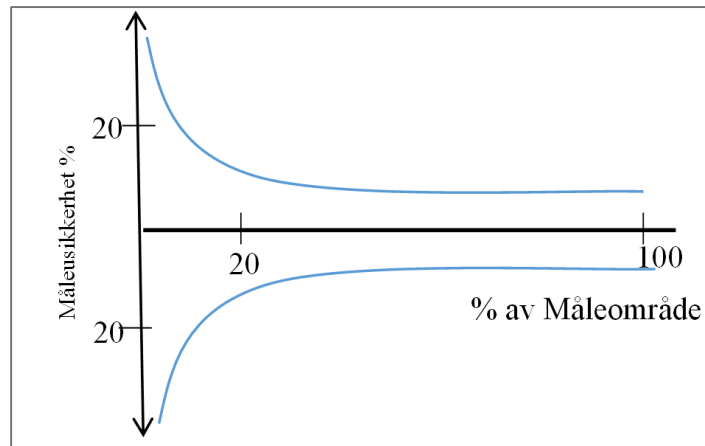
For loggføring av forskjellige parametere kan det brukes måleinstrumenter med forskjellige typer sensorer. Et måleinstrument kan bestå av flere sensorer, og kan i de fleste tilfeller overføre målesignaler til en PLS, og derfra kan det sendes videre for databehandling (Devold 2012).

Normalt gir en sensor et utgangssignal på 4-20 mA. Disse signalene er analoge. Ved overføring til digitale signaler brytes det ned til informasjon i bytes. Det er vanlig med 1024 bytes signaler (Tveit et al. 1992).

Ved alle typer målinger er det viktig at sensorens betingelser oppfylles og at målingen skjer innen intervallet som instrumentet er kalibrert for (Østvang 2015).

#### ***Volumstrøm***

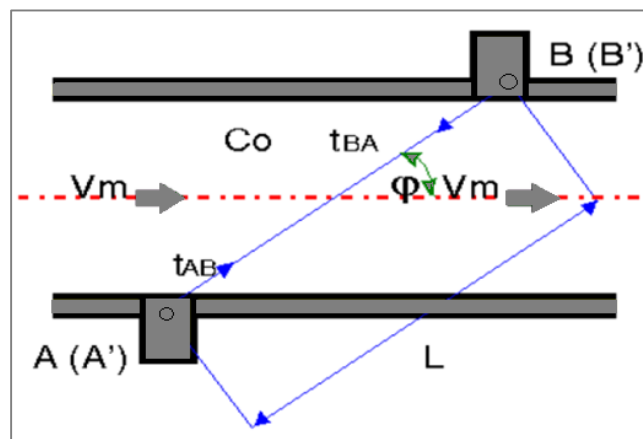
For å måle vannføring i rør brukes det mest elektromagnetiske målere, ultralydsmålere, turbinmålere, differansetrykkmålere (venturirør, måleblende, pitotrør). For disse typene er måleusikkerheten størst i område 0- 20 %. For at resultatene skal være nøyaktige er det viktig at strømningsbildet, vannets egenskaper, installasjonen og omgivelsene er tatt hensyn til (Devold 2012). Kontrollmålinger og kalibreringer bør alltid gjøres etter installasjon (Hovany 2012). Se Figur 3-31. Det er enklere med beregninger for vannforsyning enn ved trykløse avløpssystemer. For virkningsgradsmålinger er det volumgjennomstrømningsmålinger og trykkmålinger som utgjør størst usikkerheter (Tveit et al. 1992).



**Figur 3-31: Måleusikkerhet ved volumstrømningsmåler (Tveit et al. 1992)**

Elektromagnetisk mengdemåler virker på den måten at det skapes et magnetisk felt i vannstrømmen. På grunn av at vannet leder elektrisitet vil det derfor induseres en spenning mellom elektrodene når vannet beveger seg. Ved å måle denne spenningen kan vannhastighet beregnes (Ing Strand og Grindahl 2002b).

Ultralydmengdemålere kan bygges på to prinsipper: Dopplereffekten eller transittid. Dopplermåleren har stor usikkerhet og brukes ikke så mye. Transittid baserer seg på tiden det tar for signalet å nå en sensor på motsatt side av røret. Signalet sendes oppstrøms og nedstrøms i  $45^\circ$ , og differansen på tiden til sensoren brukes i beregninger for å finne farten. Sensoren påvirkes ikke av trykk, temperatur, tetthet, viskositet og elektrisk ledningsevne på mediet (Ing Strand og Grindahl 2002a).



**Figur 3-32: Prinsippet ved elektromagnetisk mengdemåler (Omarhaug 2015)**

Det finnes andre mengdemålere. Disse brukes for eksempel om det er partikler i vannet, hvor sensoren kan være i kontakt med vannet og hvor pris er viktig.

**Tabell 3-3: En sammenstilling av fordeler og ulemper ved volumstrømningsmålere etter Ing Strand og Grindahl (2002b) og Lindholm et al. (2012).**

Sensor	Virkemåte	Fordel	Ulemper	Bruksområde
<b>Elektromagnetisk</b>	Induksjon	Nøyaktig, ikke trykktap	Væsken må lede strøm	Alt vann, lite partikler
<b>Ultralyd - Transitt</b>	Ultralyd	Nøyaktig, vedlikeholdsfri	Følsom for partikkelinnhold <1%	Alt vann, lite partikler
<b>- Doppler</b>	Ultralyd	Ingen kontakt	Stor usikkerhet	Lite brukt
<b>Turbinmåler</b>	Løpehjul/propell	Nøyaktighet	Viskositet avhengig(temperatur)	Hovedsakelig i vannverk
<b>Måleblende/ Venturirør</b>	Differansetrykk	Prisgunstig, robust	Stort trykkfall, lange rettstrekk	Uavhengig av partikler
<b>Differansetrykksonde</b>	Differansetrykk	Billig, rask montasje	Trykkfall, lite måleområde	
<b>Vortex måler</b>	Virvelfrekvens	Meget nøyaktig, langtids stabil	Følsom for trykkfall og vibrasjoner	Væsker og gasser

### **Trykk**

Trykk eller trykkendringer i rør måles ofte ved trykkceller. Det er et instrument som omformer følt trykk til et elektrisk signal som kan videreføres til PLS. På grunn av at sensoren er i kontakt med mediet er det viktig med rengjøring. Det finnes to hovedtyper trykksensorer (Fladberg 2013):

- Keramikkensensorer er bygget på prinsippet om kapasitans. Oppbygningen av en tynn målemembran og en tykk bakvegg, gjør at trykkendringer kan måles ved bøyning i målemembranen. Den tåler kjemisk og mekanisk påvirkning godt, men begrenses til trykk under 40 bar.
- Metallmembraner overfører trykket hydraulisk til en beskyttet sensor. Måleområde er større enn for keramiske sensorer, men er mer sensitiv for ytre påvirkninger som korrosjon og slitasje.

### **Turtall**

Turtallet til en motor kan måles ved bruk av turtallstellere. De kan benytte løpehjul som har fysisk kontakt. Det kan også måles ved laser. Den vil da telle antall ganger strålen blir brutt. Beregninger av turtallet kan gjøres ved Hertz (Hz) signaler som er hentet fra PLS eller frekvensomformer (3-20).

$$Hz/RPM \text{ forhold} = \frac{\text{Maks turtall}}{50 \text{ Hertz}}$$

(3-20)

## **Effekt**

Effektforbruket til en elektromotor kan beregnes ved spenning- og strøm-målinger.

Effektforbruket kan da beregnes med formel (3-21) for konstant metode eller formel (3-22) ved kvadratisk metode:

$$P_1 = \sqrt{3} * (8 * Hz) * I * \cos \varphi$$

**(3-21) (Danfoss 1998)**

$$P_1 = \sqrt{3} * (0,16 * Hz^2) * I * \cos \varphi$$

**(3-22) (Karlsen 2016)**

Hvor:

$P_1$  = effektforbruket [W]

$Hz$  = frekvens [Hz]

$I$  = strøm [A]

$\cos \varphi$  = effektfaktoren [%]

## **Usikkerhet**

Alle sensorer og instrumenter har en usikkerhet. Denne oppgis i brukermanualen til sensoren.

Usikkerheten sier noe om hvor nøyaktig resultat et måleinstrument gir. For beregninger som inneholder mange målte resultater er det viktig å beregne samlet usikkerhet dersom det lar seg gjøre. Samlet usikkerhet er alltid større enn største enkelt usikkerhet (3-23).

$$e = \sqrt{e_1^2 + e_2^2}$$

**(3-23) (Tveit et al. 1992)**

Hvor:

$e$  = samlet usikkerhet

$e_1$  = usikkerhet 1

$e_2$  = usikkerhet 2

Usikkerheten til et instrument vises på en oversiktlig måte i Figur 3-31, hvor usikkerhet ved forskjellige intervaller er grafisk fremstilt. Det gir en rask og god forståelse av hvor usikkerheten har størst betydning.



## 4 Pumpeteori

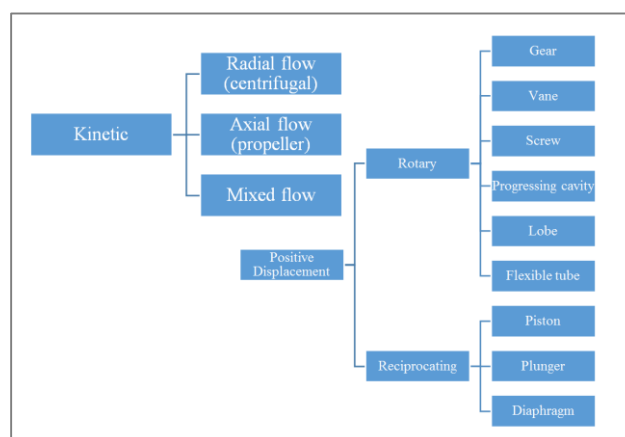
Dette kapittelet inneholder teori om pumper, pumpesystemer og egenskaper ved pumper som virkningsgrad, kavitasjon og styring. Viktige deler i en pumpestasjon, som motor, frekvensomformer og sensorer er også presentert.

Pumper er definert som enheter som tilfører energi til et fluid, men for å tilføre trykkenergi må pumpen bruke energi. Lenge har pumper i VA-teknikk blitt sett på som en nødvendig enhet for å tilføre trykk, eller øke kapasiteten, uten at det er lagt for mye fokus på energibruken. En bærekraftig pumpeløsning vil være en løsning med lang holdbarhet og høy energieffektivitet. Energibruk ved en pumpe står for omtrent 64 % av livstidskostnadene og økning av virkningsgrad kan gi miljøgevinster, det bør derfor veie tungt ved anskaffelser (Bloch & Budris 2010).

Grunnleggende relasjoner for pumper som virkningsgrad, affinitetsloven, spesifikk hastighet, periferi-hastighetsfaktoren og kavitasjon gjennomgås i dette kapittelet. Det vil også beskrives forhold rundt styring, sammenkobling, påvirkning av slitasje, effektforbruk og trykkstøt ved bruk av pumper.

### 4.1 Pumpetyper

Det finnes mange forskjellige typer pumper (Figur 4-1). Det bør være klart hva pumpen skal brukes til før det tas valg av pumpetype. De to hovedkategoriene er strømningspumper og fortregningspumper. Fortregningspumper kan være skrue-, gir- eller stempelpumper. Strømningspumper kan være radial-, blandet-sentrifugalpumper eller propellpumper (Gulich 2014). Det finnes også andre typer pumper som for eksempel mammutpumper og skrupumper (Svenskt Vatten 2003). Generelt kan det sies at ved stor løftehøyde og lav volummengde er fortregningspumper eller flertrinns sentrifugalpumper rådende. Propellpumper er mest brukt ved lave løftehøyder og store volummengder (Engan 2014c).

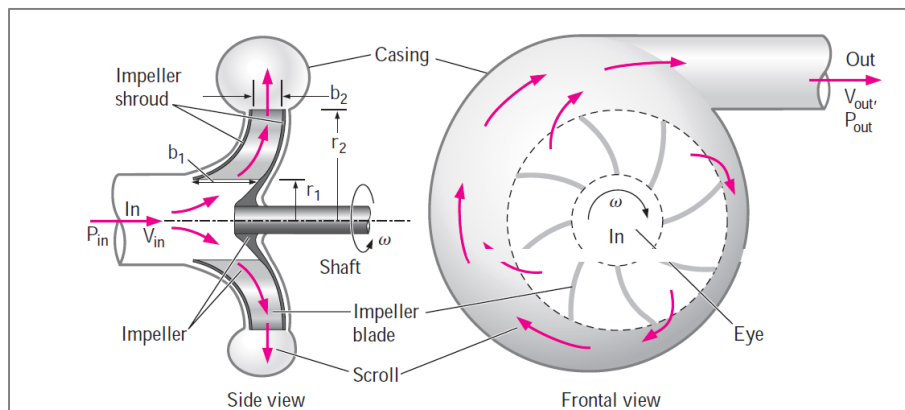


Figur 4-1: Forskjellige pumpetyper (Mott & Untener 2015)

### 4.1.1 Sentrifugalpumper

En sentrifugalpumpe er en roterende maskin som omgjør kinetisk energi til trykk.

Sentrifugalpumper er den pumpetyper som benyttes mest ved distribusjon av vann (Ødegaard et al. 2014). De er de mest effektive maskinene for pumping av væsker. De er enkle å bygge og har kun pumpehjulet som bevegelig del (Hofstad 2007). I en sentrifugalpumpe ledes væsken inn i et hurtig roterende pumpehjul, også kalt impeller. Væsken slynges så ut mot veggene på grunn av sentrifugalkraftene. Når væsken treffer veggen mister den fart og omgjøring av den kinetiske energien fører til en trykkøkning (Figur 4-2).



Figur 4-2: Front og side visning av strømning i en sentrifugalpumpe (Çengel & Cimbala 2006)

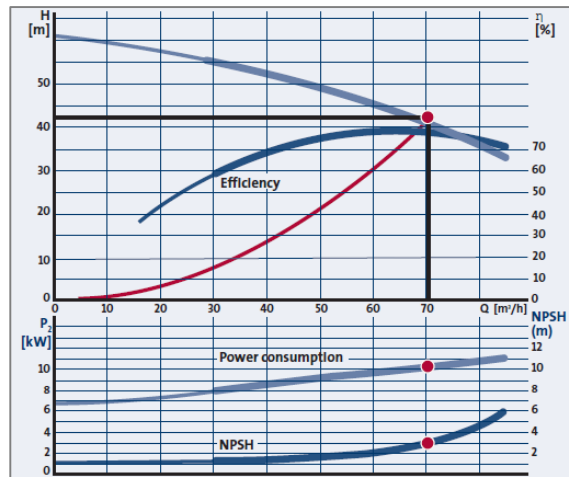
Sentrifugalpumper kan operere i to forskjellige arbeidsområder, ut fra om det er enkeltrinnet eller flertrinnspumpe. Enkeltrinns pumper er vanligst og kan levere tilstrekkelig trykk og mengde for de fleste situasjoner i VA-teknikken. Dersom det er nødvendig med høyt trykk er det vanlig å installere flertrinns sentrifugalpumper. Det kan også kjøres pumper i serie.

Diameter på inn- og utløpet til pumpen er ofte mindre enn rørene. Selv om innsnevringen og utvidelsen representerer et singulærtap vil det være prisgunstig mot å velge store pumper (Franzini et al. 1997).

## 4.2 Pumpekarakteristikk

Pumpekarakteristikken til en Pumpe viser pumpens driftsegenskaper (Figur 4-3). Den beskrives ofte med pumpekurve, men kan også inneholde karakteristikk som effektivitetskurve, effektkurve og NPSH-kurve. Pumpekarakteristikken oppgis ofte av leverandør, men kan også finnes eksperimentelt som vist under. En typisk pumpekarakteristikk viser at:

- Trykkehøyden pumpen kan levere minsker når  $Q$  øker
- Effektbehovet øker når  $Q$  øker
- Virkningsgraden synker på hver side av beste driftspunkt
- NPSH-verdien øker med økt  $Q$



Figur 4-3: Pumpekarakteristikk med effektforbruk, virkningsgrad og NPSH-kurve (Grundfos Industry 2004)

Løftehøyden eller trykkehøyden pumpen kan levere kan beregnes (4-1) Den kan også finnes grafisk.

$$H = H_t - H_s = \left( \frac{p_t}{\gamma} + \frac{V_t^2}{2g} + Z_t \right) - \left( \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + Z_s \right)$$

**(4-1) (Nourbakhsh et al. 2007)**

Hvor: t= trykksiden s = sugesiden

H = trykkehøyden [m]

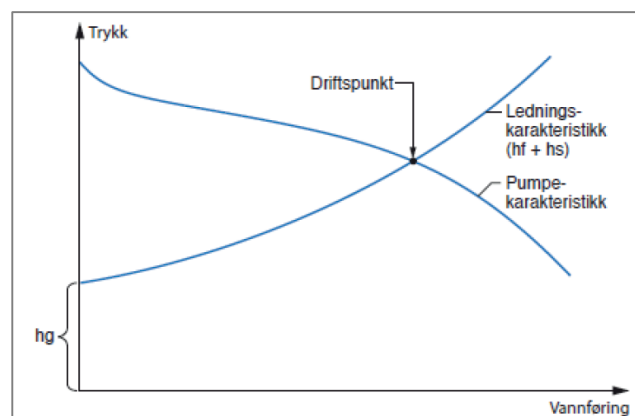
$p$  = væsketrykket [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$z$  = stedshøyden [m]

$\rho$  = tettheten til vann [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

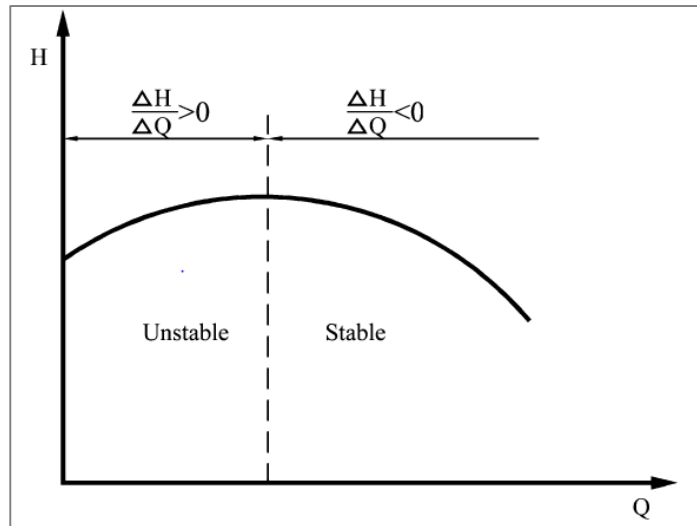
$V$  = midler vannhastighet [m/s]

Driftspunktet til en pumpe er det punktet hvor ledningskarakteristikken krysser pumpekarakteristikken (Karassik et al. 2001). Ledningskarakteristikken, beregnes ved å legge sammen statisk løftehøyde, friksjonstap og singulærtap for ledningstrekket. Den er stigende siden trykkmotstanden øker med økende volumgjennomstrømning (Figur 4-5). Driftspunktet pumpen er dimensjonert for kalles designpunkt.



Figur 4-4: Driftspunkt ved kryssing av lednings- og pumpekarakteristikken (Lindholm et al. 2012)

Driftspunktet regnes som stabilt dersom en liten endring i ledningskarakteristikken kun gir en liten endring i driftspunktet. Dersom en liten endring av ledningskarakteristikken gir stor forandring i driftspunktet kalles det ustabil (Figur 4-5). Dette gir varierende drift og er spesielt uønsket ved kombinasjonsdrift (parallell eller serie) av pumper (Nourbakhsh et al. 2007).



Figur 4-5: Stabil og ustabil del av pumpekurven (Nourbakhsh et al. 2007)

#### 4.2.1 Effektforkbruk

Effektforkbruket til en pumpe kan deles opp:

- $P_e$ , effekten fra det elektriske anlegget, med andre ord den effekten som forbruker betaler for.
- $P_m$  er akseffekten, den effekten som motoren leverer og pumpen mottar ved pumpeakselen.
- $P_h$  er den hydrauliske effekten, ofte omtalt med  $P_w$ , effekten som overføres fra pumpen til væsken i form av fart og trykk.

Effektforkbruket til en pumpe kan finnes av formel (4-2) og (4-3). Martinez (2012) viser til DANVA sin tommelfingerregel for en veldimensjonert pumpe, hvor pumpen har et energiforkbruk på ca.  $5 \text{ Wh/m}^3/\text{m}$ .

$$P_w = \rho g Q H \text{ [W]}$$

(4-2) (Gulich 2014)

Hvor:

$P_w$  = hydraulisk effekt [W]

$\rho$  = tettheten til vann [ $\text{kg/m}^3$ ]

$Q$  = volumstrøm [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$H$  = løftehøyden [m]

$$P = \frac{q * H_t}{\eta * 102} [kW]$$

**(4-3) (Ødegaard et al. 2014)**

Hvor:

$P$  = effektbehovet [W]

$q$  = volumstrøm [l/s]

$H_t$  = trykkehøyden som må overvinnes [m]

$\eta$  = den totale virkningsgraden til pumpe og motor

### 4.2.2 Virkningsgrad

Pumpens virkningsgrad eller effektivitet forteller oss hvor mye av den tilførte mekaniske energien som blir omgjort til hydraulisk energi. Den finnes ved at effekten i pumpet vannstrøm divideres med mottatt akseffekt (4-4). Oppgitt teoretisk virkningsgrad for en pumpe vil variere fra faktisk virkningsgrad for installert pumpe, av to grunner (ETSU 2001):

- Den vil kjøre store deler av gangtiden ved lavere belastning enn den er dimensjonert for.
- Pumpens virkningsgrad vil over tid bli dårligere på grunn av slitasje. Dette har stor virkning for hva den faktiske virkningsgraden blir.

$$\eta = \frac{\text{effekt tilført fluidet}}{\text{effekt avgitt av pumpe motoren}} = \frac{\rho g Q H}{T \omega}$$

**(4-4) (Karassik et al. 2001)**

Hvor:

$\eta$  = den totale virkningsgraden

$\rho$  = tettheten til vann [kg/m<sup>3</sup>]

$Q$  = volumstrøm [m<sup>3</sup>]

$H$  = energihøyden [m]

$T$  = kraftmomentet/dreiemomentet [Nm/s]

$\omega$  = vinkelhastigheten/ rotasjonshastigheten til akselen

Friksjon mellom væsken, pumpehuset og løpehjulet, mekanisk friksjon, lekkasjetap, turbulens, resirkulering av væske i pumpen og innløpstep er med å senke effektiviteten til pumpen (Spellman 2013). Ved å kutte diameter på impelleren økes virkningsgraden til pumpen, men dette kan gi større indre lekkasje (Franzini et al. 1997)

Resirkulering av væske i pumpen skyldes at trykket ved utløpet er høyere. Dermed lekker noe av vannet tilbake til innløpet. Det er en større mengde vann som passerer impelleren enn utløpsstrømmingen i pumpa (Nourbakhsh et al. 2007). Ved drift med lav utløpsstrømning og høyt trykk, for eksempel med kjøring mot strupet ventil, kan det oppstå lavstrømnings kavitasjon og tørrkjøring på pumpen.

Generelt kan det sies at store pumper er mer effektive enn små pumper. Det er på grunn av bedre strømningsforhold og at store motorer er bedre enn små (Franzini et al. 1997). I F.R.I. (2001) er det oppgitt eksempel på minimum virkningsgrad ved nye pumper i forhold til størrelse, som vist i Tabell 4-1.

Det er viktig å merke seg at anbefalt virkningsgrad øker med pumpestasjonens kapasitet. Grunnen til at det tillates at mindre pumper har lavere virkningsgrad, kan være at det er vanskelig å dimensjonere og drifte pumpene optimalt. Betydningen av å kjøre med høy virkningsgrad er mindre ved små stasjoner. Motortap er større og effektfaktoren lavere ved lavere effekter.

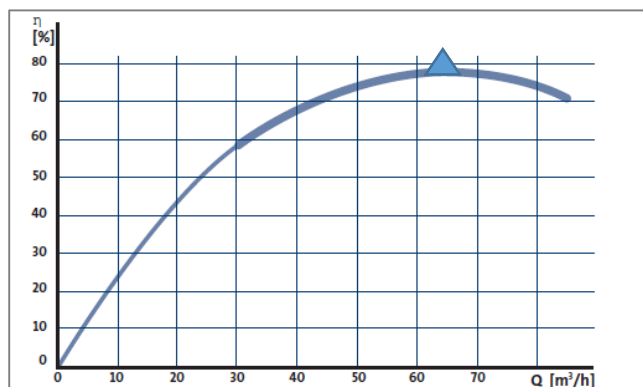
**Tabell 4-1: Eksempel på anbefalt minimum effektivitet ved forskjellige volum gjennomstrømninger. (F.R.I. 2001)**

Q [l/s]	Virkningsgrad [%]
≤ 35	50
70	60
a140	70
280	75
≥560	80

På samme måte som ved effektforbruket til en pumpe, vil total virkningsgrad for en pumpe inkludere volumetrisk, hydraulisk og mekanisk virkningsgrad (Engan 2014c). Det er ofte lurt å inkludere frekvensomformerer, formel (4-5). Figur 4-6 viser typisk effektivitetskurve for sentrifugalpumper. Toppunktet på kurven kalles BEP. «Beste effektivitets punkt» er punktet hvor pumpen har størst virkningsgrad. Pumpe bør velges slik at driftspunktet kommer så nærme BEP som mulig.

$$\eta_{total} = \eta_{pumpe} * \eta_{motor} * \eta_{frekvensomformer}$$

(4-5)



**Figur 4-6: Viser effektivitetskurve til en typisk sentrifugalpumpe (Grundfos Industry 2004)**

Virkningsgrad kan også måles ved temperaturforandring (Da Cruz 2009). Enkelt forklart bygger metoden på energi- og varmeoverføring. Når en pumpe blir tilført energi, blir mesteparten av denne energien brukt til å forflytte vannet, men den delen av energien som blir brukt for å overvinne indre friksjon, eller andre energitap fører til en temperaturøkning i systemet. For å bruke metoden må varmemengden være målbar, da bør pumpen ha løftehøyder på minimum 100-200 meter og temperaturmålingene må være svært nøye (Sulzer Pumps 2010). Metoden kan utføres ved å måle vanntemperatur ved innløp og utløp, eller ved å bruke temperaturendring på selve pumpehuset. Formel (4-6) viser effektivitet ved den første metoden. (Murray 1989)

$$\eta = \frac{1}{1 - \beta T + \frac{\rho * C_p * \Delta T}{\Delta p}}$$

**(4-6) (Murray 1989)**

Hvor:

$\eta$  = den totale virkningsgraden

$\rho$  = tettheten til væsken [kg/m<sup>3</sup>]

$\beta$  = ekspansjonskoeffisient til væsken [K<sup>-1</sup>]

$C_p$  = væskens spesifikke varme/ varme kapasitet [J/(kg\*K)]

$\Delta p$  = målt trykkøkning [bar]

$\Delta T$  = målt temperaturøkning [K]

$T$  = absolutt temperatur [K]

Senere i oppgaven vil total energiforbruk til pumpestasjoner presenteres og da brukes uttrykket effektivitet eller energiforbruk. Dette gjøres for å skille virkningsgraden, oppgitt i % til en pumpe, fra effektiviteten til pumpestasjonen hvor formel (4-7) tar hensyn til trykkøkning ved pumpen.

$$\text{Energiforbruk} = \frac{E}{Q * H * 1000} \left[ \frac{Wh}{m^3 * m} \right]$$

**(4-7)(Finsrud 2013b)**

$$\text{Energiforbruk} = \frac{E}{Q} \left[ \frac{kWh}{m^3} \right]$$

**(4-8) (Finsrud 2013b)**

Hvor:

$E$  = Strømforbruk [kWh]

$Q$  = Pumpet vannmengde [m<sup>3</sup>]

$H$  = Trykkøkning [m]

### 4.2.3 Spesifikk hastighet

Spesifikk hastighet eller spesifikt turtall  $\eta_s$  er den viktigste karakteristikken av pumper.  $\eta_s$  gir det turtallet en pumpe må ha for å levere 1 m<sup>3</sup>/s med 1 meters løftehøyde (4-9). Tallet beskriver hastigheten til pumpen ved høyeste virkningsgrad med hensyn til effekt og strømningshastighet (Nourbakhsh et al. 2007). Mukesh (1997) sier at ved lav  $\eta_s$  er det radielle hjul og ved høy  $\eta_s$  er det aksielle hjul.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}}$$

(4-9) (Hofstad 2007)

Hvor:

$n_s$  = spesifikk hastighet [ ]

$n$  = turtallet [RPM]

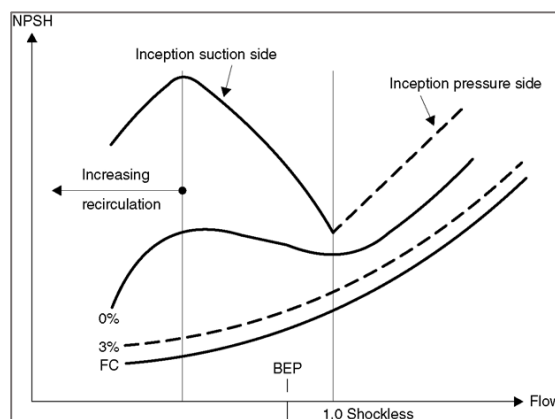
$Q$  = volumstrøm [m<sup>3</sup>]

$H$  = energihøyden [m]

### 4.2.4 Kavitasjon

Når statisk trykk i en væske synker under damptrykket til væsken dannes det dampbobler. Damptrykket til en væske varierer ved trykk (Finsrud 2013b). For eksempel vil vann koke ved 100 °C ved atmosfærisk trykk, men ved 0,02 atm vil dette skje allerede ved 20°C (Nourbakhsh et al. 2007).

Disse dampblærene føres med strømmen gjennom pumpen. På trykksiden av pumpen øker trykket raskt og dampboblene vil kollapse (Grundfos Industry 2004). Fenomenet kalles kavitasjon. Dersom boblen har festet seg til en del vil energien fokuseres mot midtpunktet og det fører til ”jetstråler”, som med stor kraft og hastighet treffer omkringliggende gods. Kavitasjon i tilknytning til pumping kan medføre groptæring og korrosjon på pumpen, og må unngås (Finsrud 2013b). Kavitasjon gjør stor skade på pakninger, kulelager, aksler og fører til kortere levetid (Da Cruz 2009).

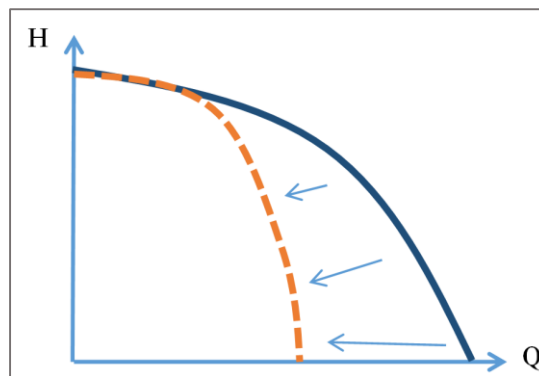


Figur 4-7: Kavitasjon på sugeside eller trykkside, etter hvordan pumpen kjøres ut fra BEP (Reeves 2004)



I pumper skjer fordampingen ved veldig lavt trykk på sugesiden eller ved høye hastigheter på impelleren (Figur 4-7). Kavitasjonen vil kunne oppstå på sugesiden eller på trykksiden etter hvilke driftspunkt pumpa har. Høye temperaturer fører til at væsken i utgangspunktet ligger nærmere damptrykket og faren for at kavitasjon oppstår er større (Mukesh 1997). Ved begynnende kavitasjon i pumper kan det høres ut som grus eller småstein slynges rundt i pumpehuset. Ved kraftig kavitasjon høres det ut som steiner som slår mot pumpehuset (Ødegaard et al. 2014). Kavitasjon kan også oppstå uten at høres spesiell lyd eller at det synes store skader. Kavitasjonen kan fortsatt føre til kortere levetid for pumpen (Da Cruz 2009).

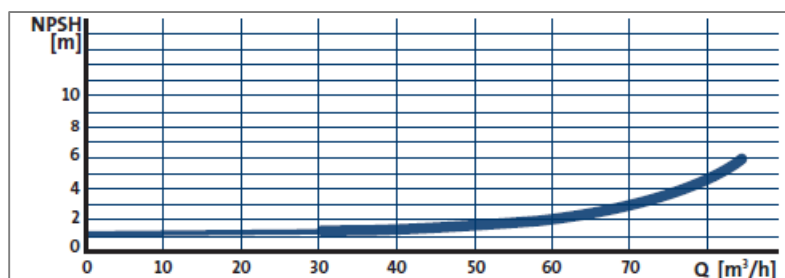
Kavitasjon ved pumpeanlegg kan føre til, korrosjonskader, vibrasjon og støy, redusert kapasitet og trykk (Figur 4-8), slitasje og redusert levetid og lavere virkningsgrad (Nourbakhsh et al. 2007).



Figur 4-8: Endring av pumpekarakteristikk ved økende grad av kavitasjon, modifisert fra Grundfos Industry (2004)

#### 4.2.5 NPSH

Det er vanlig av leverandører å levere såkalt NPSH- kurver. NPSH står for «Net Positive Suction Head» og angir hvilket nødvendig vanntrykk som må være på pumpestussen for at det ikke skal oppstå kavitasjon. NPSHR (required) gir nødvendig sugehøyde ved innløpet til pumpa. NPSHA (available) er en systemvariabel som definerer total energi i væsken (Finsrud 2013b). Kurven er økende da økende volumstrøm vil gi høyere friksjonshøyde som må tas med i beregning, som vist i Figur 4-9. Økt systemruhet bør også tas med ved dimensjonering.



Figur 4-9: NPSH-kurven til en typisk sentrifugalpumpe (Grundfos Industry 2004)

For å unngå kavitasjon i pumper må det være stort nok trykk ved innløpet. NPSH kan regnes ut ved hjelp av formel (4-10) og (4-5), merk at de er avhengig hastighetshøyden.

$$NPSH = \left[ \frac{(p_s)_{abs}}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \right]$$

**(4-10) (Engan 2014c)**

Hvor:

$(p_s)_{abs}$  = Absoluttrykk [Pa]

$V_s$  = vannhastighet på sugesiden [m/s]

$p_v$  = damptrykket til fluidet [Pa]

H = trykkhøyden ut av pumpen [mVS]

NPSH = nødvendig innløpstrykk [mVS]

$$Z_{max} = Z_a - Z_f - NPSH - Z_v - Z_s$$

**(4-11) (Bjerkholt & Ensby 2012)**

Hvor:

$Z_{max}$  = Maksimal sugehøyde [mVS]

NPSH = nødvendig innløpstrykk [mVS]

$Z_a$  = atmosfærisk trykk [mVS]

$Z_f$  = friksjon tap i sugeledningen [mVS]

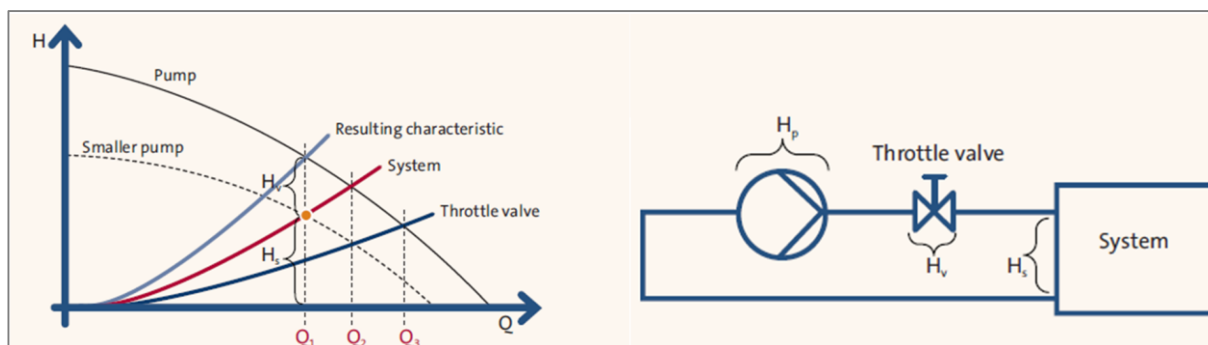
$Z_v$  = damptrykket til fluidet [mVS]

$Z_s$  = sikkerhetsfaktor [0,5-1 mVS ]

### 4.3 Styling av pumper

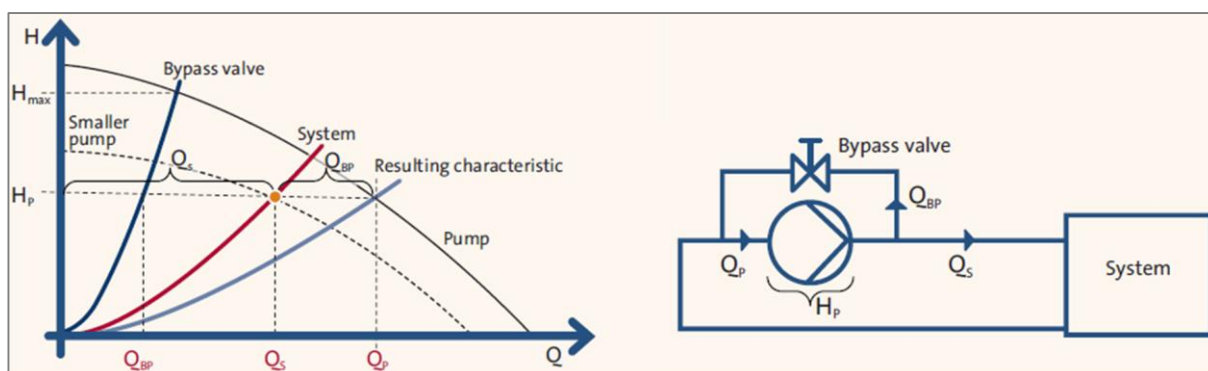
Ved bruk av pumper i VA-teknikk kan det være vanskelig å få balansert pumpens kapasitet med variasjonen i vannforbruk. Spesielt hvis pumpen er installert på en overføringsledning og som ikke styres av nivået i et høydebasseng. Pumpene kan da turtalls reguleres og styres av innlagte verdier for trykk eller vannmengde. De kan også pumpes mot strupte ventiler eller med bypass. Sammenkobling av pumper i serie og parallell gir stor fleksibilitet i bruk sammen med styringssystemer (Finsrud 2013b).

Tidligere har det vært brukt struping på utløpet til en pumpe som «styring» dersom den leverte for høyt trykk eller volumstrømning (Karassik et al. 2001). Dette er en ugunstig situasjon. Selv om driftspunktet og effektiviteten på pumpen kan være god, så kan det hende det pumpes med høyere trykk enn nødvendig (Sulzer Pumps 2010).



**Figur 4-10: Skjematisert oppbygging av en strupeventil. Endring av driftspunkt og systemkurve ved struping (Grundfos Industry 2004)**

Bypass løsning kan brukes for å kunne regulere trykk og volumstrømning ved en pumpe. Da vil overskuddsvolum strømme tilbake gjennom bypassen og pumpes på nytt. Bruk av bypass kan i noen tilfeller med sentrifugalpumper resultere i økt effektforbruk (Grundfos Industry 2004). Bypass brukes mest med aksial pumper, da disse gir lavere effektforbruk ved høyere volumstrømning (Nourbakhsh et al. 2007).



**Figur 4-11: Skjematisert oppbygging av en bypassventil. Endring av driftspunkt og systemkurve ved bruk av bypass (Grundfos Industry 2004)**

En annen måte å styre pumper på er ved bruk av frekvensomformere. Disse kan brukes på de fleste pumper og styrer pumpen slik at den kan kjøre på ulike omdreiningstall.

### 4.3.1 Sammenkobling av pumper

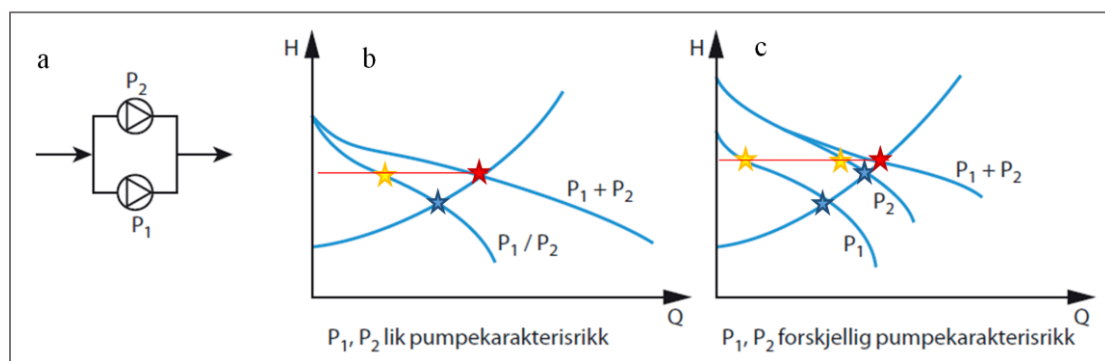
Dersom en pumpe ikke kan levere nødvendig trykk eller volumstrøm ved en pumpestasjon, kan det brukes to eller flere sammenkoblede pumper. Avhengig av forholdene kan pumpene kobles i serie eller parallelt. Det gir også ekstra fleksibilitet og sikkerhet for eksempel ved brannvannstapping (Finsrud 2013b).

Det er viktig at pumpene har tilnærmet like pumpekaraktistikker når de driftes parallelt eller i serie, ellers vil det kunne oppstå ugunstige situasjoner, hvor den svakeste pumpen kan være

mer til hinder enn til hjelp (Engan 2014c). Driftspunktet for begge pumpene bør fortsatt ligge ved nærmest mulig BEP-punktet.

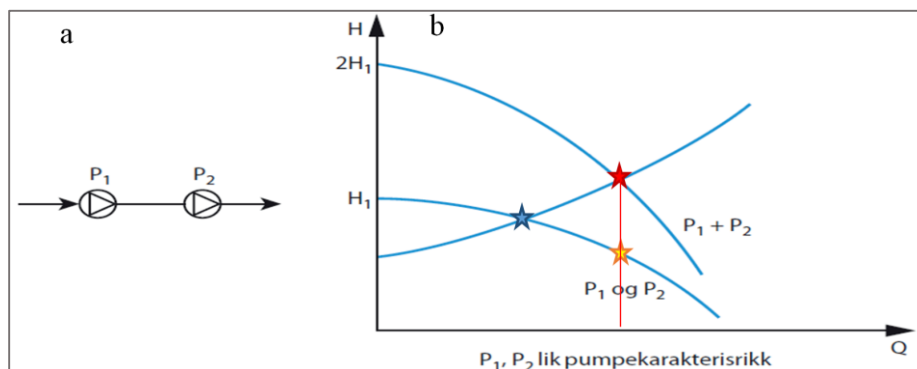
For å dekke forbrukstopper eller kunne levere nok vann ved uttak av brannvann kan det i pumpestasjoner være flere pumper parallelt (Figur 4-12). For å finne driftspunktet til pumpene kan det trekkes en horisontal strek fra kombinert driftspunkt som krysser pumpekurven (Nourbakhsh et al. 2007).

Ved to ulike pumper må det hindres at vann renner tilbake gjennom den «svakeste» av pumpene ved oppstart og stenging av pumpene. Det bør installeres tilbakeslagsventil. Små endringer på ledningskarakteristikken vil kunne gi store utslag på driftspunktet.



**Figur 4-12: Parallellkobling av pumper, modifisert fra Lindholm et al. (2012). Blå stjerner er driftspunktet for en pumpe. Rød stjerne er det samlede driftspunktet for to parallelkoblede pumper. Gule stjerner er driftspunktet for den enkelte pumpen ved parallell drift**

Pumper i serie kan brukes dersom det ikke oppnås tilstrekkelig trykk med én pumpe (Figur 4-13). Når det installeres pumper som ikke er geometrisk like, bør den med lavest NPSH-verdi installeres først i systemet. Dersom det er to ulike pumper i serie, kan det oppstå situasjoner hvor en av pumpene ikke kan gi høy nok volumstrøm. Ved et slikt tilfelle vil pumpen isteden fungere som hydraulisk motstand i systemet.



**Figur 4-13: Seriekobling av pumper, modifisert fra Lindholm et al. (2012) Blå stjerner er driftspunktet for en pumpe. Rød stjerne er det samlede driftspunktet for to seriekoblede pumper. Gul stjerne gir driftspunktet for den enkelte pumpen ved seriedrift**

Det kan i noen tilfeller være mer gunstig å kjøre to pumper med redusert turtall. Det gir lavere effektforbruk ved hver av pumpene. Det kan føre til at de har bedre virkningsgrad.

Systemtapet blir også lavere når volumstrømmen splittes på grunn av redusert hastighet (Grundfos Industry 2004).

### 4.3.2 Affinitetslovene

Affinitetslovene ved pumper og turbiner sammenligner identiske enheter med ulike omdreiningshastigheter eller impeller diameter. Det kan ses hvilken effekt rotasjonsendring har på endring av pumpens volumstrømning(4-12), trykkøkning (4-13) og effektbehov (4-14). En halvering i omdreiningshastighet fører til at effektbehovet reduseres til en åttendedel (Ødegaard et al. 2014). Dersom det er systemforandring må man tegne opp QH-kurve for pumpen og systemet for å finne nytt driftspunkt (Figur 4-14).

Begrensninger med affinitetslovene:

- Antatt likt friksjonstap i begge pumpene, dette gjelder ikke alltid.
- Det antas homogen væske (Nourbakhsh et al. 2007)
- Det er viktig å presisere at lovene er begrenset til systemer som forblir uforandret gjennom endring av volumstrøm! Hvis ikke må systemkurven inkluderes i analysen, Figur 4-14.
- Kun Formel (4-12) gjelder for fortregningspumper (Salvesen 1981).
- Når spesifikk hastighet, øker minker nøyaktigheten til Affinitetsloven. Loven bør bare brukes ved små forandringer av turtall (Wilson).

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad \frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^2 \quad \frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3$$

**(4-12) (4-13) (4-14)**

Hvor:

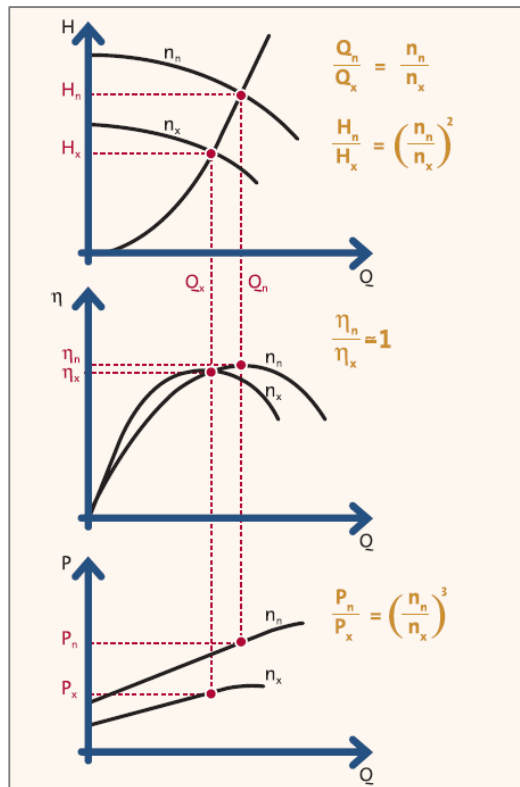
$n$  = turtallet

$Q$  = volumfluks

$H$  = trykkhøyde

$P$  = effektbehov

$\eta$  = virkningsgraden



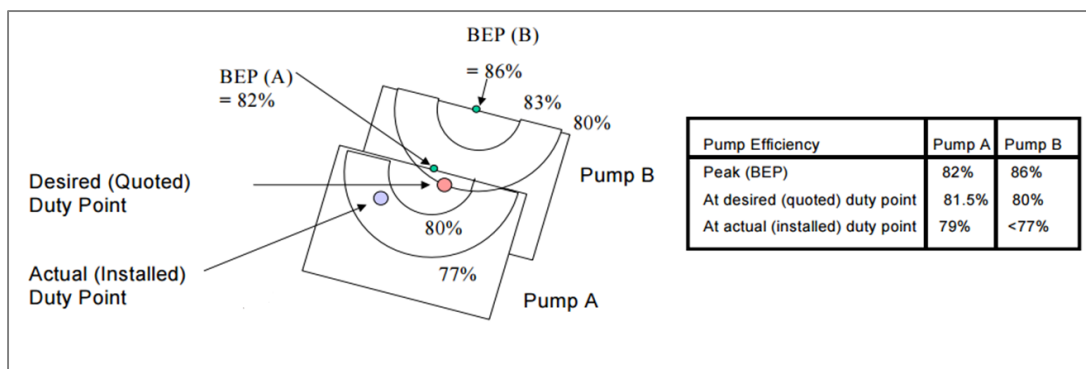
Figur 4-14: Pumpekurve ved systemforandring (Grundfos Industry 2004)

## 4.4 Valg av pumpe

Ved dimensjonering av pumpestasjoner og ved valg av pumper er det viktig med riktig design. Bend, ventiler og andre singularøstap må regnes med i total løftehøyde (Karassik et al. 2001). Om pumpen er feil designet kan den i verste fall ende opp med å ikke kunne levere tilstrekkelig mengde eller trykk. Ved dimensjonering er det viktig ikke bare å se på hva som er ønsket driftspunkt, men hva som blir mest sannsynlige driftspunkt (ANSI 2011)

Viktige kriterier ved valg av pumper kan ifølge Lindholm et al. (2012) være:

- at pumpen gir nødvendig løftehøyde og vannføring
- at pumpa har maksimal virkningsgrad i nærheten av driftspunktet
- muligheter for frekvensregulering
- driftssikkerhet
- innkjøpspris
- tilstrekkelig NPSH-verdi (Finsrud 2013b)



Figur 4-15: Ønsket driftspunkt mot hva som mest sannsynlige blir driftspunkt (ANSI 2011)

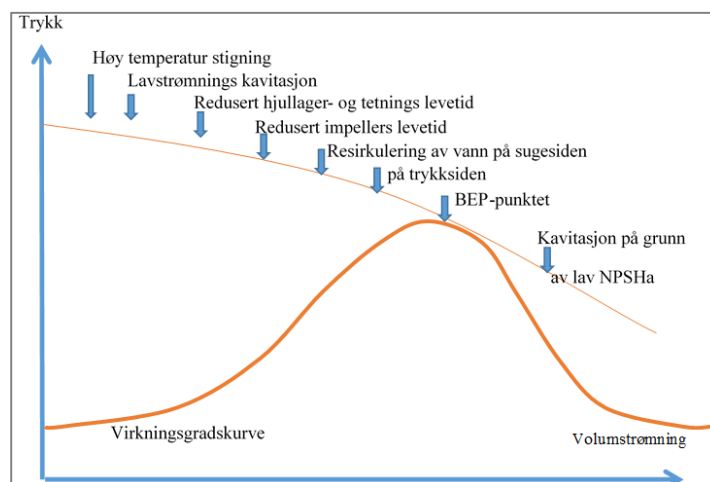
Det er ikke nok å tenke kun på pumpens drift. Alle komponentene i systemet har potensial for å spare energi. Ifølge “The German Association of Electrical and Electronics Manufacturers“, kan 10 % spares ved bruk av høyeffektive motorer, 30 % kan hentes ved riktig bruk av frekvensomformere, men opptil 60 % av spare potensialet er knyttet til riktig design med helhetlig optimalisering. (Bargmeyer et al. 2014)

#### 4.4.1 Påvirkning av slitasje

Pumper mister raskt «installert virkningsgrad». ETSU (2001) mener at det er vanlig for små pumper at virkningsgraden minker med opptil 20 % innen 2 år. De nevner at store pumper vanligvis taper 5 % virkningsgrad innen 5 år.

Vedlikehold er viktig for å hindre tap i virkningsgraden. Et eksempel ved en høytrykkspumpe i Sverige viste at når den ble vasket og belagt med et kompositt-material, sank energibehovet fra 0,11 til 0,6 kWh/m<sup>3</sup>. Det gav en årlig besparelse på 275 000 kWh (Svenskt Vatten 2003).

Det kan oppstå slitasje ved å drifte pumpen unna BEP-punktet. Kavitasjon, tørrkoking og vibrasjoner kan gjøre levetiden kortere (Figur 4-16).



Figur 4-16: Forskjellige ulemper ved å kjøre pumpene borte fra BEP punktet. Modifisert fra ANSI (2011)





# Del 3 – Metode og resultater

## 5 Metode

### 5.1 Analyseområde

VAV har ansvar for drift og vedlikehold av 1565 km vannledningsnett, 18 høydebasseng og 30 pumpestasjoner (VAV 2015). Denne oppgaven vil se nærmere på pumpestasjonenes energiforbruk, samt energieffektivitet ved enkelte casestudier.



**Figur 5-1: Utsnitt av Oslos Distribusjonsnett med pumpestasjon, kummer og brannkummer (Aulie 2015)**

I 2014 hadde vannbehandlingsanleggene en vannproduksjon på 96,9 millioner m<sup>3</sup>. 82,3 millioner m<sup>3</sup> blir produsert ved Oset. Hovedledninger forsyner lavtliggende bydeler og Oslo vest, mens 33 % av vannet pumpes opp til et basseng og fordeles derfra for å forsyne bydelen i øst (Oslo kommune 2005). I 2015 var total pumpet vannmengde 45 567 Mill m<sup>3</sup>.

Det årlige energiforbruket for vannpumping var rundt 28 GWh, dette gir et gjennomsnittlig energiforbruk på 0,28 kWh/m<sup>3</sup> (Venkates 2011). Hovedplan vann og avløp sier at det er 0,11 kWh/ m<sup>3</sup> (Oslo kommune 2015). Da inkluderes ikke strømforbruk tilknyttet vannpumping ved VP28, og drikkevann som blir distribuert ved selvføllprinsipp er også medregnet.

#### 5.1.1 Bakgrunn for valg av pumpestasjoner

Pumpestasjonene i Oslo kommunes distribusjonsnett har forskjellige formål, størrelser og driftsmåter. Stasjonene som er valgt for nøyere undersøkelse ble valgt for å vise den store variasjonen og for å se på om forbedringer kan gjøres på flere typer stasjoner:

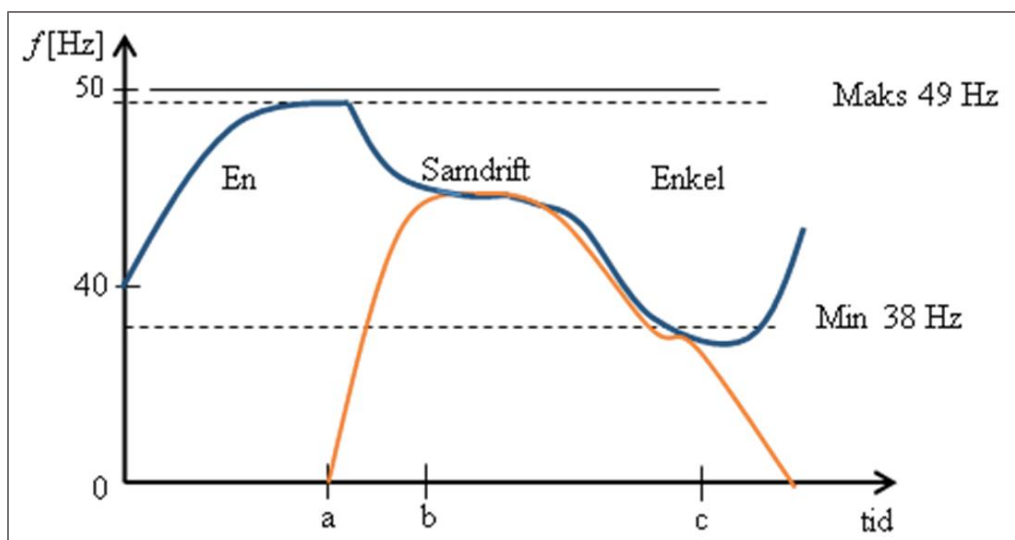
- VP7 er en liten pumpestasjon som gir ensidig forsyning til en liten trykksone.
- VP9 er blant de største pumpestasjonene i Oslo og den forsyner en stor trykksone som har flere forsyningslinjer. Nattestid fyller den et høydebasseng.
- VP12 er en middelstor pumpestasjon som forsyner en trykksone som har tosidig forsyning.
- VP28 pumper store mengder med stor trykkøkning til et høydebasseng. Stasjonen kjører uten frekvensomformer.

### 5.1.2 Styringsregler for pumpene til VAV

For å kunne forstå hvor mulighetene er for å øke energieffektiviteten til pumpestasjonene, er det viktig å forstå styringen og reguleringen ved pumpene. Derfor er de viktigste punktene beskrevet kort under.

#### Regulering

Pumpene reguleres av frekvensomformer. Innstillingene kan stilles for hver enkelt stasjon. Den er stilt inn med «bør-verdi» for trykk ut, og frekvensomformereren prøver å styre pumpene etter dette. Dersom forbruket øker i sonen, synker trykket. For å kompensere for dette må turtallet til pumpen øke (Figur 5-2). Ved punkt a når pumpen maks turtall, da starter neste pumpe i rekkefølgen av PLS. Når neste pumpe har startes, reguleres den første pumpen, slik at pumpene kjører med synkront turtall, punkt b. Ved punkt c, er forholdene slik at pumpene kjører under laveste turtall. Dermed stoppes siste pumpe og første pumpe kjører alene. Pumpestasjonene har intervaller for tillat motorfrekvens (Figur 5-3).



Figur 5-2: Skjematisk oppstart/stopp av pumper ved en pumpestasjon

Max turtall, start neste :	49,5	Hz
Tid max turtall :	60,0	sek
Min turtall, stopp neste	45,5	Hz
Tid med Min turtall :	20,0	sek

Figur 5-3: Eksempel på frekvensintervall. Skjermdump FK-systemet

### ***Start og stopp av pumper***

Pumper bør ikke startes og stoppes med for stor hyppighet på grunn av slitasje på motorene, dette gjelder spesielt ved større motorer (Øverland 2016). Anbefalt maksimal antall startinger per time er gjerne oppgitt i produsentens motorblad. I pumpestasjonene til VAV skal pumpene etter pumpestopp stå en gitt tid før de starter opp igjen. Dette forhindrer for hyppig start av pumpene.

### ***Alternering***

På grunn av ønsket om jevn belastning kjøres pumpene med alternering. Det vil si at det er satt opp en prioritert rekkefølge for start/stopp av pumpene i PLS-systemet (Figur 5-4). Denne rekkefølgen rulleres, slik at det oppstår jevn belastning og samme gangtid på pumpene.

<b>Startrekkefølge</b>	
<input type="checkbox"/>	P1-P2-P3-P4
<input type="checkbox"/>	P2-P3-P4-P1
<input type="checkbox"/>	P3-P4-P1-P2
<input type="checkbox"/>	P4-P1-P2-P3

Figur 5-4: Eksempel på alterneringsmønster. Skjermdump FK-systemet

### ***Sensorer ved pumpestasjonene***

- Pumpestasjonene har vannmålere, FT1, som måler vannmengden til sonen. Dersom det er flere utgangssoner er det flere vannmålere. Om vannmålerne overstiger innstilt mengde, gir det alarm for rørbrudd og pumpene stenges av.
- Trykkgivere montert på ledningen inn, PT1, og ledningen ut, PT2. For å hindre kavitasjon stopper pumpene ved lavt trykk inn til pumpen. Pumpene stopper også ved for høyt trykk ut.
- Nivåstav LS1, som måler vann på gulvet og gir alarm ved oversvømmelse.
- Temperaturmålere for drift av ventilasjon og alarm ved varmgang av pumper.
- Alarm inntreffer dersom det er feil i stasjonen, for eksempel på grunn av høy temperatur i pumpehuset, ledningsbrudd, feil i PLS eller frekvensomformereren.

## 5.2 Innhenting av data

For å hente data til denne oppgaven er det brukt VAV sine eksisterende systemer for innhenting, behandling og loggføring av data. Dette er gjort for å undersøke om den mengden data som kontinuerlig loggføres kan utnyttes på en god måte. Om ikke annet er nevnt er i innhenting gjort gjennom; FK-systemet (iFIX, og iHistorian) og Hafslund Online. Opplysninger om stasjonen og pumpene ble hentet fra arkiv eller direkte fra utstyret der det var tilgjengelig.

### 5.2.1 Proficy iFIX

Proficy iFIX (heretter omtalt som FK-systemet) er en SCADA-modulen (General Electric 2006). FK-systemet kommuniserer direkte med VAV sine PLS- eller I/O-systemer. Det kan være kommunikasjon med trykkventiler, mengdemålere, høydebassenger og pumpestasjoner. Data presenteres grafisk. Bestemmelse av settpunkter, avlesning av verdier og analyser av driften kan gjøres enkelt. Et eksempel på datapresentasjon ved et renseanlegg er presentert i Figur 5-5:



Figur 5-5: Eksempel på datapresentasjon på forskjellige plattformer (General Electric 2006)

SCADA-systemer kan (General Electric 2006):

- brukes til å gi alarmer, for eksempel om pumpefeil, eller lavt nivå i et høydebasseng
- sende meldinger om start og stopp på pumper
- overføre målerverdier, som brukes til grunnlag for å utarbeide dokumentasjon av driftstilstand (statistikk)
- styre prosesser, for eksempel pumper og ventiler
- gi sanntidsstyring basert på gitte parameter og settpunkt
- utføre justering av beregningsforutsetninger i PLS.
- gjøre det er mulig å overstyre PLS og frekvensomformere fra systemet

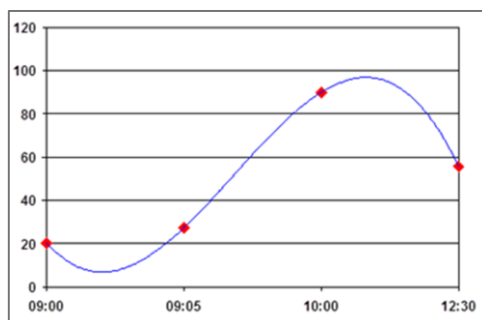
## 5.2.2 Proficy Historian

Proficy Historian (heretter omtalt som Historian) er et tilleggsprogram til iFIX som kan brukes i regnearkprogrammer, for eksempel Microsoft Excel. Historian brukes for å hente data fra iFIX systemet. Programmet er i stand til å hente lange tidsserier eller tilnærmet øyeblikks data (Friedenthal 2007). For å hente ut data må det henvises til «Tagnavn», som er navnene til de forskjellige sensorene (Tabell 5-1).

Tabell 5-1: Eksempler på «Tagnavn» og beskrivelser ved VP12

Tag navn	Enhet	Beskrivelse
VAV1.VP12_FQ1_ST.F_CV	m <sup>3</sup>	Akkumulert siste time
VAV1.VP12_FT1_GT.F_CV	l/s	Gjennomsnitt flow sist time
VAV1.VP12_HF_JQ_SD.F_CV	kWh	kWh siste døgn (F_CV)
VAV1.VP12_P1_STROM.F_CV	A	Pumpestrøm (F_CV)
VAV1.VP12_P1_TURT.F_CV	o/min	Turtall pumpe (F_CV)
VAV1.VP12_PT2_VERDI.F_CV	bar	Utløpstrykk (F_CV)

Ved bruk av loggført data er det viktig å være klar over at verdiene ikke nødvendigvis lagres med jevne intervall (Figur 5-6). I Historian kan data hentes på forskjellige måter for å kompensere for dette. Programmet kan for eksempel gi dataserier for maksimal-, minimal- og gjennomsnittsverdier. Det kan også gi beregnet verdi ved et gitt intervall eller totalverdier. Ved hver av disse beregningene kan det velges om det skal være interpolerte data eller rådata. I denne oppgaven er det brukt rådata (Raw Average). Da returneres det aritmetiske gjennomsnitt av loggført data for det gitte intervallet. Dette er blitt gjort for å unngå at perioder uten datalogging returneres. Interpolering er beregning av verdien til en funksjon mellom to eller flere allerede kjente verdier. Det kan gi ekstremverdier som er utenfor intervallet av målte verdier. Trendlinjer en type interpolasjon (Figur 5-6). Valg av tidsintervallene er bestemt etter hvilke formål verdiene skulle brukes til. Begrepet «gyldig loggført data» tilsvarer i denne oppgaven at det er loggført minst en verdi innen valgt intervall.



Figur 5-6: Røde punkter angir loggført data, blå linje er trendlinje av tredjegrads polynom, modifisert fra Friedenthal (2007)



## Utsyr

- Datamaskin for loggføring av elektro
  - Fluke v3000 Fc voltmeter
  - 3x Fluke a3001 Fc amperemeter
- Loggføring gjennom FK.
  - ABB WaterMaster Electromagnetic volumstrømningsmåler
  - Altivar 38 Telemecanique frekvensomformer. Strømmåler med 12 bits oppløsning, som sier at minste endringen den kan lese er ca. 0.25A. Nøyaktighet ved 25 °C ± 0,3 %, ±3 A (Nicolaisen 2016)
- Spenning beregnes ved bruk av frekvens spenningsforholdet. Kvadratisk metode



Figur 5-8: Voltmeter som ble brukt til loggføring under testen (Fluke 2014)

For å måle strømmen til motoren må amperemeteret være av en type som takler «ikke sinus» strømmer. Dette er på grunn av at frekvensomformerens utgangsstrøm er boksformet (Figur 3-25). Resultater fra strøm- og spenningsmålingene finnes i Vedlegg A.

## 5.3 Beregninger

### 5.3.1 Overordnet energibetraktning

Ved overordnet energibetraktning er akkumulert døgnverdi for hvert døgn i 2015 brukt. Intervallet var 1 døgn og loggført verdi var «akkumulert mengde siste døgn [m<sup>3</sup>]» (5-1). Ved innsamlingen av data gjennom FK-systemet var det noen pumpestasjoner hvor pumpet vannmengde ikke var tilgjengelig for lengre perioder. Da har verdier blitt hentet fra arkiv, eller tidligere utregninger der det har vært tilgjengelig. Disse vil derfor ikke tilsvare nøyaktig mengde for 2015. Noen stasjoner er utelatt fra den overordnede analysen da gyldige verdier ikke var tilgjengelig.

$$Q_{\text{år}} = \sum_{n=1}^{365} Qd_n$$

(5-1)

Det er hentet ut verdier for pumpet vannmengde [ $m^3$ ] og energibehov [kWh].

Noen beregninger inkluderer trykkehøyde, disse verdiene er hentet fra arkivet. Trykkehøyden er differanse mellom trykk inn og trykk ut. Ved Figur 6-3 er tall fra FK-systemet hentet for å vise at det er avvik ved loggførte verdier fra kommunenes målere i FK-systemet og nettleverandørens målere. Hafslunds-data er brukt videre i den overordnede energibetraktningen, da det antas at disse verdiene har minst usikkerhet.

$$\eta = \frac{Q * H}{367,2 * P_w}$$

**(5-2) (Kjellèn & Andersson 2002)**

Hvor:

$\eta$  = pumpens virkningsgrad

$Q$  = vannmengde [ $m^3$ ]

$H$  = tilført trykkehøyde [mVS]

$E_w$  = Energibehov [kWh]

Ved virkningsgrad eller energibetraktninger med hensyn på trykkehøyde, er trykkehøydeverdiene satt til forskjellen mellom lavtrykk- og høytrykksonen til pumpen.

Ved sammenligning av strømforbruk ved pumpestasjoner gjenspeiler enheten «kWh per produsert  $m^3$ » dårlig det totale energiforbruket ved pumpestasjonen (5-3). Det totale energiforbruket vises best ved «Wh per  $m^3$  per mVS trykkøkning» (5-4).

$$Energiforbruk = \frac{E}{Q} \left[ \frac{kWh}{m^3} \right]$$

**(5-3) (Finsrud 2013b)**

$$Energiforbruk = \frac{E}{Q * H * 1000} \left[ \frac{Wh}{m^3 * m} \right]$$

**(5-4) (Finsrud 2013b)**

Hvor:

$E$  = Strømforbruk [kWh]

$Q$  = Pumpet vannmengde [ $m^3$ ]

$H$  = Trykkøkning [m]

I Figur 6-3 er det beregnet total virkningsgrad for pumpestasjonene. Serien «faktisk mengde» er beregnet virkningsgrad basert på formel (5-2), strømforbruk fra Hafslund og pumpet mengde fra FK-systemet,



Serien «estimert etter døgnfaktor» er antatte virkningsgrader hentet fra Rosenland (2003). Beregningene til Rosenland (2003) er tatt på bakgrunn av strømforbruk fra Hafslund og timesgjennomsnitt mellom 09.00-12.00. Dette timesgjennomsnittet er antatt q maks for sonen og ved å dividere den med døgnfaktor etter sonens størrelse, estimeres dagsforbruk og deretter årsforbruk.

Det er regnet vanlig aritmetisk gjennomsnitt for stasjonene, men for å få et mer realistisk bilde av samlet virkningsgrad brukes formel (5-5). Den tar hensyn til årlig pumpet vannmengde ved de ulike stasjonene, også kalt vektet middelerverdi.

$$\bar{n} = \frac{\bar{n}_1 * Q_1 + \bar{n}_2 * Q_2 + \bar{n}_3 * Q_3 + \dots + \bar{n}_n * Q_n}{\sum Q}$$

**(5-5)**

Hvor:

$\bar{n}$  = samlet virkningsgrad

$\bar{n}_n$  = pumpestasjonens virkningsgrad

$Q_n$  = pumpestasjonens pumpet vannmengde [m<sup>3</sup>]

$\sum Q$  = samlet pumpet vannmengde [m<sup>3</sup>]

### 5.3.2 Energibetraktning av utvalgte pumpestasjoner

Ved energibetraktning ble den hydrauliske virkningsgraden for pumpene ved pumpestasjonene utregnet. Tap knyttet til motor, frekvensomformer og effektfaktor ble antatt konstant (5-10). Dette ble gjort for å snevre inn data innsamlingen og forenkle beregningene.

Det ble hentet ut gjennomsnittsverdier for hver time med gyldige data i 2015. Intervallet var 1 time og gjennomsnittsverdier av rådata ble loggført.

$$\bar{Q}_{time} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n}{n}$$

Det ble hentet ut verdier for volumstrøm [l/s], tilført trykkehøyde [mVS], frekvens [Hz] og strøm [A]

Tilført trykkehøyde inkluderer ikke trykktapet over stasjonene, men trykkøkningen er gjort basert på trykkdifferansen over stasjonen (5-6).

$$H = p_1 - p_2$$

**(5-6)**

Hvor:

$H$  = tilført trykkehøyde [mVS]

$p_1$  = trykk ved innløpet til stasjonen [mVS]

$p_2$  = trykk ved utløpet av stasjonen [mVS]

Det var bare tilgjengelig tall for effektforbruk ved VP28, derfor ble det brukt en beregning på bakgrunn av spenning- og strømforbruk ved de andre stasjonene (5-10). Det ble gjort en omgjøring av motorens frekvens til spenning. Det ble brukt konstantmetode (5-8) ved VP9 og VP12. Kvadratisk metode (5-9) ble brukt ved VP7.

$$P_m = \sqrt{3} * U * I$$

**(5-7) (Danfoss 1998)**

$$U = 8 * Hz$$

**(5-8) (Danfoss 1998)**

$$U = 0,16^2 * Hz$$

**(5-9) (Karlsen 2016)**

Hvor:

$P_m$  = effekt [kW]

$U$  = spenning [V]

$I$  = strøm [A]

$Hz$  = Frekvens

$$\eta = \frac{\rho * g * q * H}{P_m * \eta_m * \eta_f * \cos \varphi}$$

**(5-10) (Karlsen 2016)**

Hvor:

$\eta$  = pumpens virkningsgrad

$\rho$  = tettheten til vann[kg/m<sup>3</sup>]

$q$  = volumstrøm [l/s]

$H$  = tilført trykkhøyde [mVS]

$P_m$  = effekt [kW]

$\eta_m$  = motorens virkningsgrad

$\eta_f$  = frekvensomformerens virkningsgrad

$\cos \varphi$  = effektfaktoren

Informasjon om motor og frekvensomformer er hentet fra leverandørens datablader der det har vært tilgjengelig. Ellers har innhenting av informasjon skjedd ved avlesning av motorplatene, et eksempel fra VP9 kan leses i Vedlegg A (Figur 0-2). Motorens virkningsgrad er sjeldent oppgitt på merkeplaten og er beregnet for motorene i oppgaven (5-11).

$$\eta_m = \frac{P_m}{\sqrt{3} * U * I * \cos \varphi}$$

**(5-11) (Sandstad 2009)**

Hvor:

$\eta_m$  = motorens virkningsgrad

$P_m$  = nominell utgangseffekt [W]

$U$  = spenning [V]

$I = \text{strøm [A]}$

$\cos \varphi = \text{effekt faktoren}$

## 5.4 Forslag for å bedre energieffektiviteten

Ved analyse av loggført data ved de utvalgte stasjonene pekte det seg ut to tiltak som kunne redusere strømforbruket og øke energieffektiviseringen ved pumpestasjonene. Disse tiltakene vil kunne utføres i FK-systemet og går ikke bekostning av leveringssikkerheten til sonene.

### 5.4.1 Endring av frekvens

Endring av pumpestasjonens frekvensområde vil ikke gå på bekostning av pumpestasjonens kapasitet. Det tar utgangspunkt i at pumpene ved mange av pumpestasjonen driftes med unødvendig samdrift. Optimalisering av frekvensområdene gjør at pumpene oftere driftes med riktig antall pumper, og dermed med høyere virkningsgrad (5-14).

### 5.4.2 Endring av altemeringsmønster

Endring av altemeringsmønster tar utgangspunkt i at VAV allerede har en metode for å styre hvilke pumpe som til enhver tid skal være i drift. Å utføre en endring slik at de pumpene med best virkningsgrad har høyest andel drift vil øke stasjonens virkningsgrad. Det er viktig at det fortsatt er en rotasjon i pumpene, og i beregningen under er det forutsatt minimalt 10 % og maksimalt 90 % gangtid ved hver enkelt pumpe ved pumpestasjonene (5-15).

### 5.4.3 Beregning av potensiell besparelser

Ved beregning av potensiell besparelse benyttes antatt energimengde brukt på pumping ved pumpestasjonene, eksklusivt ventilasjon, varme og lys. Det er funnet ved å ta avviket mellom teoretisk og observert virkningsgrad til pumpestasjonen (5-12).

$$E_p = E_{tot} * \eta_{ps}$$

(5-12)

$$\eta_{ps} = \frac{\eta_{psobs}}{\eta_{psopt}}$$

(5-13)

Hvor:

$E_p = \text{strømforbruk knyttet til pumping}$

$E_{tot} = \text{totalt strømforbruk}$

$\eta_{ps} = \text{virkningsgrad pumpestasjon}$

$\eta_{psobs} = \text{pumpestasjonens observerte virkningsgrad}$

$\eta_{psopt} = \text{pumpestasjonens optimale virkningsgrad}$

Deretter er det analysert hvor stor andel av timene i 2015 pumpestasjonen har kjørt med feil antall pumper (5-14) eller med pumper med dårlig virkningsgrad (5-15).

$$\frac{\text{Antall timer med } (q > XX \text{ og } n \geq 2)}{\text{Antall timer med } (n \geq 1)} = npot \%$$

**(5-14)**

$$\frac{\text{Antall timer med (motorer med dårlig virkningsgrad)}}{\text{Antall timer med } (n \geq 1)} = npot \%$$

**(5-15)**

Hvor:

$q$  = volumstrøm [l/s]

$n$  = antall pumper i drift

$npot$  = timer med potensiell besparelse

$XX$  = valgt volumgjennomstrømning

Energi som er brukt ved drift i disse timene med potensiell besparelse beregnes ved (5-16). Da antas at energiforbruket er likt gjennom alle timene i året.

$$Ep * npot = Epot$$

**(5-16)**

Hvor:

$Ep$  = energiforbruk knyttet til pumping [MWh]

$Epot$  = energiforbruk med potensiale for forbedring [MWh]

$npot$  = timer med potensiell besparelse

For beregning av besparelse som kan oppnås ved endring av alterneringsmønster,  $npot$  kun de timene som forbedres.

Så brukes antatt virkningsgrad i intervallområde for første situasjon og for andre situasjon å finne ut hvor stor del av  $Epot$  som kan spares (5-17).

$$Ebes = Epot * \left(1 - \frac{\eta d}{\eta g}\right)$$

**(5-17)**

$Ebes$  = mulig besparelse [MWh]

$Epot$  = energi med potensiale for forbedring [MWh]

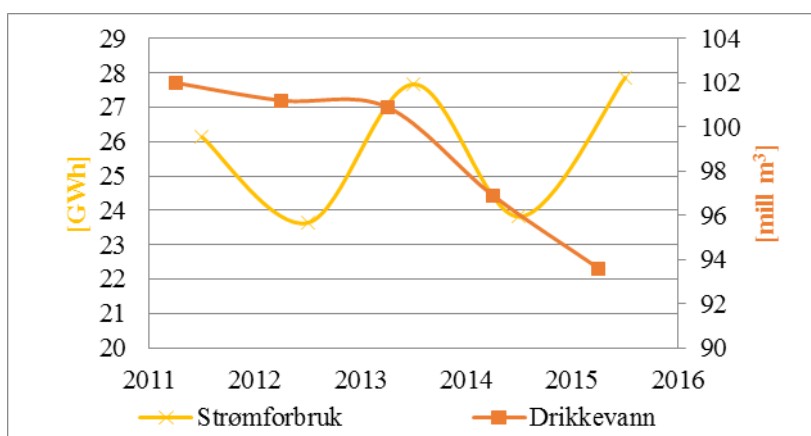
$\eta d$  = virkningsgrad til pumpene med dårlig drift

$\eta g$  = virkningsgrad til pumpene med god drift

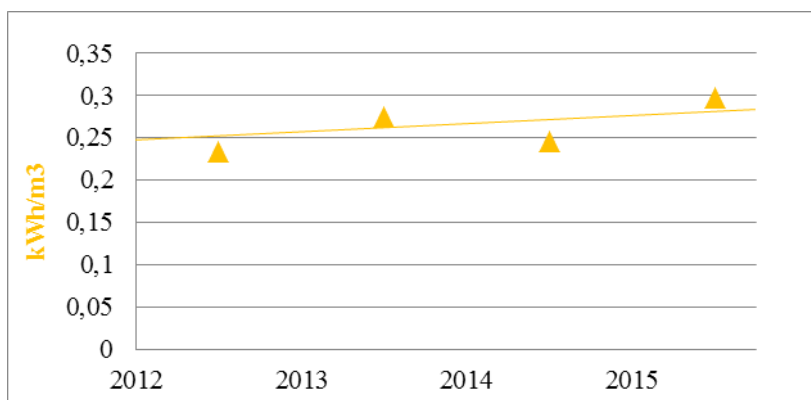
## 6 Resultater

### 6.1 Overordnet energibetraktning

Totalt strømforbruk for årene 2011 til 2015 varierer fra 23,5-28 GWh årlig (Thorud 2016) og mengde produsert drikkevann er synkende fra 102 Mill m<sup>3</sup> i 2011 til 93,5 Mill m<sup>3</sup> i 2015 (VAV 2015). Drikkevannsmengden går ned da VAV har mål om å holde produksjonen under 100 Mill m<sup>3</sup> per år, men strømforbruket har ikke samme nedgang (Figur 6-1). Gjennomsnittlig strømforbruk per produserte drikkevannsmengde ved pumpestasjonene i Oslo har fra 2012 til 2015 hatt en økning på 23,3 % (Figur 6-2).



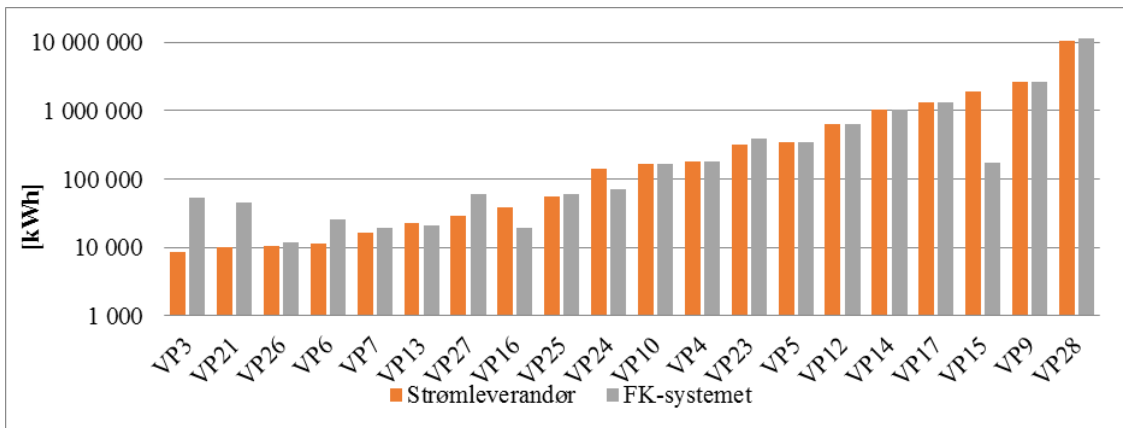
Figur 6-1: Årlig totalt strømforbruk knyttet til pumping av drikkevann og årlig total mengde produsert drikkevann.



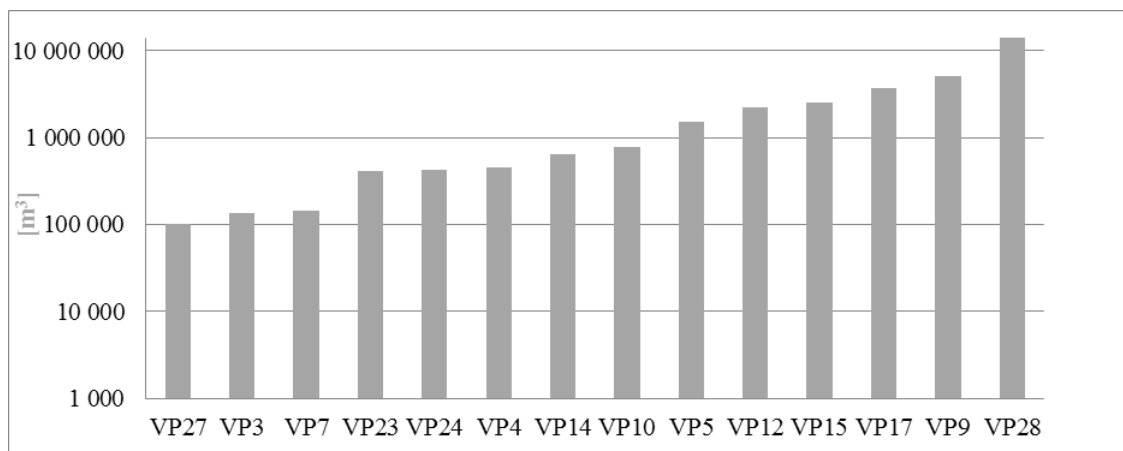
Figur 6-2: Gjennomsnittlig strømforbruk per kubikkmeter produsert drikkevann. (Thorud 2016) (VAV 2015)

Det er klar sammenheng mellom strømforbruk og pumpet vannmengde ved pumpestasjonene i Oslo. Stasjoner som pumper store mengder drikkevann årlig har også høyt strømforbruk (Figur 6-3 og Figur 6-4). Årlig pumpes det 45,6 Mill m<sup>3</sup>, av disse pumpes 27,4 Mill m<sup>3</sup> ved VP28.

Det er avvik mellom loggført data av strømleverandør og i FK-systemet (Figur 6-3)

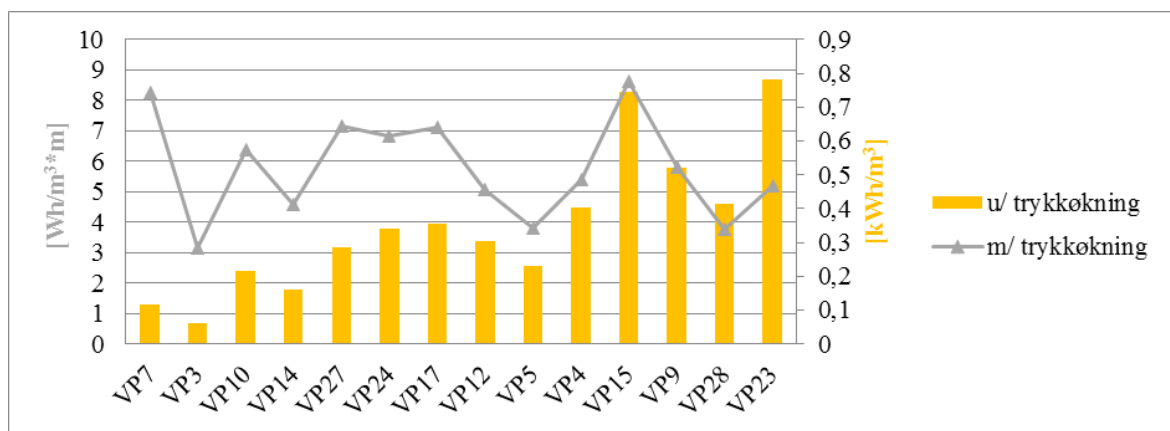


Figur 6-3: Totalt strømforbruk registrert av strømløseleverandør (Hafslund) og i FK-systemet ved utvalgte pumpestasjoner i Oslo kommune i 2015.



Figur 6-4: Totalt pumpet vannmengde registrert i FK-systemet ved utvalgte pumpestasjoner i Oslo kommune i 2015.

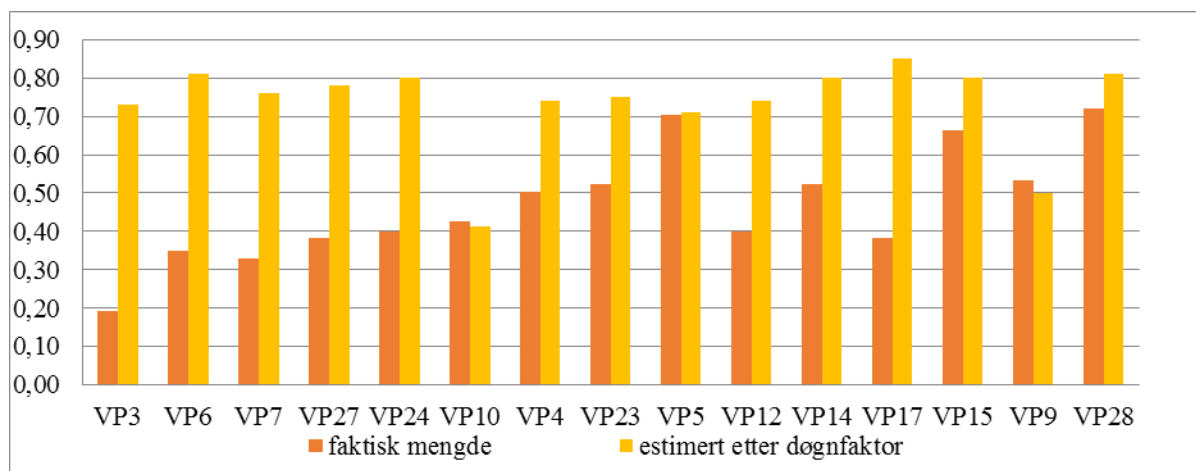
Pumpestasjoner kan ha tilsynelatende lavt energiforbruk, men dersom disse har lav trykkøkning over stasjonen kan tallene være misvisende (Figur 6-5). Gjennomsnittlig energiforbruk ved pumpestasjonen er på 0,42 kWh/m<sup>3</sup> og 4,55 Wh/m<sup>3</sup>\*m.



Figur 6-5: Energiforbruket per kubikkmeter pumpet vannmengde med og uten å ta hensyn til trykkøkningen ved pumpestasjoner. I stigende rekkefølge etter trykkøkning over stasjonen

### 6.1.1 Virkningsgrad

Virkningsgradstallene som er basert på faktisk pumpet vannmengde er tydelig lavere enn tallene fra estimerte tall basert på døgnfaktor (Figur 6-6).



Figur 6-6: Total virkningsgrad ved utvalgte pumpestasjoner. Beregnet etter faktisk og estimert pumpet vannmengde

Samlet gjennomsnittsverdien for virkningsgraden ved pumpestasjonene er større dersom det inkluderes pumpet vannmengde, Jf. Metode. De største pumpestasjonene i analysen har bedre virkningsgrad enn de mindre (Tabell 6-1).

Tabell 6-1: Samlet gjennomsnittlig virkningsgrad til pumpestasjonen i Oslo kommune

	Faktisk mengde	Etter døgnfaktor	Differanse
Basert på antall stasjoner	47 %	73 %	35 %
Basert på pumpet vannmengde	63 %	76 %	17 %

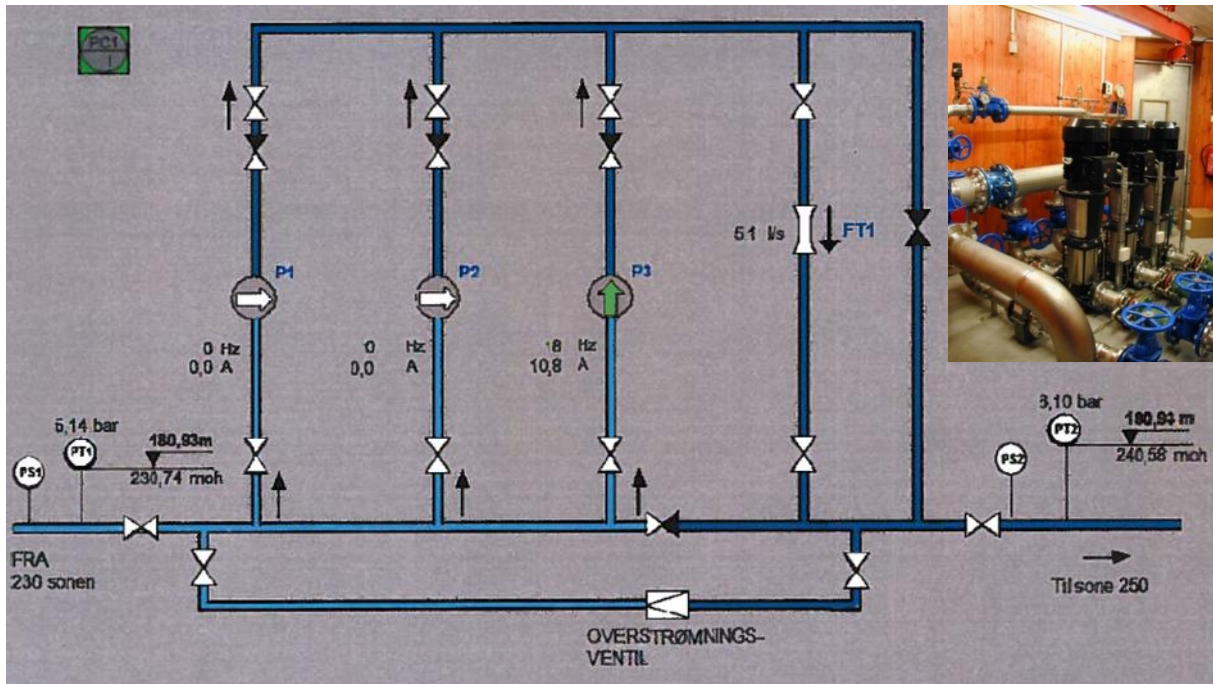
### 6.2 Energieffektivitet ved utvalgte pumpestasjoner

I dette kapitlet vil hver av de fire pumpestasjonene som undersøkes nærmere i oppgaven bli presentert. For hver pumpe blir følgende resultater fra datainnhenting presentert; driftsbetingelser, virkningsgrad, frekvens og antatte beste pumper. En samlet tabell for motoregenskaper ved pumpestasjonene kan finnes i Vedlegg B (Tabell 0-1).

Det er utført tester ved VP9 for å kontrollere data som er innhentet, samt verifisere antagelser tatt på bakgrunn av loggført data.

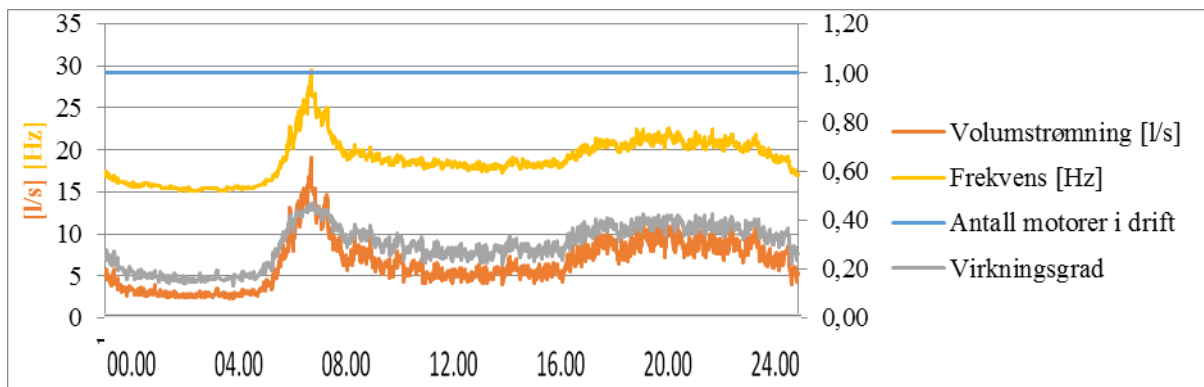
## 6.2.1 Pumpeasjon VP7

Pumpeasjon VP7 ble satt i drift 2003 og gir ensidig forsyning til en trykksone med 1900 PE. Strømforbruket i 2015 var på 16,5 MWh og driftskostnader knyttet til strøm var 12 435 NOK. Stasjonen har tre flertrinns pumper av typen Grundfos CR64 3-1A på 15 kW. Den er koblet til FK-systemet og ved datainnhenting var 90,9-95,7 % av data for 2015 gyldige.



Figur 6-7: Skjerdump av FK-systemet og bilde av VP 7

Det er en direkte sammenheng mellom volumgjennomstrømning til pumpen og husholdningsforbruket i sone (Figur 6-8).

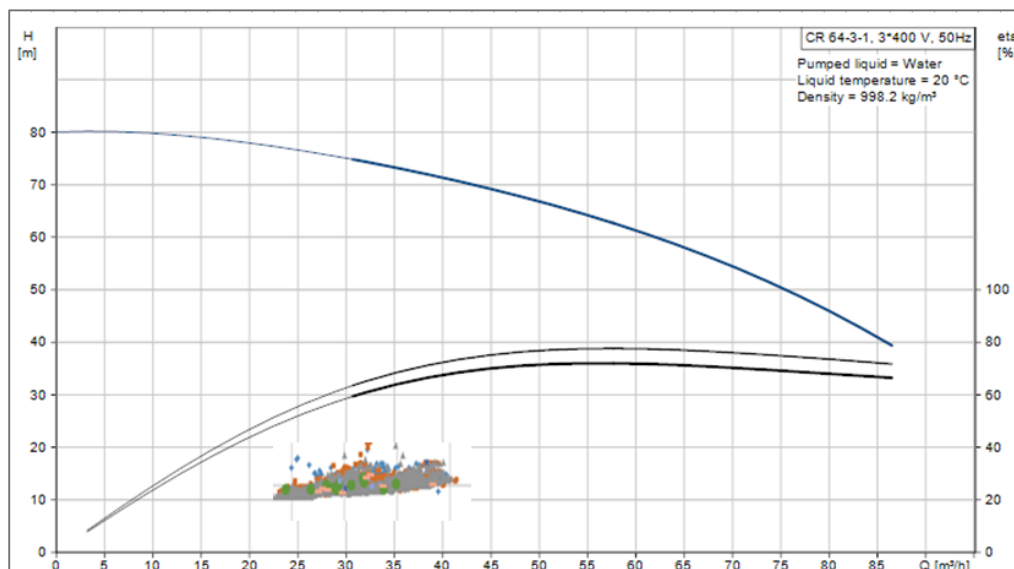


Figur 6-8: Gjennomsnittlige minuttverdier for pumpeasjon VP7 (16.04.2016)

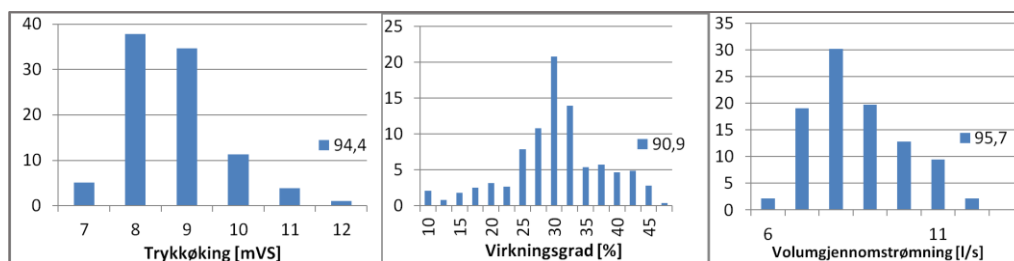


### ***Driftsbetingelser for pumpene ved VP7***

De tre pumpene er like og er designet for 22 l/s mot 45 mVS trykk (Figur 6-9). Stasjonen leverer årlig en gjennomsnittlig volumgjennomstrømning på 11 l/s og den årlige gjennomsnittlige trykkøkning over stasjonen er 8,5 mVS (Figur 6-10).



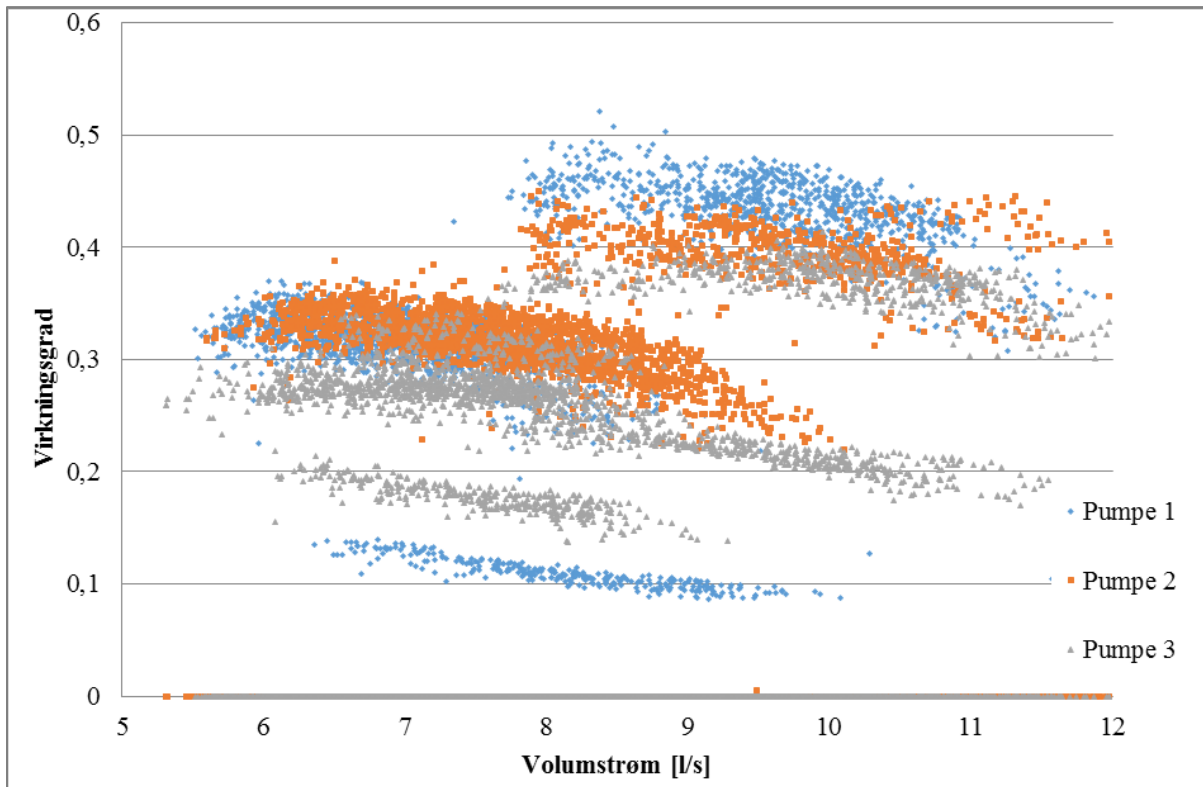
**Figur 6-9: Pumpekurve fra leverandør (Grundfos 2016) for VP7, punktskyen viser driftspunkt pumpene hadde i 2015.**



**Figur 6-10: Andel timer [%] med driftsbetingelser for pumpestasjon VP7 2015**

### ***Virkningsgrad for pumpene ved VP7***

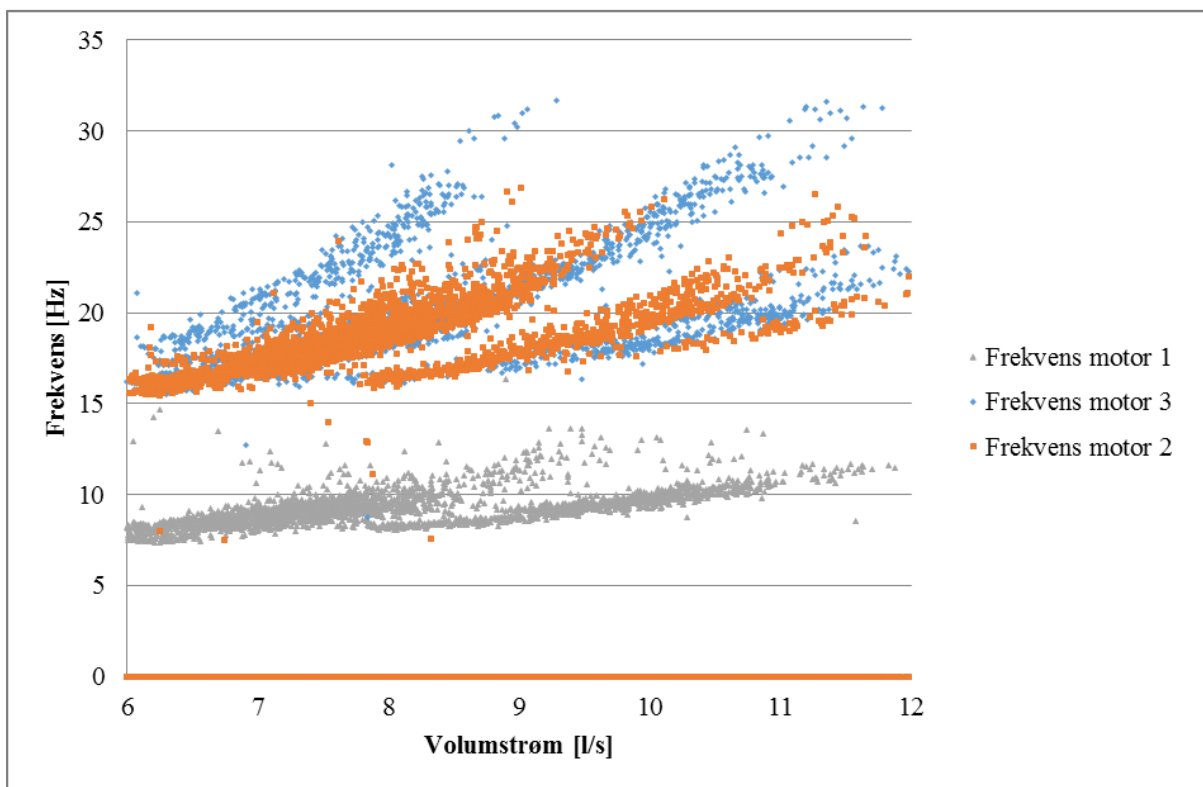
Ved pumpestasjon VP7 driftes det sjeldent mer enn én pumpe av gangen. Pumpe 1 har høyere virkningsgrad enn pumpe 2 og 3 (Figur 6-11).



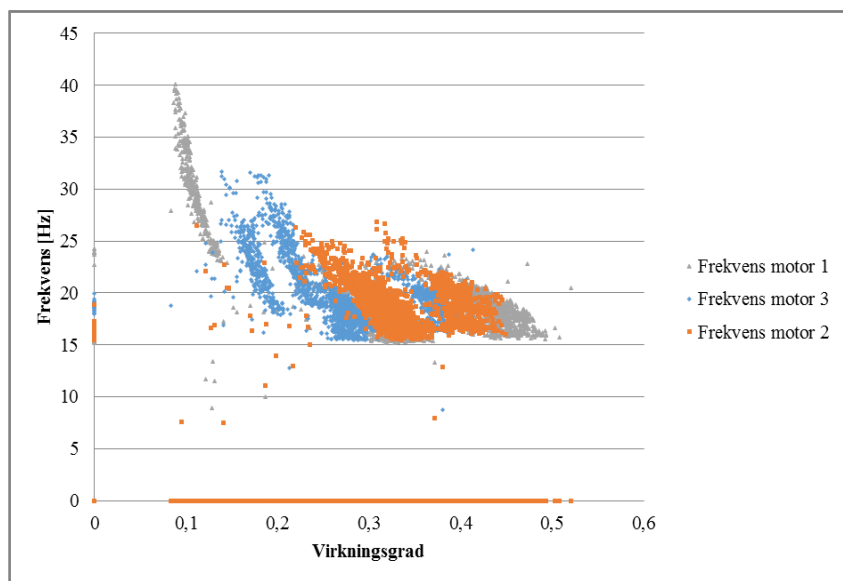
Figur 6-11: Virkningsgradskurve til pumpene ved VP7

### Frekvens til pumpene ved VP7

Pumpestasjonen hadde tre ulike typer driftssituasjoner i løpet av 2015 (Figur 6-12).



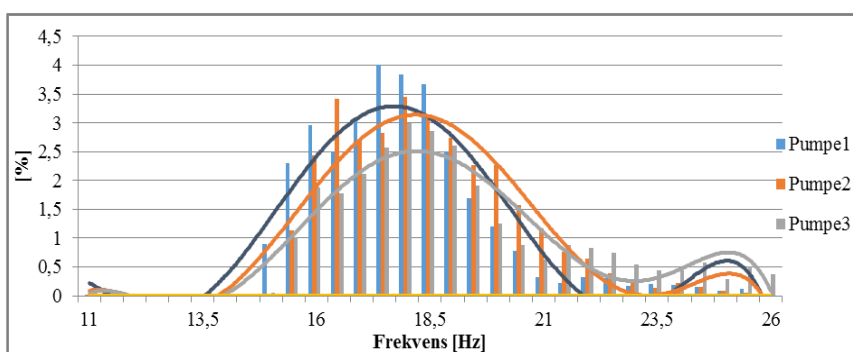
Figur 6-12: Volumstrøm mot frekvens for pumpene ved VP7



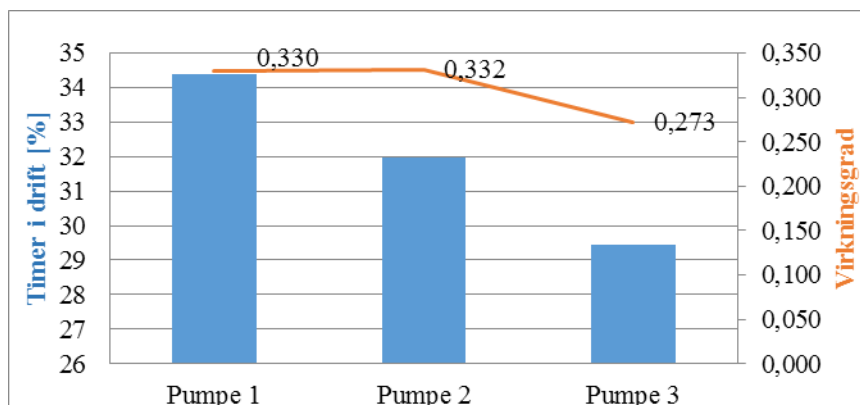
**Figur 6-13: Virkningsgrad mot frekvens for pumpene ved VP7**

VP7 drives med lave frekvenser og mest i intervallet rundt 15-22 Hz (Figur 6-14).

Pumpe stasjonen hadde gjennomsnittlig 0,96 pumper i drift i til en hver tid i 2015. Pumpe 1 hadde best gjennomsnittlig virkningsgrad i 2015. Gjennomsnittlig virkningsgrad ved pumpene var 0,31 mot virkningsgrad på 0,80 ved optimalt driftspunkt (Figur 6-15).



**Figur 6-14: Andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene ved VP7 var i drift ved forskjellige frekvenser**

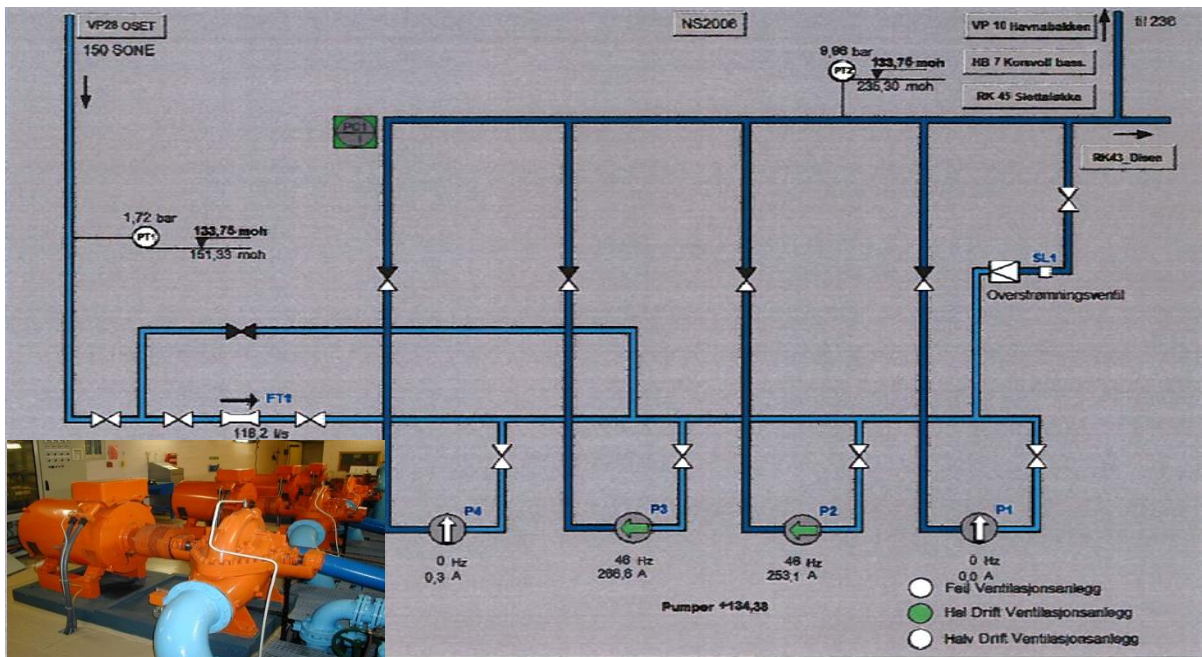


**Figur 6-15: Gjennomsnittlige virkningsgrader for pumpene ved VP7 og andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene var i drift**

## 6.2.2 Pumpestasjon VP9

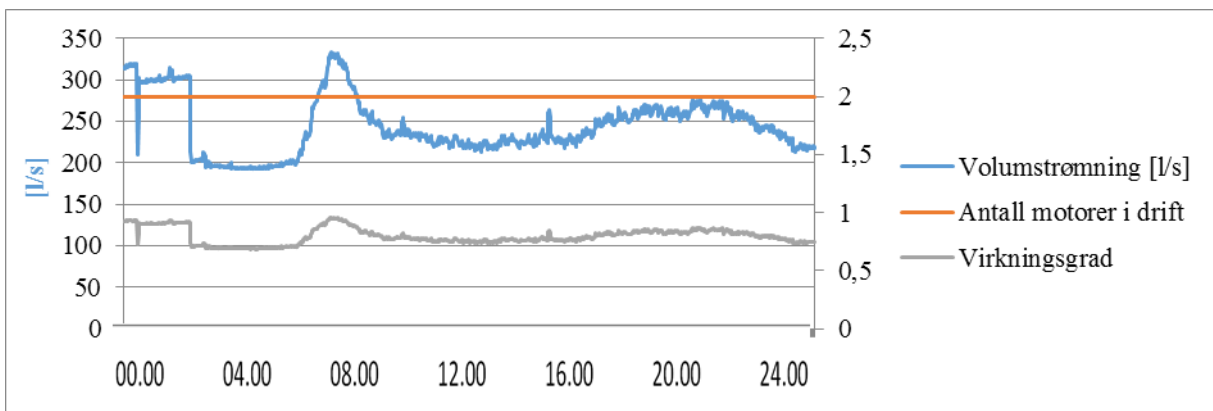
Pumpestasjon VP9 er en gammel pumpestasjon som ble ombygd og igangsatt i 1987.

Pumpestasjonen er en av forsyningslinjene til en sone med 54 000 PE. Strømforbruket i 2015 var 2 686 MWh og driftskostnader knyttet til strøm var 1 290 000 NOK. Pumpestasjonen har fire pumper av typen KSB RDI 200-500 på 250 kW. Den er koblet til FK-systemet og ved datainnhenting var 94,4-98,7 % av data for 2015 gyldige. Trykket inn til stasjonen styres i hovedsak av vannstand i høydebasseng HB20. Det ble utført en kavitasjonstest, for å se hvor lavt nivå høydebassenget kunne ha og om kavitasjon kunne påvirke stasjonens virkningsgrad.



Figur 6-16: Skjermdump av FK-systemet og bilde av pumpene på stasjonen.

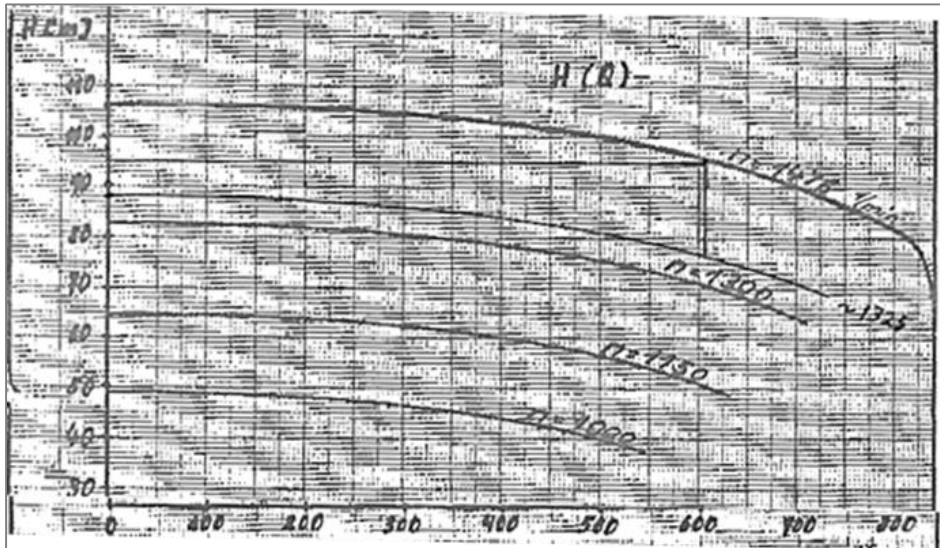
To pumper er kontinuerlig i drift over døgnet ved pumpestasjonen. Nattestid fyller VP9 høydebasseng HB7 (Figur 6-17).



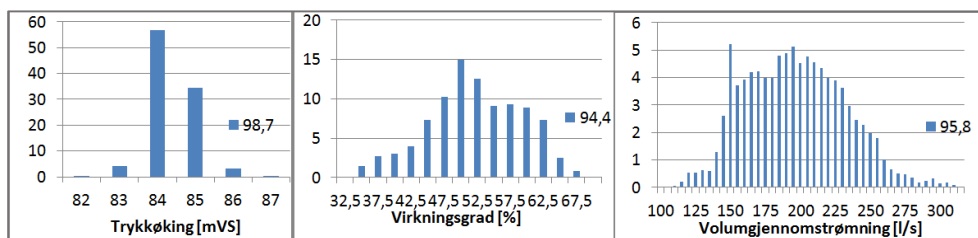
Figur 6-17: Gjennomsnittlige minuttverdier for pumpestasjon VP9 (06.04.2016)

### ***Driftsbetingelser for pumpene ved VP9***

Hver enkelt pumpe er designet for 170 l/s mot 95 mVS trykk (Figur 6-18). Stasjonen leverer årlig en gjennomsnittlig volumgjennomstrømning på 196 l/s og den årlige gjennomsnittlige trykkøkning over stasjonen er 89 mVS. Ved 27,6 % av timene i 2015 kunne pumpestasjonen kjørt med én pumpe (Figur 6-19).



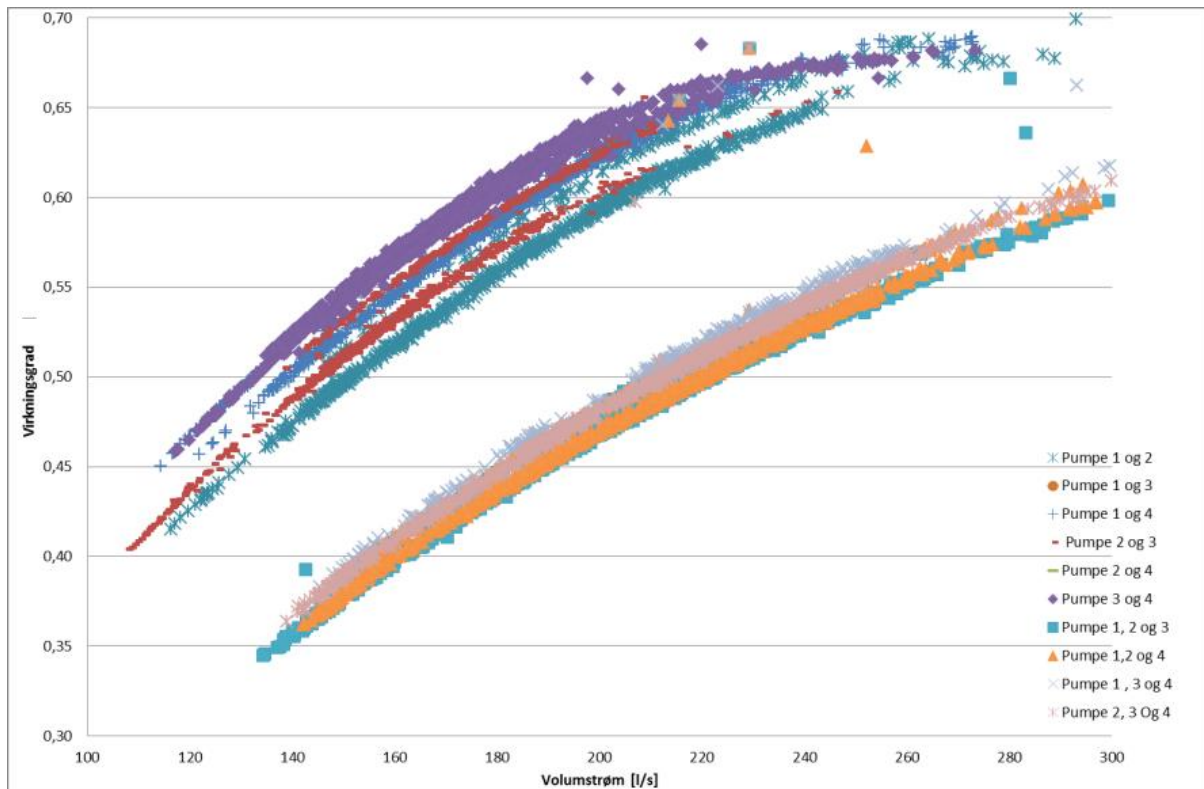
**Figur 6-18: Pumpekurve for pumpene ved VP9. (Originalens kvalitet var dårlig)**



**Figur 6-19: Andel timer [%] med driftsbetingelser for pumpene ved VP9 i 2015**

### ***Virkningsgrad for pumpene ved VP9***

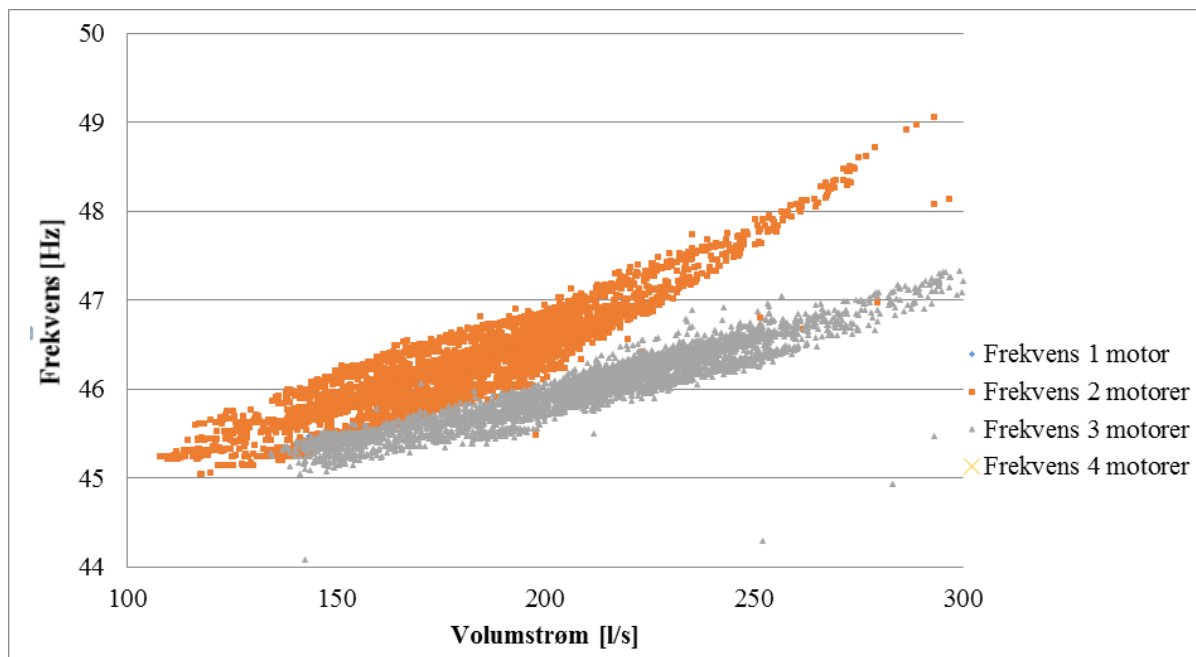
Stasjonens virkningsgrad er høyere ved samdrift av 2 pumper enn ved samdrift av 3 pumper (Figur 6-20).



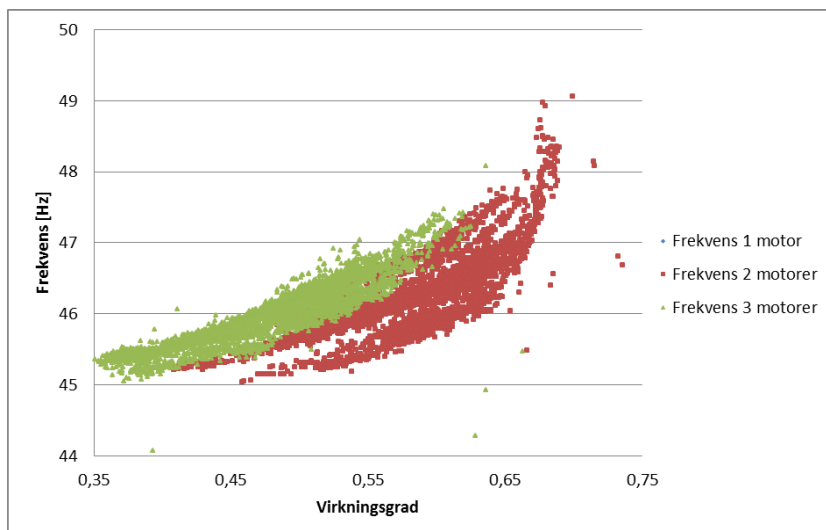
Figur 6-20: Virkningsgradskurve for pumpene ved VP9

### Frekvens til pumpene ved VP9

Det vises som forventet at drift ved høyere frekvens gir høyere volumgjennomstrømning (Figur 6-21). Drift av pumpestasjonen med færre pumper gir høyere frekvens og høyere virkningsgrad for stasjonen (Figur 6-22).

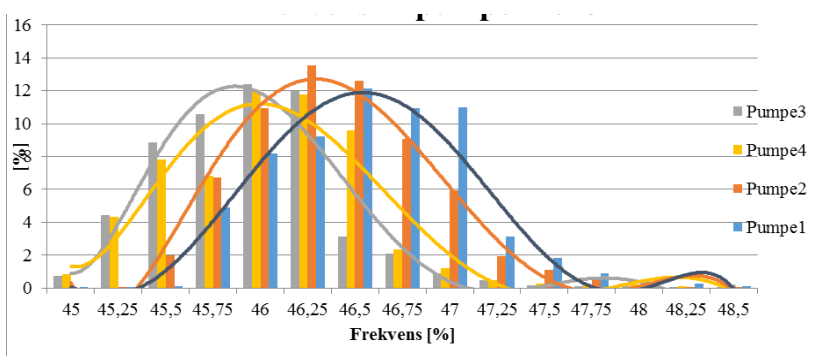


Figur 6-21: Volumstrøm mot frekvens for pumpene ved VP9



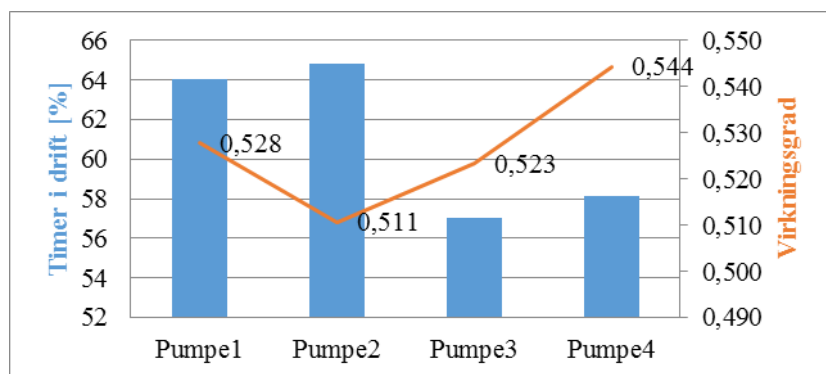
**Figur 6-22: Virkningsgrad mot frekvens for pumpene ved VP9**

Pumpene ved pumpestasjonen er designet for optimal virkningsgrad ved 50 Hz. Pumpestasjonen driftes i frekvensområde 45-47 Hz (Figur 6-23).



**Figur 6-23: Andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene ved VP9 var i drift ved forskjellige frekvenser**

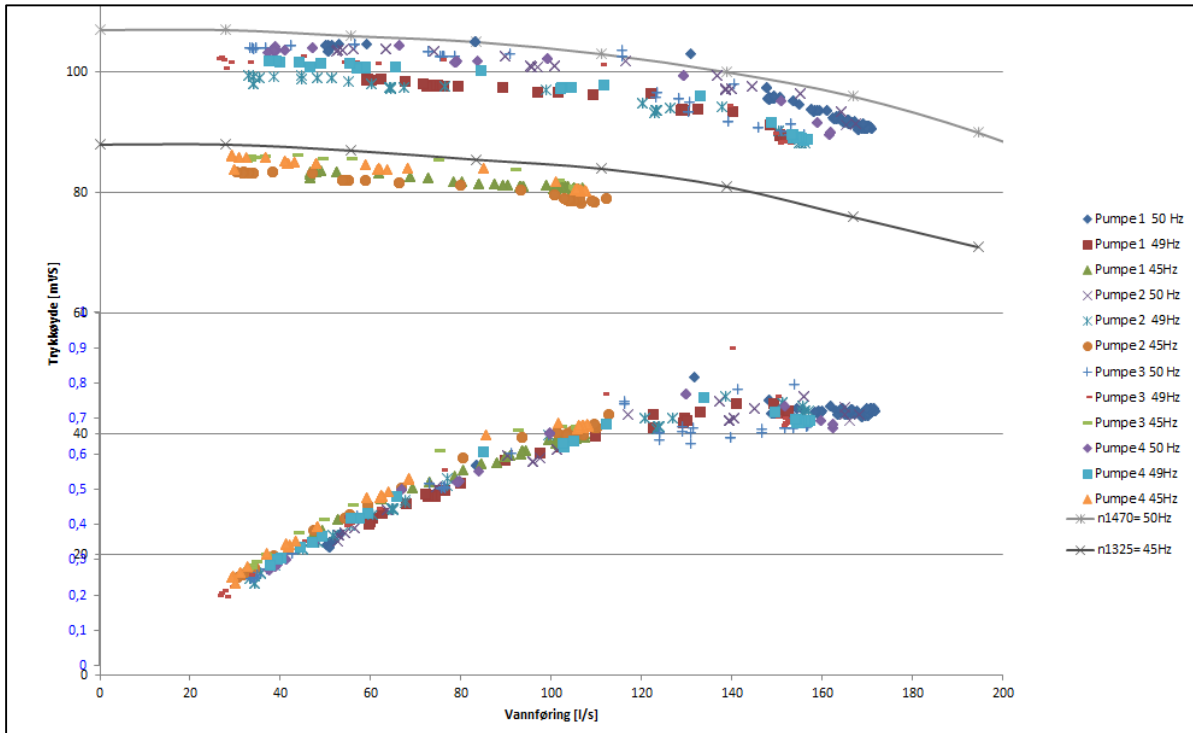
Pumpestasjonen hadde gjennomsnittlig 2,44 pumper i drift til en hver tid i 2015. Pumpe 1 og 4 hadde best gjennomsnittlig virkningsgrad i 2015. Gjennomsnittlig virkningsgrad for pumpene var 0,53 mot virkningsgrad på 0,81 ved optimalt driftspunkt (Figur 6-24).



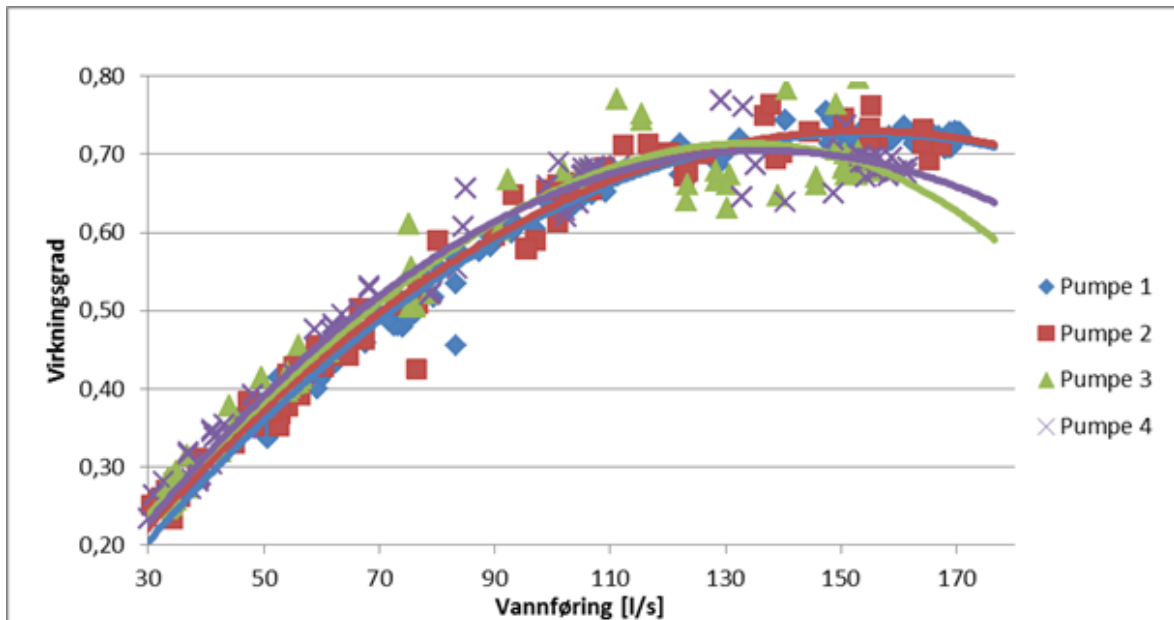
**Figur 6-24: Gjennomsnittlige virkningsgrader for pumpene ved VP9 og andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene var i drift.**

## Resultater fra pumpetest

Av pumpene ved VP9 har pumpe 3 og 4 lavest kapasitet (Figur 6-28). Pumpe 1 og 2 har best virkningsgrad ved høy volumstrømning, mens ved 140 l/s har pumpe 3 og 4 bedre virkningsgrad (Figur 6-26).



Figur 6-25: Pumpe- og virkningsgradskurve fra test ved VP9. Grå linje er pumpekurve fra leverandør

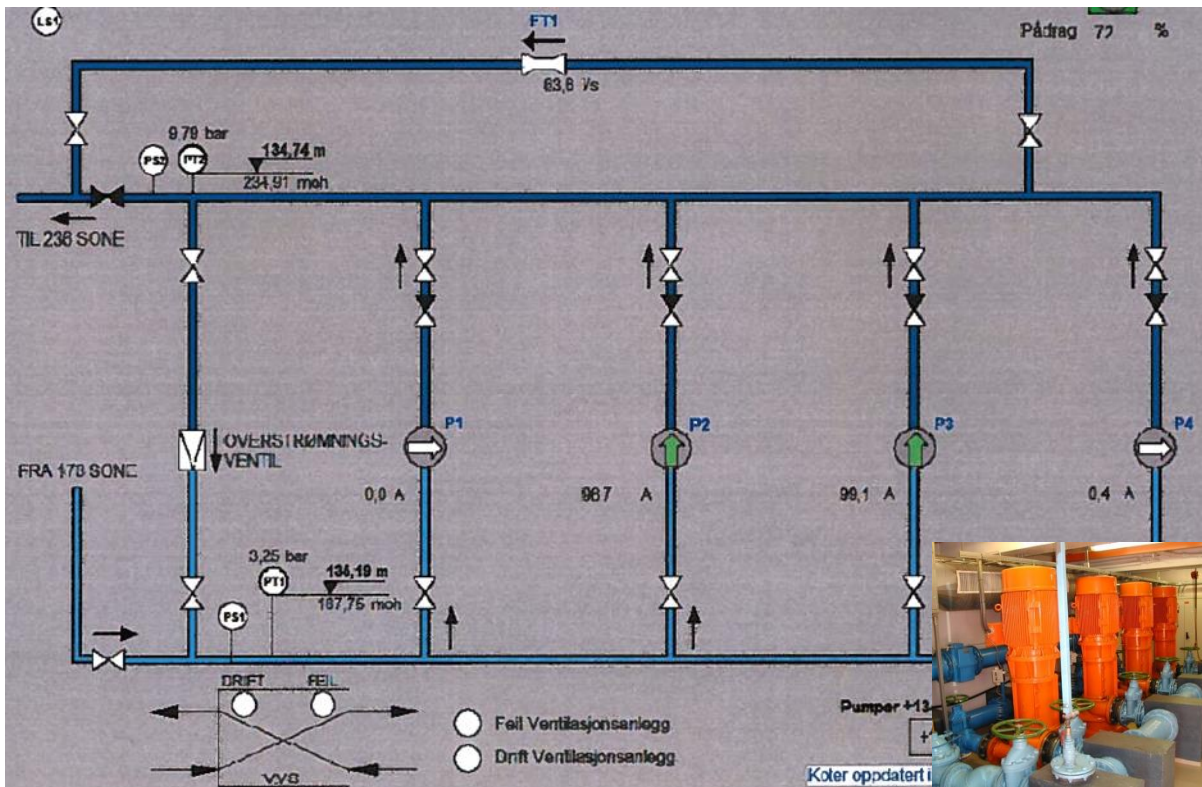


Figur 6-26: Virkningsgradskurve for alle pumpene ved utført test ved VP9



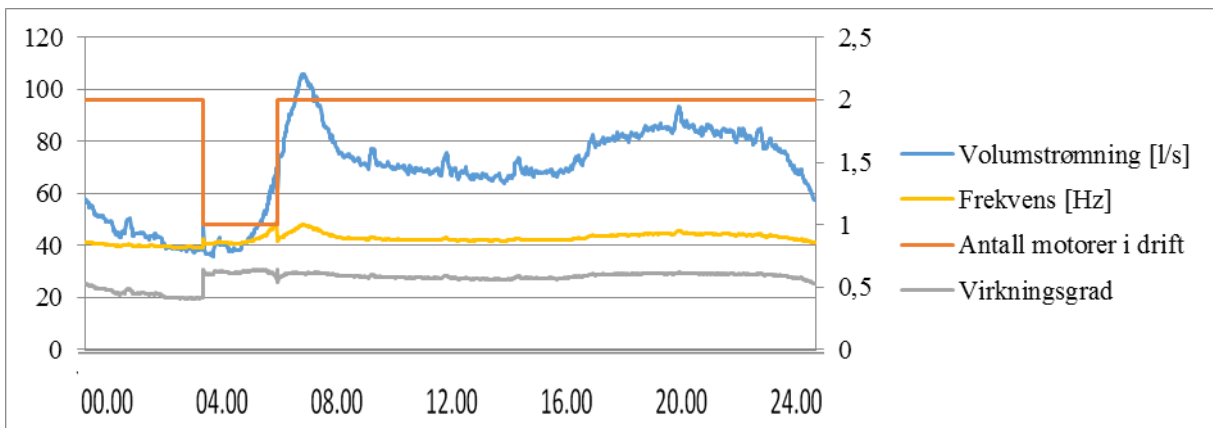
### 6.2.3 Pumpestasjon VP12

Pumpestasjon VP12 er en gammel pumpestasjon som ble ombygd og igangsatt i 1992. Stasjonen forsyner en middel stor trykksone. Trykksonen har tosidig forsyning og har 9300 PE. Strømforbruket i 2015 var 674 MWh og driftskostnader knyttet til strøm var 381 000 NOK. Pumpestasjonen har fire pumper av typen IRON QHQV-2-8-6/400 på 90 kW. Den er koblet til FK-systemet og ved datainnhenting var 94-98,7 % av data for 2015 gyldige.



Figur 6-27: Skjermdump av FK-systemet og bilde av VP12.

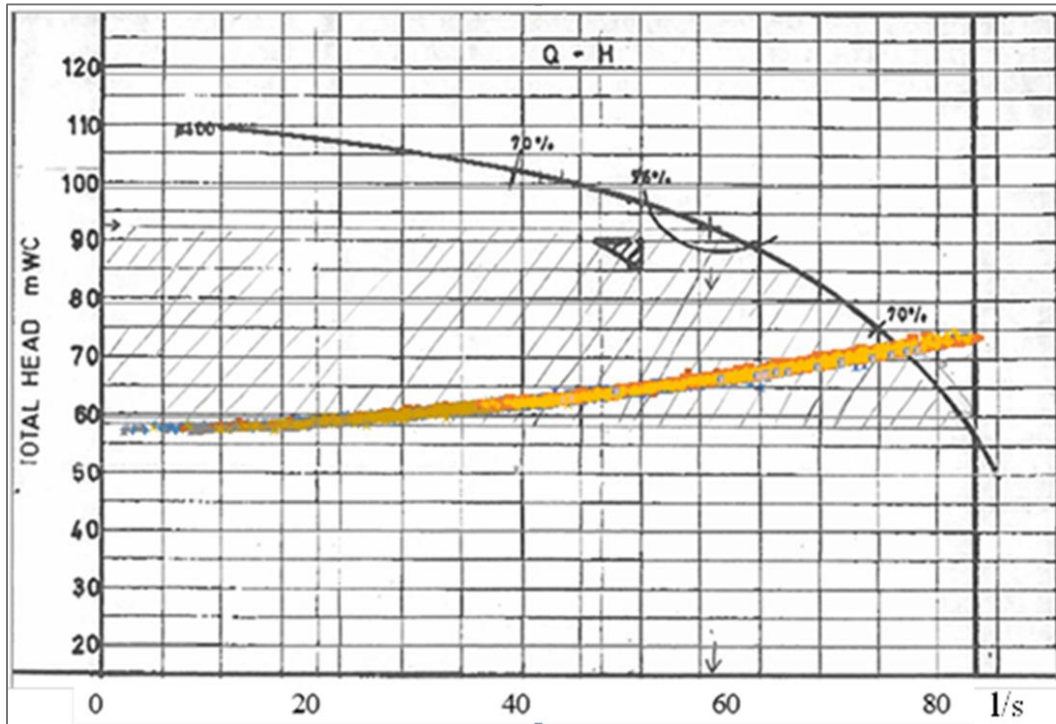
Pumpestasjonen kjører med 2 pumper store deler av døgnet og frekvensen er i intervallet 40-44 Hz (Figur 6-28).



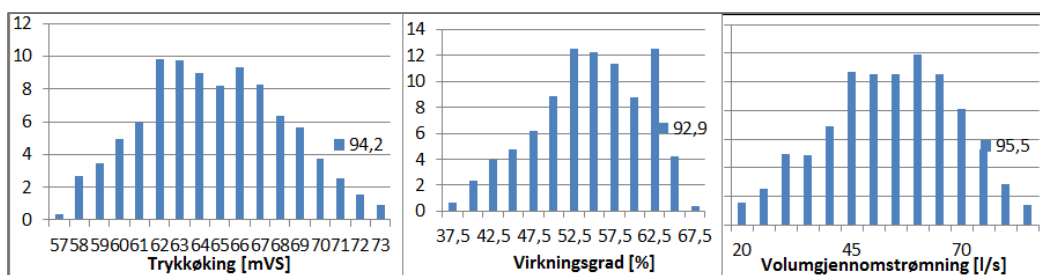
Figur 6-28: Gjennomsnittlige minuttverdier for pumpestasjon VP12 (06.04.2016)

### Driftsbetingelser for pumpene ved VP12

Hver enkelt pumpe er designet for 60 l/s mot 90 mVS trykk (Figur 6-29). Stasjonen leverer årlig en gjennomsnittlig volumgjennomstrømning på 51,2 l/s og den gjennomsnittlige trykkøkning over stasjonen er 65,3 mVS. Ved 37,2 % av timene i 2015 kunne pumpestasjonen kjørt med en pumpe (Figur 6-30).



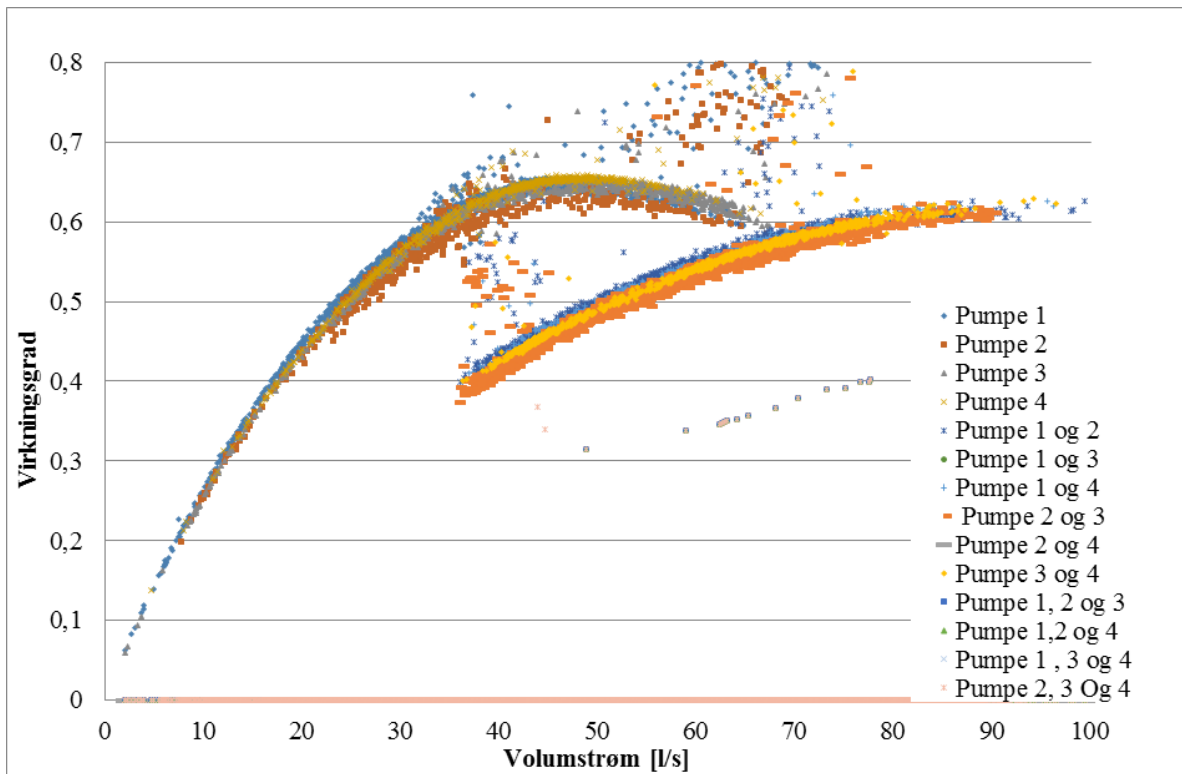
Figur 6-29: Pumpekurve fra leverandør (Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016)(Grundfos 2016) for VP12. Punktsky viser driftspunkt for pumpestasjonen i 2015



Figur 6-30: Andel timer [%] med driftsbetingelser for pumpene ved VP12 i 2015

### Virkningsgrad VP12

Virkningsgraden til pumpene var høyere med enkeldrift enn ved samdrift av to eller tre pumper (Figur 6-31).

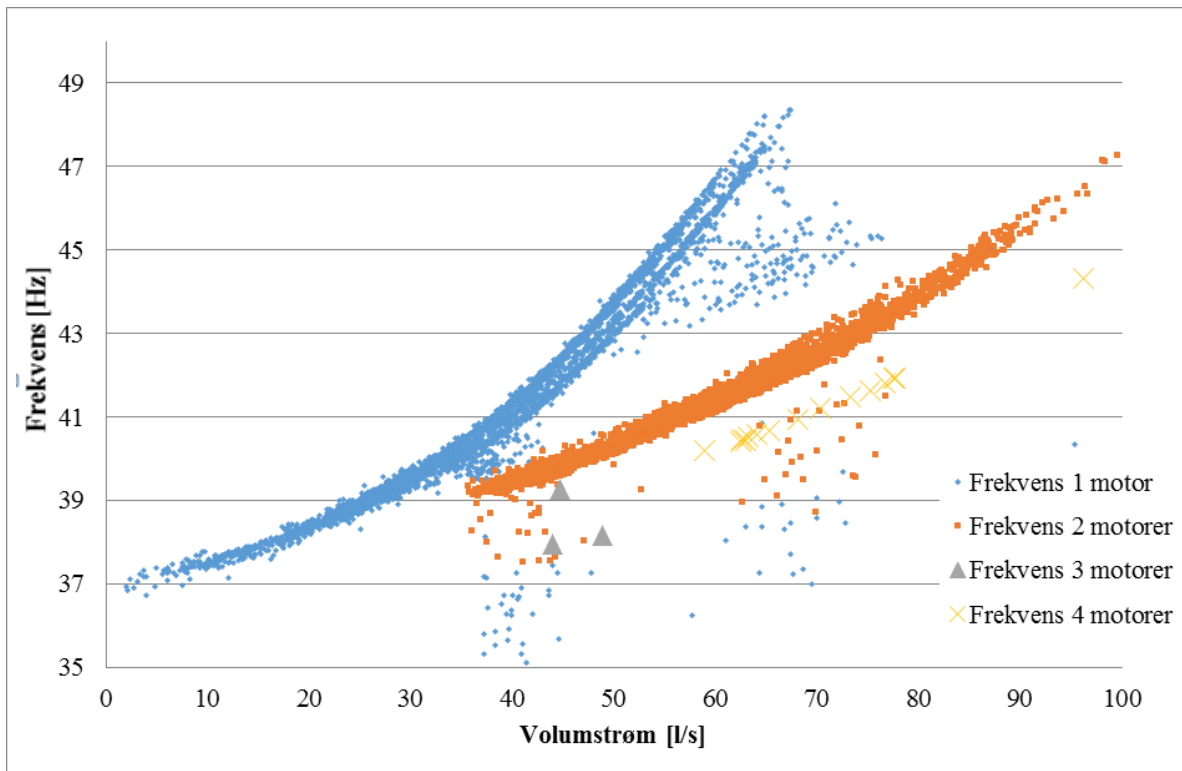


Figur 6-31: Virkningsgradskurve for pumpene ved VP12

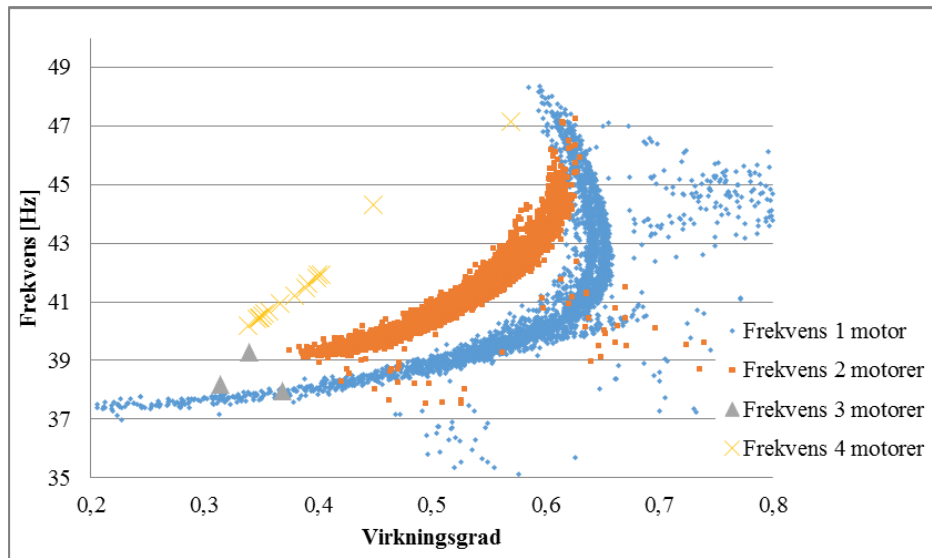
### Frekvens til pumpene ved VP12

Som teori til sier gir drift ved høyere frekvens høyere volumgjennomstrømning (Figur 6-32).

Høyeste virkningsgrad oppnås når en Pumpe kjører med 42 Hz (Figur 6-33).

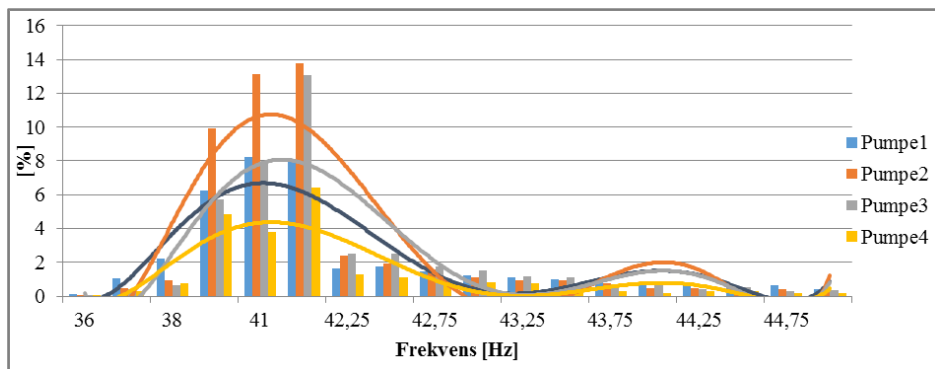


Figur 6-32: Volumstrømning mot frekvens for pumpene ved VP12 i 2015



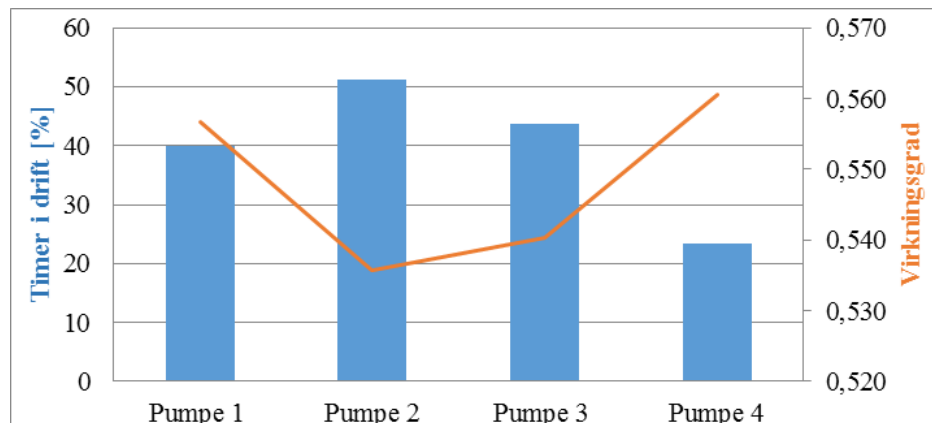
**Figur 6-33: Virkningsgrad mot frekvens for pumpene ved VP12 i 2015**

Pumpene har flest timer i drift ved frekvenser i intervallet 40-42 Hz (Figur 6-34).



**Figur 6-34: Andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene ved VP12 var i drift, ved forskjellige frekvenser**

Pumpe stasjonen hadde gjennomsnittlig 1,58 pumper i drift til en hver tid i 2015. Pumpe 1 og 4 hadde best gjennomsnittlig virkningsgrad i 2015. Gjennomsnittlig virkningsgrad ved pumpene var 0,55 mot virkningsgrad på 0,75 ved optimalt driftspunkt (Figur 6-35).



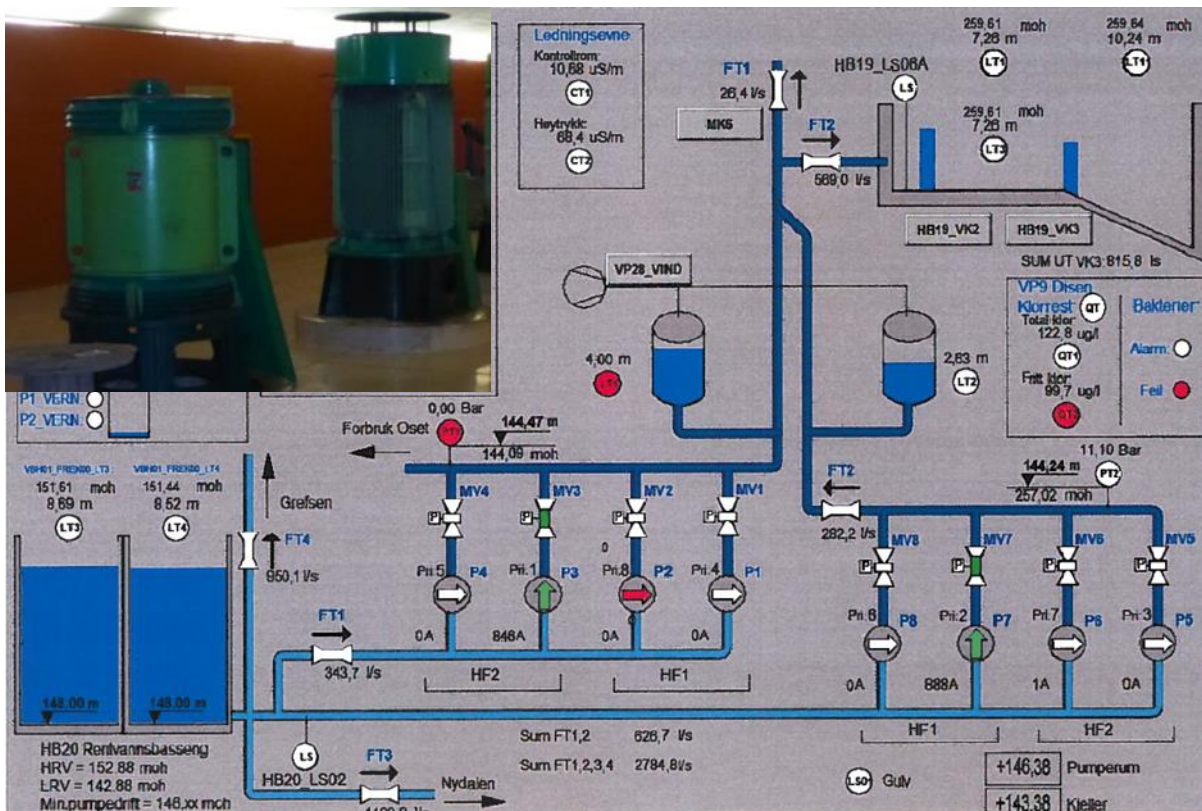
**Figur 6-35: Gjennomsnittlige virkningsgrader for pumpene ved VP12 og andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene var i drift**

## 6.2.4 Pumpestasjon VP28

Pumpestasjon VP28 er den største pumpestasjonen til VAV. Den pumper årlig over en tredjedel av drikkevannet (27,3 millioner m<sup>3</sup>) i Oslo og står for omtrent en tredjedel av strømforbruket tilknyttet vanddistribusjon. Pumpestasjonen pumper til høydebasseng som forsyner østsiden av Oslo. Strømforbruket i 2015 var 11 357 MWh og driftskostnader knyttet til strøm var 6 420 000 NOK (Ryenbakken 2016). Pumpestasjonen har åtte pumper av typen Scanpump Z25-307. Fire av pumpene har opprinnelige motorer av typen Nebb MQF på 540 kW. De fire andre har etter motorhavari fått nyere motorer av typen SIMENS 1LA6 på 630 KW, installert i ettertid. Den er koblet til FK-systemet og ved datainnhenting var 77,6-94,4 % av data for 2015 gyldige.

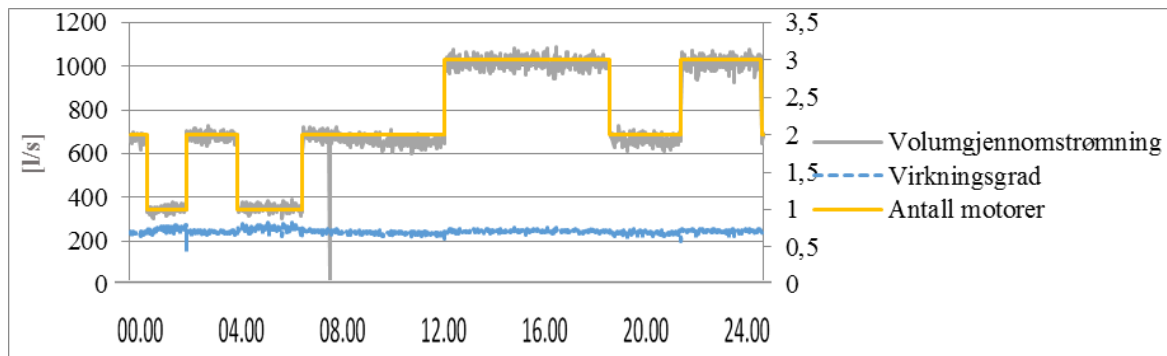
Pumpestasjonen har ikke frekvensomformer, da den leverer direkte til høydebasseng. Start og stopp av pumper styres av nivået i høydebassenget. For å minske problemer med høye startstrømmer, startes motorene ved stjerne trekant metoden.

Et annet problem ved drift uten frekvensomformer er at det kan oppstå trykkstøt på ledning stokken. For å redusere ulempene med trykkstøt ved start og stopp av pumper er de to utgående linjene forsynt med hver sin vindkjel. Pumpene starter også mot stengt ventil.



Figur 6-36: Skjermdump av IFIX og bilde av motorene som driver pumpene ved VP28.

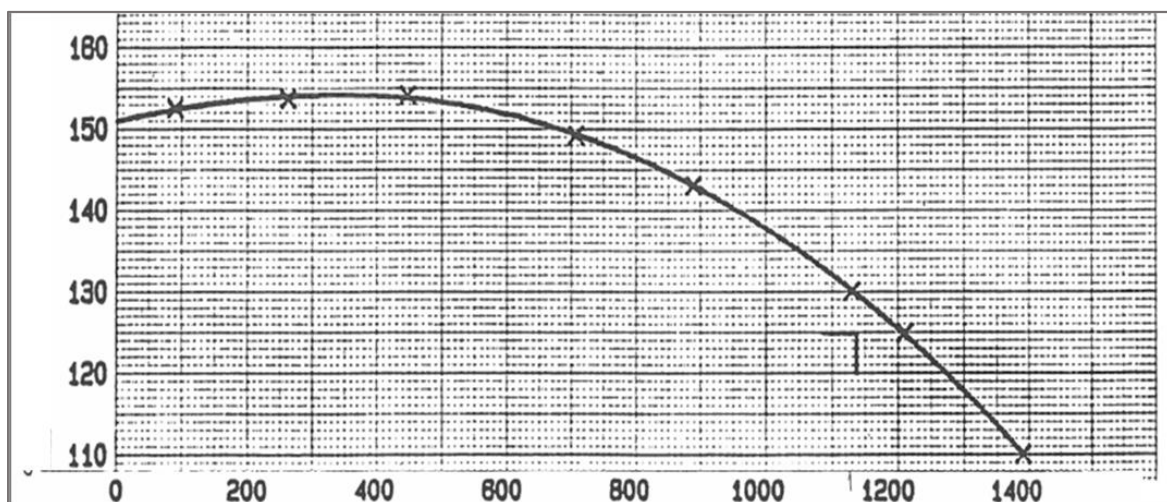
Virkningsgraden til pumpestasjonen er tilnærmet konstant over døgnet og uavhengig om det er drift av en enkelt pumpe eller samdrift av flere pumper (Figur 6-37).



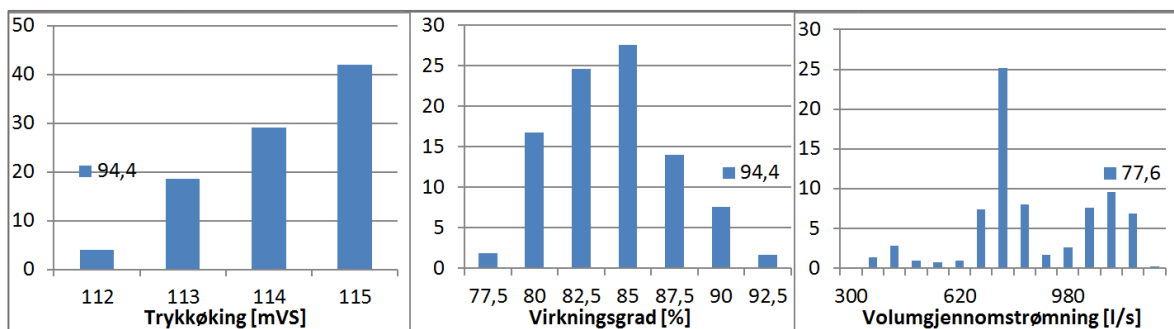
Figur 6-37: Gjenomsnittlige minuttverdier for pumpestasjon VP28 (16.04.2016)

### Driftsbetingelser for pumpene ved VP28

Hver enkelt pumpe er designet for 320 l/s mot 127 mVS trykk (Figur 6-29). Stasjonen leverer årlig en gjennomsnittlig volumgjennomstrømning på 765 l/s og den gjennomsnittlige trykkøkning over stasjonen er 114 mVS (Figur 6-39).



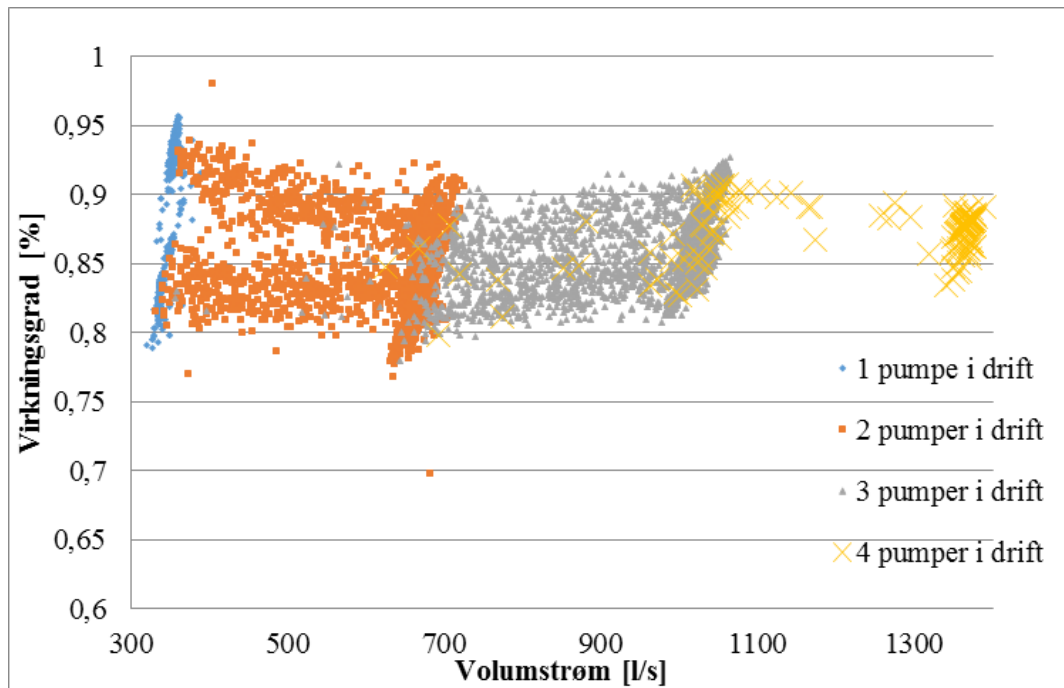
Figur 6-38: Pumpekurve fra leverandør (Grundfos 2016) for VP28. Trykkhøyde [mVS] mot volumstrømning [m³/t]



Figur 6-39: Andel timer [%] med driftsbetingelser for pumpene ved VP28 i 2015

### ***Virkningsgrad for pumpene ved VP28***

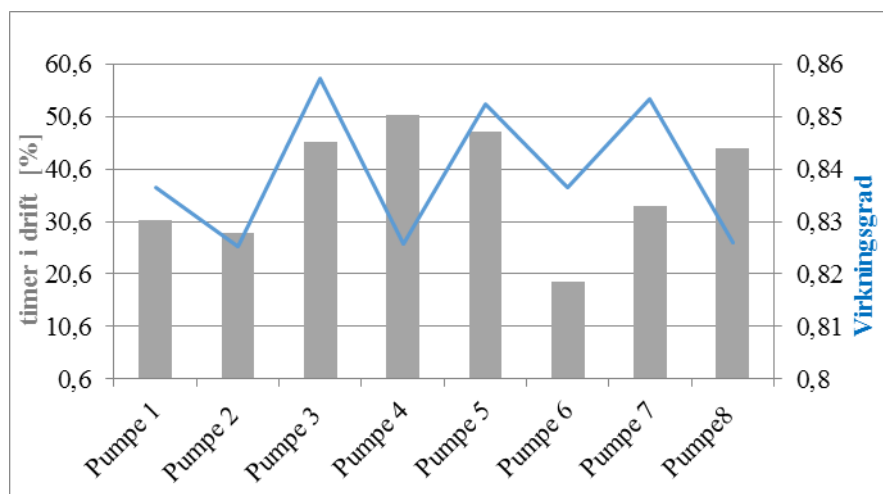
Variasjonen i virkningsgrad minker for økt antall pumper i drift, dette er på grunn av at forskjellen i virkningsgrad mellom pumpene utjevner hverandere i større grad jo flere pumper som er i drift (Figur 6-40).



**Figur 6-40: Virkningsgradskurve for pumpene ved VP12 i 2015**

### ***Frekvens til pumpene ved VP28***

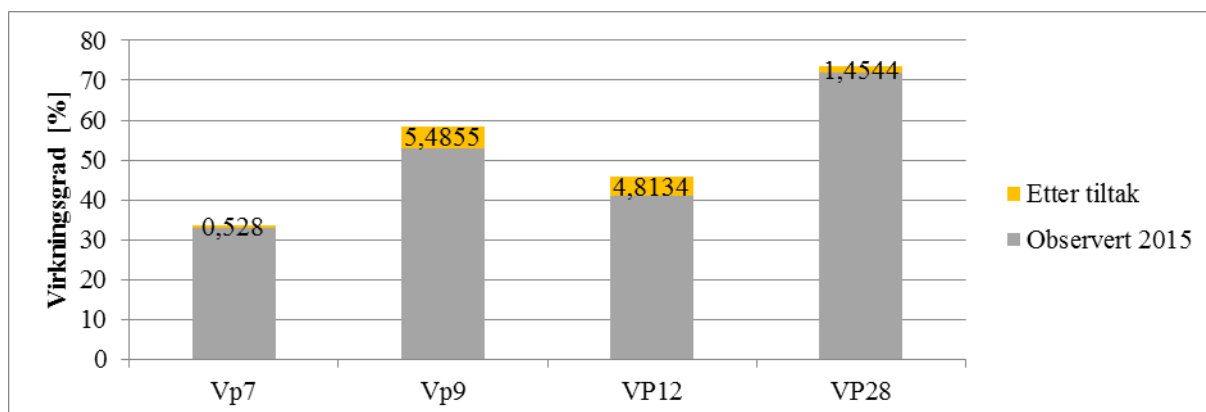
Pumpestasjonen hadde gjennomsnittlig 2,96 pumper i drift til en hver tid i 2015. Pumpe 3 hadde best gjennomsnittlig virkningsgrad i 2015. Gjennomsnittlig virkningsgrad ved pumpene var 0,84 mot virkningsgrad på 0,87 ved optimalt driftspunkt (Figur 6-15).



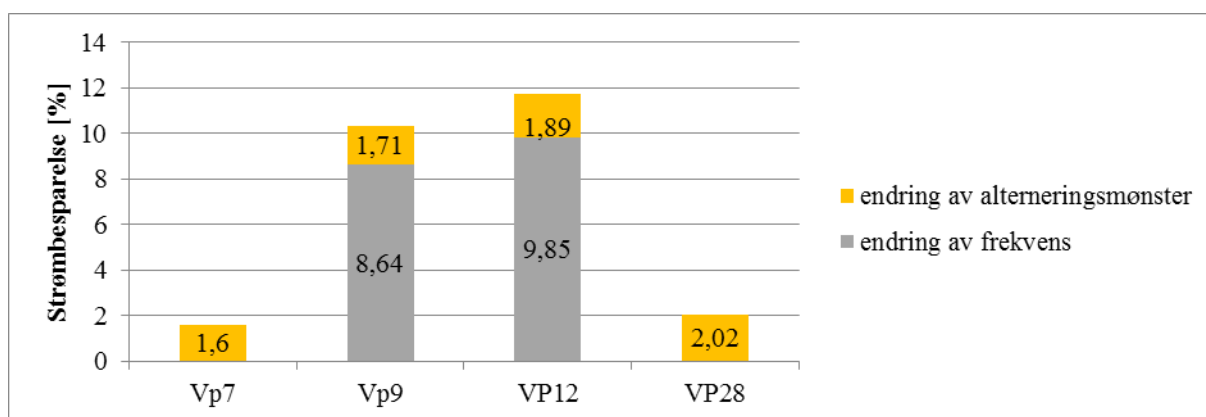
**Figur 6-41: Gjennomsnittlige virkningsgrader for pumpene ved VP9 og andel av timene i 2015 hvor hver av pumpene var i drift**

## 6.3 Potensiell energieffektivisering og besparelse

Beregninger gjort på bakgrunn av resultater fra analysen og med antagelser tatt i metode.



Figur 6-42: Pumpestasjonenes totale virkningsgrad før og etter foreslåtte tiltak



Figur 6-43: Potensiell besparelse av strøm tilknyttet pumping ved de utvalgte pumpestasjonene

Det totale sparepotensialet er på 470 MWh. 218 MWh er knyttet til endring av frekvens. 252 MWh er knyttet til økt bruk av de beste pumpene ved stasjonen. VP28 kan spare 208 MWh årlig ved bruk av de beste pumpene.

Tabell 6-2: Sammenstilling av potensiell besparelse ved pumpestasjonen. Verdiene er kun for strømforbruk tilknyttet pumping ved pumpestasjonene, oppgitt i prosent

Potensiell besparelse:	Vp7	Vp9	VP12	VP28	G. snitt
- endring av frekvens	--	8,64	9,85	--	9,24
- endring av alterneringsmønster	1,60	1,71	1,89	2,02	1,80

Tabell 6-3: Sammenstilling av total potensiell besparelse ved pumpestasjonene oppgitt i MWh

Potensiell besparelse:	Vp7	Vp9	VP12	VP28	Totalt
- endring av frekvens	--	174,1	44,6	--	218
- endring av alterneringsmønster	0,6	34,5	8,5	208,2	251,8
<b>Total besparelse:</b>	0,6	208,6	53,1	208,2	470,5



## 6.4 Sammenstilling av resultater

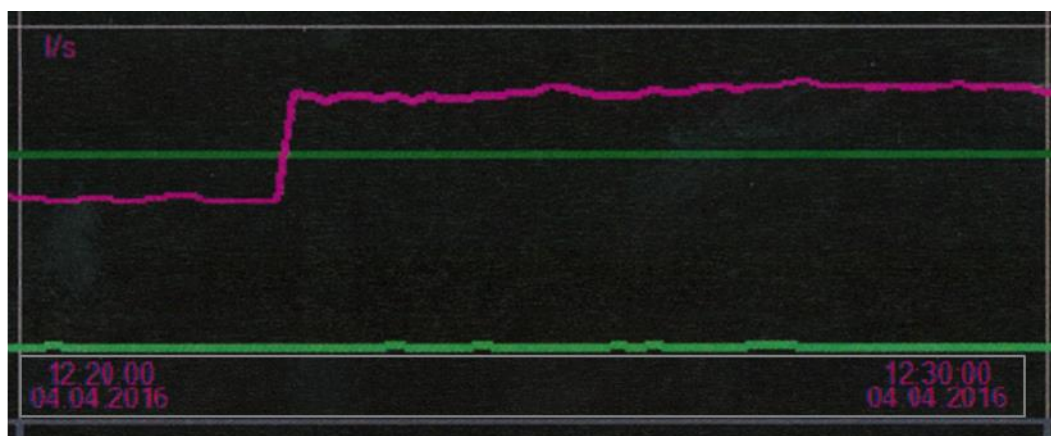
Observert gjennomsnitt for pumpe er basert på gjennomsnittsverdier for pumpen fra 6.2 Energieffektivitet ved utvalgte pumpestasjoner og virkningsgrad for hele stasjonen er det hentet fra 6.1 Overordnet energibetraktning.

**Tabell 6-4: Sammenstilling av teoretiske- og observerte virkningsgrader ved de utvalgte pumpestasjonene. Strømforbruk til lys, ventilasjon og varme (L/V/V)**

<b>VP7</b>					
<b>Hydraulisk virkningsgrad pumpe</b>		Avvik	Virkningsgrad ved hele pumpestasjonen		Avvik
<b>Teoretisk optimal:</b>	0,80	61 %	Teoretisk oppnåelig (eks. L/V/V)	0,64	49 %
<b>Observert gjennomsnitt:</b>	0,31		Observert gjennomsnitt (inkl. L/V/V)	0,33	
<b>VP9</b>					
<b>Hydraulisk virkningsgrad pumpe</b>		Avvik	Virkningsgrad hele pumpestasjonen		Avvik
<b>Teoretisk optimal:</b>	0,81	35 %	Teoretisk oppnåelig (eks. L/V/V)	0,66	20 %
<b>Observert gjennomsnitt:</b>	0,53		Observert gjennomsnitt (inkl. L/V/V)	0,51	
<b>Verdier fra pumpetest:</b>	0,72	11 %			
<b>VP12</b>					
<b>Hydraulisk virkningsgrad pumpe</b>		Avvik	Virkningsgrad hele pumpestasjonen		Avvik
<b>Teoretisk optimal:</b>	0,75	27 %	Teoretisk oppnåelig (eks. L/V/V)	0,61	35 %
<b>Observert gjennomsnitt:</b>	0,55		Observert gjennomsnitt (inkl. L/V/V)	0,41	
<b>VP28</b>					
<b>Hydraulisk virkningsgrad pumpe</b>		Avvik	Virkningsgrad hele pumpestasjonen		Avvik
<b>Teoretisk optimal:</b>	0,87	1 %	Teoretisk oppnåelig (eks. L/V/V)	0,73	0,5 %
<b>Observert gjennomsnitt:</b>	0,84		Observert gjennomsnitt (inkl. L/V/V)	0,72	

## 6.5 Avvik

Det ble installert ny volumstrømningsmåler ved VP9 i oktober 2015. Ved installering ble ikke signalintervall justert. Dette førte til at loggeren delte opp signalet i 0-1111 l/s, mens PLS systemet mottok og omgjorde signalet etter 0-750 l/s. Det ble oppdaget ved analyse av første pumpe-test og en justering av vannmåleren ble gjort 04. april 2016. Ved datainnhenting før dette punktet har verdiene blitt oppjustert med 50 % for å gjøre opp for skaleringsfeilen.



Figur 6-44: Justering av intervall i volumstrømningsmåleren, kl. 12.25.00 04.04.2016

Det ble også observert avvik mellom oppgitte verdier for frekvens. Ved frekvensomformer var det andre verdier enn i FK-systemet. FK-systemet viste 0,4 Hz høyere enn displayet til frekvensomformerne. Dette bør undersøkes nærmere da det kan gjøre at pumper kjører på frekvenser lavere enn ønsket, eller at pumper starter før det er ønskelig.

Det er observert at det ikke i alle tilfeller er samsvar mellom verdier som blir vist på display i pumpestasjon, verdier som blir vist i FK-systemet og data loggført ved bruk av Historian. Tabell 6-5 viser avvik ved måling av inngangstrykk til VP9 mot loggført data i Historian.

Tabell 6-5: Avvik i trykkverdier mellom FK-systemet [bar] og Historian. FK1 og FK2 er trykkmålere på VP9.

Tid	FK1	FK2	Historian
08.32.40	1,57	1,53	1,569
08.34.00	1,56	1,52	1,654
08.35.10	1,61	1,56	1,554

Gyldighetskontroll av strømmålinger ble gjort med amperemeter. Det viste avvik i både målte verdier, verdier oppgitt på frekvensomformer og verdier loggført av FK-systemet. Det ble også målt avvik i målte spenningsverdier og omgjorte tall for spenning fra frekvens. For videre innføring i problematikken henvises til Vedlegg A.

## Del 4 – Diskusjon og konklusjon

---

### 7 Diskusjon

I diskusjonsdelen vil oppgavens metode, resultater ved den overordnede energibetraktningen og resultater for energieffektivitet ved de utvalgte pumpestasjonene diskuteres. Da oppgavens resultater viste en rekke interessante punkter ved de utvalgte stasjonene vil dette også diskuteres før det blir nevnt forslag til videre arbeid.

#### 7.1 Metode

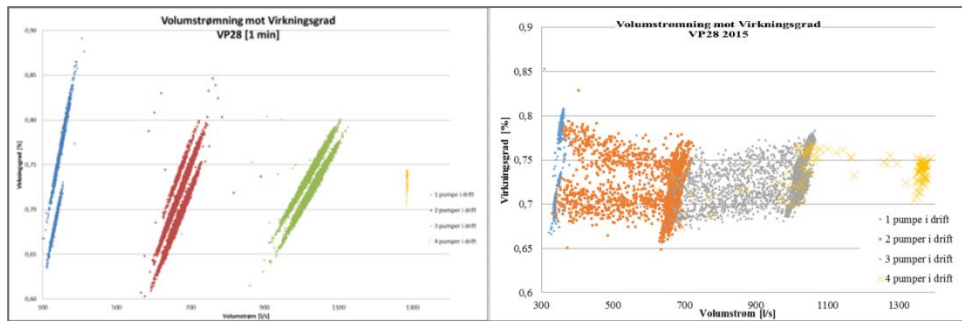
##### 7.1.1 Gjennomføring av metode

###### *Innhenting av data*

Det ble avdekket rotete og delvis mangelfulle innstillinger for loggføring ved enkelte pumpestasjoner. Det at sensorene logger ved samme intervall viste seg viktig for å få sammenlignbare tall uten for mye bearbeiding av data. Det er viktig å påpeke at oppløsning og kvalitet på dataseriene er begrenset av både innstillingene i PLS, hver enkelt sensor og logging av verdier i SCADA-systemet. Ved henting av verdier over lengre perioder eller med høy oppløsning har det vært vanskelig å hente ut dataserier uten hull. Kvaliteten på den loggførte dataen er ikke kontrollert nærmere, utenom ved VP9, og er derfor usikker. Ved hver av pumpene som ble sett nærmere på er det oppgitt andel gyldig data. Det viste at virkningsgradsverdier var minst gyldig verdier, dette disse er avhengig av at det er gyldig logging for trykk, volumstrømning, motor frekvens og motor strøm.

For analysen av pumpestasjonene ble det brukt «raw average», altså gjennomsnittet av kun loggførte verdier. Intervallet var en hel time. Det var ønskelig å ha høyere oppløsning. Fordelen er at det fås mer nøyaktig bilde av driftspunktene til pumpene, der det varierer mye. Grafene i Figur 7-1 viser begge, virkningsgradene til pumper ved VP28 ved enkeldrift eller samdrift, men ved 1 minutt intervallet får man et mer nøyaktig bilde av situasjonen.

Ulempen med dette er at tidligere loggført data gjerne ikke er loggført med sammenhengende serier over lengre tid med så lav oppløsning. Det ble forsøkt med 10 minutters intervaller, men dette førte til store hull i dataseriene.



Figur 7-1: Volumstrømning mot virkningsgrad for VP28 med 1 minutts- og 1 timesintervall

## 7.1.2 Metodens feil og mangler

### *Ved overordnet energibetraktning*

Ved virkningsgrad eller energibetraktninger med hensyn på trykkehøyde, er trykkehøydeverdiene satt til forskjellen mellom lavtrykk- og høytrykksonen til pumpen. Dette kan gi avvik, da noen av sonene løfter mindre enn dette. Et eksempel er pumpestasjon VP7 hvor det i overordnet energibetraktning ble brukt trykkøkning på 14 mVS, men som hadde gjennomsnittlig trykkøkning på 8,5 mVS i 2015. Bruk av gjennomsnittsverdier for trykkøkning fra driftsverdier i 2015 ville i noen tilfeller gi lavere verdi for virkningsgrader.

### *Ved energibetraktning av utvalgte pumpestasjoner*

Ved beregninger gjort ved energibetraktning av utvalgte pumpestasjoner ble det ikke regnet virkningsgrad for hele pumpesystemet. Motortap, frekvensomformertap og effektfaktor ble holdt utenfor, kun pumpens hydrauliske virkningsgrad ble undersøkt.

Det ble ikke utført beregninger av trykktapet over stasjonene, men trykkøkningen er gjort kun basert på trykkdifferansen over stasjonen.

## 7.1.3 Eventuelle feilkilder

Effektfaktor og motortap er beregnet til å være konstant i oppgaven. Dette er en antagelse som stemmer bra ved høy frekvens og høy belastning av pumpene, men ved lav belastning av motoren er virkningsgraden og effektfaktoren lavere (Figur 3-20). Dersom variable verdier for motortap eller effektfaktor skulle bli brukt, måtte det blitt gjort en antagelse, da variasjon i effektfaktor og motortap ikke var oppgitt i datablader. Det ble derfor antatt at konstante verdier i beregninger var en like god antagelse.

Effektberegningene ble gjort på bakgrunn av strømverdier fra FK-systemet og omgjorte verdier for spenning. Det var ønske om å installere en effektmåler/wattmeter [kW] på enkelte stasjoner for å kontrollere data som blir loggført i systemene. Dette var ikke økonomisk mulig. Det ble derfor utført to kontrollmålinger under pumpetesten på VP9.

Kontrollmålingene gav 5,9 % avvik for effektforbruket til pumpene ved VP9.

Bruk av kvadratisk metode gav plausible resultater ved VP9, VP12 og VP28. Ved VP7 ble derimot virkningsgraden kunstig høy og i mange tilfeller over 100 %. Det ble derfor brukt konstant metode for VP7. Det antas at brukt omregning gir gyldige verdier. Oppgaven med å verifisere dette ble for stort dypdykk i frekvensomformerens virkemåte og ble ikke utført.

For virkningsgradsmålinger er det volumgjennomstrømningsmålinger og trykkmålinger som utgjør størst usikkerheter (Tveit et al. 1992). Det er ikke gjort kontrollmålinger for trykk- og volumgjennomstrømningsverdier, loggført data er brukt «som de er».

Da virkningsgraden til en pumpe i denne testen er beregnet på bakgrunn av usikre tall for strømmåling og på omgjorte tall for spenning, kan nøyaktigheten til tallene diskuteres.

Verdier for virkningsgrad, effektforbruk og strømforbruk beregnet i denne oppgaven bør ikke brukes direkte i videre analyser, uten først å analysere og verifisere gyldigheten til strøm og spenningsverdiene som er brukt.

Det er ikke oppgitt feilkilder og måleintervaller for måleinstrumentene ved pumpestasjonene. Dette burde vært med for å gjennomføre en kontroll av total usikkerhet av loggførte verdier. Det ble avdekket feil i volumgjennomstrømningsmåleren ved VP9. Det er stor grunn til at også sensorer ved andre pumpestasjoner, enten er fysisk feilinstallert eller har feil innstillinger.

## 7.2 Resultat

### 7.2.1 Overordnet energibetraktning

Verdiene for gjennomsnittlige virkningsgrader for stasjonene virker å være plausible, da de stemmer godt med litteratur. Kjellèn og Andersson (2002) sier at på grunn av at pumpevirkningsgraden kan variere fra 0,3 til 0,85 og at det faktiske energibehovet ved en pumpestasjon varierer fra 3-11 Wh/m<sup>3</sup>\*m. Gjennomsnittlig virkningsgrad ved stasjonene i Oslo er beregnet til 73 % og energibehovet er gjennomsnittlig 4,55 Wh/m<sup>3</sup>\*m. Den høye samlede virkningsgraden er godt hjulpet av at VP28, som står for over halvparten av all pumpet vannmengde og har virkningsgrad på 72 % og energiforbruk på 3,45 Wh/m<sup>3</sup>\*m.

Gjennomsnittlig energiforbruk for drikkevann som er pumpet i Oslo kommune er 0,42 kW/m<sup>3</sup>. «Hovedplan vannforsyning» oppgir at energiforbruket er på 0,11 kW/m<sup>3</sup> (Oslo kommune 2014). Dette tallet er svært lavt. Det antas at strømforbruk til VP28 er utelatt fra dette regnestykket, da VP28 ikke faller innenfor ansvarsområde til vanddistribusjon. Tallet er også gjort på bakgrunn av drikkevannsproduksjonen, selv om nesten halvparten av vannet i Oslo kommune aldri blir pumpet og blir levert ved selvfallprinsipp. Som variasjonen i

oppgitte tall viser, så er det enkelt å oppgi gode tall for energibruk ved bare å omdefinere ansvarsområder og hvilke faktorer som er en del av regnestykket.

I oppgaven er det vist at døgnfaktor metoden gir bedre virkningsgrad enn det som er realiteten (Figur 6-3). Bruk av døgnfaktor etter de ulike sonenes størrelse gir høyere årlig pumpet vannmengde enn ved uthenting av faktiske verdier.

Den overordnede energibetraktningen gir, om ikke helt nøyaktige tall, en god oversikt over energieffektiviteten ved de utvalgte pumpestasjonene. Den gir også et godt sammenligningsgrunnlag mellom pumpestasjonene. Total potensiell energibetraktning for alle pumpestasjonene er ikke foreslått. For å vite om de foreslåtte tiltakene kunne blitt gjennomført ville det krevd kunnskap om hver enkelt pumpestasjons driftsegenskaper.

I denne oppgaven er det samlet mye data. Noen ganger er det brukt vektet middelverdi og andre ganger er det brukt aritmetisk gjennomsnitt. For verdier i denne oppgaven gis det merkbare forskjeller ved bruk av den ene eller den andre metoden. Dette kommer av at det er store variasjoner i virkningsgrader og pumpestørrelser.

### 7.2.2 Energieffektivitet ved utvalgte pumpestasjoner

Verdiene for gjennomsnittlige virkningsgrader for stasjonene virker å være plausible, da de stemmer godt med litteratur (Tabell 7-1).

**Tabell 7-1: Pumpene ved pumpestasjonen i oppgaven mot anbefaling av F.R.I. (2001)**

Pumpestasjon	Q [l/s]	Anbefalt Virkningsgrad [%]	Gjennomsnittlig Virkningsgrad %
VP7 (12-18 l/s)	≤ 35	50	31
VP12 (55-60 l/s)	70	60	55
VP9 (130-170 l/s)	140	70	53
VP28 (340-1000 l/s)	280	75	84

#### ***Driftsbetingelser ved pumpestasjonene***

Felles for pumpestasjonene var at driftspunktet til pumpene avvek stort fra designpunktet.

Grunnen til dette kan være at;

- leveringssikkerhet har vært førsteprioritet ved dimensjonering.
- det er skjedd forandringer i husholdningsforbruket, systemruhet eller sonenes trykk.
- det har vært mangelfull oppfølging av driftsinnstillinger ved stasjonene.
- slitasje av pumpene har gitt mindre kapasitet.

Det er mest sannsynligvis en blanding av alle de nevnte punktene over. At noen av pumpene kunne være slitt og ha mindre kapasitet ble bekreftet i pumpetesten (Figur 6-25). Pumpene ved VP9 hadde lavere kapasitet enn det teoretisk oppnåelige. Det kan spekuleres i om

forskjell på kapasiteten til pumpene kan være på grunn av at noen av pumpene har hatt høyere gangtid eller noen pumper nylig har gjennomgått vedlikehold. Det kan også antas at motoren kan være mer slitt og at trykktapet over tilbakeslagsventilene høyere.

### ***Pumpenes virkningsgrad***

Det synes å være gjentakende at virkningsgraden er best ved drift av færrest mulig pumper, da det ved de utvalgte stasjonene gir drift nærmere designpunktet. Det er derimot vanskelig å vite hvor stor del av avviket mellom optimal- og gjennomsnittsvirkningsgrad som skyldes ugunstig driftsituasjon uten å gjennomføre pumpe tester ved de ulike stasjonene. Ved å sammenligne verdier fra pumpe testen med gjennomsnitt- og optimalvirkningsgrad kan det antas at en tredjedel av avviket er på grunn av slitasje på pumpene ved VP9.

**Tabell 7-2: Virkningsgradsverdier for pumpene ved VP9 og avviket til teoretisk optimal verdi**

<b>VP9</b>		
<b>Hydraulisk virkningsgrad pumpe</b>		<b>Avvik</b>
<b>Teoretisk optimal:</b>	0,81	
<b>Observert gjennomsnitt:</b>	0,53	35 %
<b>Verdier fra pumpe test:</b>	0,72	11 %

Pumpene ved VP28 kjører ved fullt turtall. Avviket mellom optimal- og gjennomsnittsvirkningsgrad skyldes derfor kun ugunstig hydraulisk design rundt pumpene eller slitasje ved pumpene.

Virkningsgradskurven ved VP12 bekrefter godt teori om hvordan pumpenes driftspunkt og virkningsgrad påvirkes når pumpene driftes i parallell (Figur 6-31).

### ***Pumpenes frekvens***

Det er fristende å si at økt frekvens gir lavere energiforbruk for pumpe stasjonene, men det stemmer ved alle tilfellene. Det er riktig at pumpen som enhet kan få bedre virkningsgrad, men systemtapet i pumpe stasjonen og friksjonstapet i ledningsnettet kan gjøre at drift ved lavere frekvenser gir lavere energiforbruk (Figur 3-28). Det er viktig at driftspunktet ligger så nært BEP som mulig. Et eksempel på det er VP12 hvor høyeste virkningsgrad er oppnådd ved en pumpe i drift med 42 Hz (Figur 6-33).

### ***Beste pumpe ved stasjonene***

Analyse kun på bakgrunn av gjennomsnittsvirkningsgrad forteller ikke hvilke pumpe som kjører best, men forteller hvilke pumpe som presenterte best under de forutsettingene som var

i 2015. Denne problematikken kommer frem ved å sammenligne verdier for pumpene ved VP9 (Tabell 7-3). Det er tydelige avvik i verdiene.

**Tabell 7-3: Sammenligning av virkningsgradsverdier for pumpene ved VP9,**

<b>VP9</b>				
<b>Hydraulisk virkningsgrad pumpe</b>	Pumpe 1	Pumpe 2	Pumpe 3	Pumpe 4
<b>Teoretisk optimal:</b>	0,81	0,81	0,81	0,81
<b>Observert gjennomsnitt:</b>	0,528	0,511	0,523	0,544
<b>Verdier fra pumpetest ved 165 l/s:</b>	0,74	0,73	0,68	0,69
<b>Verdier fra pumpetest ved 130 l/s:</b>	0,71	0,71	0,72	0,72

For pumpestasjon VP28 det det naturlig å tenke at det var pumpene med nye motorer som hadde best virkningsgrad. Resultatene fra analysen viser derimot at det er pumpe 1, 3, 5 og 7 kjører best og at pumpe 2, 4, 6 og 8 driftes med dårligere virkningsgrad.

På bakgrunn av at pumpe 1 og 7 kjører med høy virkningsgrad selv om de har gamle motorer kan det antas at pumpenes plasseringen (lavt singulærtap) er bra eller at den hydraulisk virkningsgraden til pumpene er svært høy. Motsatt gjelder for 4 og 6, som kjører «dårlig» selv med nye motorer.

### **7.2.3 Økt energieffektivitet**

Det ble etter gjennomgang av resultater klart at det var to enkle tiltak som kunne redusere strømforbruket og øke energieffektiviseringen ved pumpestasjonene. Tiltakene kunne gjøres uten fysiske inngrep eller installasjoner og krever forholdsvis lite oppfølging. Både endring av frekvensområde og altemneringsmønster er tiltak som kan øke energieffektiviteten uten å gå på bekostning av leveringssikkerheten til VAV.

Beregningene som er gjort i oppgaven er med for å vise at selv relativt små forbedringer av virkningsgrad til en pumpestasjon kan gi store energibesparelser. Det er spennende at besparelsene gjort ved VP9, VP12 og VP28 alene utgjør 1,46 % av det totale strømforbruket knyttet til vannpumping i Oslo kommune.

#### ***Endring av frekvens***

Endring av frekvensområde slik at pumpene går med lavest mulig antall pumper til enhver til, og med høyest turtall, vil i de fleste tilfeller øke energieffektiviteten. Ved noen av stasjonene vil det, som nevnt for VP12, kanskje være optimalt å kjøre ved en lavere frekvens. Endring av frekvens kan ved noen tilfeller gi uønskede driftssituasjoner som tørrkoking og hyppig start og stopp. Stasjonene bør derfor følges opp i etterkant av en justering.



I samarbeid med driftstekniker fra VAV er det utført endring av frekvens ved VP9. Endringen ble utført sent i oppgaveskrivingen. Det er ikke analysert hvor stor besparelse som er oppnådd, men det er observert at stasjonene driftes med enkeldrift nesten 40 % av døgnet. Før justering var det ingen enkeldrift ved stasjonen.

### ***Endring ved alterneringsmønster***

Det som kan være ulempen med endring av alterneringsmønster er at det ikke oppnås lik gangtid ved pumpene. Dette kan gjøre det vanskeligere å holde oversikt over vedlikeholdsbehov, men pumpene kjører ikke med lik gangtid ved nåværende situasjon heller.

Økt gangtid for enkelte pumper kan sies å gi forutsigbarhet. Da menes det i den forstand at sannsynligheten for pumpehavari på samtlige pumper, innen samme tidsrom, minimeres (Orre 2016). Alt i alt kan det ses på som et tiltak for å øke forsyningssikkerheten.

## **7.3 Veien videre**

Arbeidet med de forskjellige pumpestasjonene har avdekket noen forhold som har potensiale for utbedring. Det vil derfor kortfattet nevnes noen utfordringer og forslag til driftsforbedringer, først overordnet, så ved de utvalgte pumpestasjonene. Tilslutt vil det nevnes forslag til videre undersøkelser.

### **7.3.1 Overordnede tiltak**

VAV har et system som loggfører store mengder informasjon og det er vist at potensialet ved den loggførte informasjonen ikke utnyttes. Det bør opprettes rutiner for periodisk uttak av trendlinjer av pumpestasjonenes drift. Dersom enkelte stasjoner skal undersøkes nærmere bør intervall for logging av verdier økes i undersøkelsesperioden. Endringer som er gjort ved pumpestasjonene eller i FK-systemet bør loggføres. Begrunnelsen for endringen bør komme klart frem. Det kan være til stor hjelp ved senere feil og utbedringer.

Installasjon av dedikerte strøm- eller effektmålere for pumpene ville gitt mulighet for å skille strømkostandene knyttet til pumping fra lys, ventilasjon og varme. Det antas at det ville ført til større fokus på både energieffektiv pumpedrift og andre energioppfølgingstiltak ved pumpestasjonene.

Det ville også vært interessant å se på muligheten for å forandre mengden vann som pumpes ved enkelte stasjoner. Det pumpes vann til samme sone fra VP9 og VP28. VP28 har lavere energiforbruk (Figur 6-5). Ved å begrense pumpet mengde ved VP9 kunne mer pumpes ved VP28. Det hadde resultert til at driftspunktet ved VP9 ble bedre og for hver ekstra m<sup>3</sup> som ble pumpet ved VP28 ville besparelsen vært på 0,11kWh.

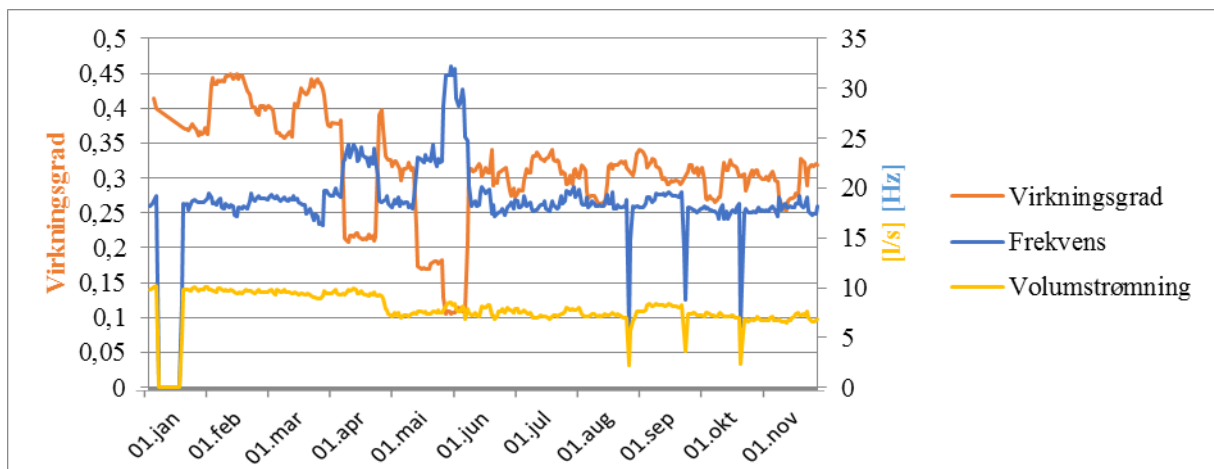
### 7.3.2 Diskusjon rundt drift og forslag til utbedringer.

#### VP7

Det virker som at energieffektivitet ble valgt bort til fordel for leveringssikkerhet da pumpen ble designet. Dette er en stasjon hvor det helt klart hadde vært fordel med motorer av ulike størrelser. To små identiske pumper for vanlig forbruk og en dedikert brannvannspumpe, eller en Pumpe som var designet kun for å dekke nattforbruket. Nå i ettertid er utskiftning til en mindre Pumpe mest sannsynligvis ikke lønnsomt, da årlig strømforbruk kun er på 16,5 MWh.

Pumpene ved stasjonen tilfører gjennomsnittlig kun 8 mVS trykk. VAV kunne vurdert å «bypasse» pumpestasjonen og kun kjøre pumpene ved lavt trykk eller høyt forbruk i sonen.

Verdier for 2015 kan dels inn i tre perioder (Figur 7-2). Det er i samtale med driftsteknikker fått bekreftet at det i første periode lakk ved en eller flere av tilbakeslagsventilene ved stasjonene. I andre periode skjedde det ved to anledninger at ventilene sto åpne, på grunn av korrosjon. Tredje periode er under og etter utskiftning av tilbakeslagsventilene (Gunnestad 2016). Det antas at dersom trender fra pumpestasjonen hadde blitt analysert ville, lekkasjen og de åpne ventilene kunne blitt oppdaget tidligere enn ved befaring av stasjonen.



Figur 7-2: Gjennomsnittlige døgnverdier for pumpestasjon VP7 i 2015

#### VP9

Det er ved analyse og pumpetest vist at pumpene driftes med 35 % avvik fra optimal hydraulisk virkningsgrad. To tredjedeler av dette avviket skyldes feil driftspunkt. I tillegg til tiltaket om å endre frekvensområde til stasjonen, kan de være aktuelt å senke trykket ved stasjonen. Dersom utgangstrykket ved VP9 ble senket med 0,5 bars ville det økt mulig andel av pumpe drift med én Pumpe fra 27,6 % til 36,5 %.

Ved VP9 skjer det hver natt fylling av bassenget HB7, nå er det slik at to pumper kjører i samdrift underfyllingen. Ved å strupe innløpet til bassenget kunne fyllingen blitt gjort med en

pumpe over lengre tid. Det ville økt virkningsgraden til pumpene og den totale energieffektiviteten til pumpestasjonen.

### **VP12**

Ved VP12 kjørte pumpene mest i frekvensområde 39 til 42 Hz. Dette er avvik fra 1300 – 1450 RPM (44,21 – 48,5 Hz) som var settpunktene i FK-systemet. Det er gjort en feil ved omgjøring av frekvens og turtall i PLS-systemet. Stasjonen har kjørt med feil frekvens og med lav virkningsgrad siden 2002 (Berger 2016). Dette tilsvarer at pumpestasjonen har brukt opptil 625 MWh unødvendig i perioden 2002-2015 på grunn av en omgjøringsfeil. Dette viser viktigheten av gode loggføringssystemer og periodisk oppfølging.

Det er samtidig spennende å se under hvilke forutsetninger pumpene kjører best. Frem til nå har pumpene hatt best virkningsgrad ved 42 Hz, men det er mest sannsynligvis fordi pumpene sjeldent har kjørt over dette. Ved endringa av frekvensområde til pumpene bør det overvåkes for å finne optimalt driftsområde.

### **VP28**

Pumpestasjon VP28 er den største pumpen til VAV og det har derfor blitt utredet muligheter for effektivisering ved pumpestasjonen av eksterne konsulenter. Det ble konkludert med at bruk av frekvensomformere og installasjon av nye pumper ikke ville gi besparelser som var økonomisk forsvarlig. På bakgrunn av lest litteratur og driftsituasjonen til pumpestasjonen, spesielt det at den leverer til et høydebasseng, antas det at konklusjonen er rett. Det er derimot rart at det ikke er foreslått endringer av altemneringsmønsteret. Forsiktige beregninger i oppgaven gir det årlig besparelse på over 200 MWh. Fra litteratur er det også verdt å nevne at ved å belegge pumpehus og impellere med kompositt-material, vil den hydrauliske virkningsgraden ved pumpen kunne restaureres (Svenskt Vatten 2003).

Et mer resurskrevende forslag hadde vært å bytte til nye motorer på pumpe 1 og 7. Det hadde vært mulig å bytte motor fra pumpe 4 og 6 som tilsynelatende har lav virkningsgrad. Det antas at den lave virkningsgraden i pumpe 4 og 6 er tilknyttet slitasje på impeller og pumpehuset, og at motorene har høy virkningsgrad.

Da ville det oppnås at pumpe 1 og 7 har høyest virkningsgrad av de åtte pumpene, og det kunne kjøres mest med disse. Pumpe 4 og 6 ville derimot fått ytterligere lavere virkningsgrad og ville vært å sett på som reservepumper, og kun vært i drift periodisk for å hindre at ventiler og impeller satte seg fast. Da det er usikkert hvor mye som kan spares og hvor mye det ville kostet å bytte motorene på pumpe 1, 7, 4, og 6 bør det utredes nærmere.

### **7.3.3 Forslag til videre arbeid**

Det har ikke vært mulig å se på tiltak knyttet til ventilasjon, varme og lys. Det kan tenkes at justering av ventilasjonssystem kan gi store årlige besparelser. Det foreslås at det utføres analyse av hvor stor del av strømforbruket som er knyttet til lys, ventilasjon og varme og at det utarbeides tiltak for å senke forbruket eller tiltak for energiriktig design av nye pumpestasjoner.

Ved å senke forsyningstrykket én meter kan energiforbruket reduseres med 1,3 % eller 4,6 W/m<sup>3</sup> (Bartelt 2010). Det hadde derfor vært interessant å undersøke mulighet for avansert trykkregulering av pumpestasjonene. Det kunne inkludert senkning av trykk ut fra pumpestasjonene nattetid. Senkningen av trykk ville kunne gitt redusert lekkasje, som igjen hadde gitt lavere nødvendig pumpet vannmengde.

I Oslo kommune er det ikke normalt at det prosjekteres pumpestasjoner med variable pumpestørrelser. Det hadde derfor vært interessant om det kunne utredes fordeler og ulemper ved bruk av variable pumpestørrelser.

Energieffektiv drift av avløpspumper vil bli viktigere ettersom klimaendringer mest sannsynligvis vil føre til økt overvannsmengde. Det hadde derfor vært mulig å videreføre oppgavens resultater og foreslåtte tiltak på Oslo kommunes avløpspumpestasjoner.

## 8 Konklusjon

Tiltak som er tatt på bakgrunn av analyse av loggført data kan øke energieffektiviteten ved pumpestasjoner i Oslo kommune. Etter utført analyse ble det foreslått to enkle tiltak for å øke energieffektiviteten ved de utvalgte pumpestasjonene. Observasjoner etter endring av frekvens ved VP9 bekrefter at økt energieffektivitet kan oppnås. Det totale årlige sparepotensialet for de fire pumpestasjonene som ble detaljundersøkt er 470 MWh.

Energibetraktning og virkningsgradsanalyse ble gjort ved fire pumpestasjoner. Den faktiske gjennomsnittlige virkningsgraden for pumpestasjonen ved driftspunktene i 2015 var på 55,7 %. Dette er under den gjennomsnittlige hydraulisk optimale virkningsgraden for pumpene som er på 80,8 %. Fra pumpetesten ved VP9 kan det antas at inntil to tredjedeler av avviket mellom hydraulisk optimal og observert virkningsgrad skyldes feil driftspunkt ved pumpene.

Oppgaven avdekker at eksisterende tall på energieffektivitet tilknyttet pumping av drikkevann i Oslo er for lave. Rosenland (2003) oppgir at gjennomsnittsvirkningsgrad for pumpestasjonene i Oslo kommune er på 63 %. Disse dataene er basert på estimer av pumpet vannmengde og stemmer dårlig med den gjennomsnittlige virkningsgraden på 47 % som ble funnet ved analyse av faktiske mengder. Det faktiske energiforbruket for pumpet vannmengde i 2015 var 0,42 kWh/m<sup>3</sup>. Tidligere verdier for energiforbruk etter produsert drikkevannsmengde varierte fra 0,11- 0,28 kWh/m<sup>3</sup>.

Under arbeidet med de utvalgte stasjonene ble det funnet områder hvor det er store potensialer for energieffektivisering. Basert på analysene er det foreslått tiltak ved disse pumpestasjonene. Det viser seg at kunnskap om pumpestasjoners virkemåte og forsyningssystemet pumpene står i er viktig for å oppnå høy virkningsgrad ved drift av pumpestasjoner.



## 9 Referanser

- ABB. (1990). Mjukstartare typ DEHE och DEHED med mjukstopp og stromgrans. I: 1, K. S.-U. (red.).
- Amundsen, O. R. (2016). *Sensor for mengdemåling*. Oslo: Oslo Kommune VAV (Personlig meddelelse 17.03.2016).
- Andersen, P. B. (2009). *Elektromagnetisk Kompabilitet*. 14.02.2009 utg. [www.snli.no/elektromagnetisk\\_kompatibilitet](http://www.snli.no/elektromagnetisk_kompatibilitet): Store norske leksikon.
- ANSI. (2011). Rotodynamic pumps for hydraulic performance acceptance tests (ANSI/hi 14.6-2011). 90.
- ASEA. (1981). *Katalog MK 30 del B1, utgave 6 December 1981*. ASEA, s. f. v. (red.). Västerås.
- Aulie, M. (2015). *Kartutsnitt VAV* (Epost 27.04.2016 ).
- Aulie, M. (2016). Oslo (Samtale 21.01.2016).
- Balmer, P. (2014). Energi VA-verksamhetenSvensktVattensenergioprojekt. *VA-strategi AB*: 24.
- Bargmeyer, B., Burghardt, M., Hanigovszki, R., Hansen, M. L. & Jensen, A. H. (2014). Facts Worth Knowing about Frequency Converters. I: Danfoss (red.). *Facts Worth Kowing*
- Bartelt, B. (2010). Energitiktig og sikker vandforsyning. I: DANVA (red.). *Forsknings og utredningsprosjekt*. Skanderborg: DANVA Forsknings og utredningsprosjekt. 5 s.
- Bedre Vann. (2014). I: *Norsk Vann*. Tilgjengelig fra: <http://www.bedrevann.no/pdf/bedreVANN2014.pdf> (lest 11.03.2016).
- Berger, L. E. (2015, 11.11.2015). *Energieffektiv drift*. Energieffektiv drift av VA-infrastruktur, Gardermoen: Norskvann.
- Berger, L. E. (2016). *Distirbusjonsnettes oppbygning*. Oslo: Oslo Kommune VAV (Personlig meddelelse 16.03.2016).

- Bjerkholt, T. & Ensby, J. T. (2012). Laboratorieøvelser TPS210: transport av væsker og gasser. I: UMB (red.). ÅS: Universitetet for Miljø- og Biovitenskap.
- Bloch, H. P. & Budris, A. R. (2010). *Pump User's Handbook - Life Extension (3rd Edition)*: Fairmont Press, Inc.
- Bratbergsengen, K. (2009). *Inn/Ut Enhet.*: I Store norske leksikon. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/inn%2Fut-enhet> (lest 26.03.2016).
- Çengel, Y. A. & Cimbala, J. M. (2006). *Fluid mechanics : fundamentals and applications*. Boston: McGraw-Hill Higher Education.
- Clenet, D. (2003). Electronic starters and variable speed drives. I: Electric, S. (red.). *Cahier technique no. 208*: Schneider Electric. 30 s.
- Da Cruz, B. (2009). Efficient Design; Efficient Operation and Improvement in Reliability and Maintenance. *Pump Characteristics and ISO Efficiency Curves: Impact On*;
- Danfoss. (1998). Værd at vite om frekvensomformere. I: Danfoss (red.). 176 s.
- Dansk Vand- og Spildevandsforening. (2007). Vandforsyningsteknik 56.
- Danva. *Frekvensregulering*. Distribusjon. <http://www.energibesparelser-vand.dk/Frekvensregulering-1214.aspx#2704>: Danva (lest 10.02.2016).
- Delaballe, J. (2001). EMC: Electromagnetic Compatibility. I: Schneider (red.). *Cahier technique no. 149*. [http://www.ops-ecat.schneider-electric.com/cut.CatalogueRetrieverServlet/CatalogueRetrieverServlet?fct=get\\_element&env=publish&scp\\_id=Z008&el\\_typ=rendition&cat\\_id=DESIGNER\\_PORTUGAL&maj\\_v=1&min\\_v=2&nod\\_id=0000000003&doc\\_id=H383541&frm=pdf&usg=&dw\\_nl=true](http://www.ops-ecat.schneider-electric.com/cut.CatalogueRetrieverServlet/CatalogueRetrieverServlet?fct=get_element&env=publish&scp_id=Z008&el_typ=rendition&cat_id=DESIGNER_PORTUGAL&maj_v=1&min_v=2&nod_id=0000000003&doc_id=H383541&frm=pdf&usg=&dw_nl=true): Schneider Electric. 149 s.
- Devold, A. J. (2012). Veiledning for valg av riktige sensorer og måleutstyr i VA-teknikken. *Norsk Vann Rapport 192*. Hamar: Norsk Vann. 127 s.
- Enander, L., Fjeldhus, K. & Gyllenhammar, A. (2014). Bærekraftig forvaltning av VA-tjenestene 205. *Norsk vann rapport 205*. Hamar: Norsk Vann. 36 s.



- Engan, J. A. (2014a). *Kap 3. Hydrodynamikk 2014*: Norges Miljø- og Biovitenskapelige Universitet (Forelesning 20.09.2014).
- Engan, J. A. (2014b). *Kap 5. Grunleggende relasjoner i Hydrodynamikken 2014*: Norges Miljø- og Biovitenskapelige Universitet (Forelesning 11.10.2014).
- Engan, J. A. (2014c). *Kap 7. Pumper 2014*: Norges Miljø- og Biovitenskapelige Universitet (Forelesning 20.10.2014).
- Engan, J. A. (2014d). *Repetisjon hydrodynamikk 2014*: Norges Miljø- og Biovitenskapelige Universitet (Forelesning 12.09.2014).
- ETSU. (2001). *Study on improving the energy efficiency of pumps*. Commission, E. UK: European Commission. 69 s.
- EU. (1989). *EMC-direktivet (89/336/EEC)*. [http://ec.europa.eu/growth/single-market/european-standards/harmonised-standards/electromagnetic-compatibility/index\\_en.htm](http://ec.europa.eu/growth/single-market/european-standards/harmonised-standards/electromagnetic-compatibility/index_en.htm).
- EU. (2009: no 641/2009). *Commission regulation (ec) no 641/2009 of 22 July 2009*: Europa-Parlamentets og Rådets direktiv. 7 s.
- F.R.I. (2001). Metodebeskrivelse for Energibevidst Prosjektering. I: F.R.I. , Dansk Energi Analyse & Jørgensen, E. K. (red.). *Energibevidts prosjektering 2001-8*: Foreningen af Rådgivende Ingeniører, F.R.I. 59 s.
- Finsrud, R. (2003). Gjenanskaffelseskostnader for norske vann- og avløpsanlegg. *Norvar-rapport 130*. Hamar: Norsk Vann. 20 s.
- Finsrud, R. (2009). Trykksvingninger i VA ledninger. I: JOFI AS (red.). *VA/Miljøblad 94*. Hamar: Stiftelsen VA/Miljøblad. 6 s.
- Finsrud, R. (2013a). Hydraulikk tilpasset VA-anlegg. *VA/Miljøblad 101*. Hamar: Stiftelsen VA/Miljøblad. 6 s.
- Finsrud, R. (2013b). Pumpestasjoner for trykk- og kapasitetsøkning. *VA/Miljøblad 108*. Hamar: Stiftelsen VA/Miljøblad. 5 s.

- Fjellmann, M. (2015, 13.11.2015). *Energioptimalisering og drift av pumper*. Energieffektiv drift av VA-infrastruktur, Gardermoen: Norsk vann.
- Fladberg, E. (2013). *Totale trykkmålinger, "Tett på trykk"*: automatisering.no. Tilgjengelig fra: <http://www.automatisering.org/artikler/trykkmaling-tett-pa-trykk-1-5/218571> (lest 29.03.2016).
- Fluke. (2014). *Fluke V300*
- Folkehelseinstituttet. (2004). *Vannforsyningens ABC-A*. 13.
- Franzini, J. B., Finnemore, E. J. & Daugherty, R. L. (1997). *Fluid mechanics with engineering applications*: McGraw-Hill. 621 s.
- Friedenthal, S. (2007). *Using & Accessing Historian Data*. EV SYSTEMS. 40 s.
- Frydenberg, T. (2016). *Singulærtaps betydning ved dimmensjonering*. Oslo: Oslo kommune VAV (Personlig meddelelse 12.mar.2016).
- General Electric. (2006). *Proficy HMI/SCADA – iFIX 5.8 Innovation that Drives Results*. GE Intelligent Platforms, Inc.,: GE Intelligent Platforms, Inc.,.
- Grundfos. (2016). *Pumpchart for CR 64-3-1 A-F-A-E-HQQE - 96123532*. Tilgjengelig fra: <http://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=96123532&qcid=100509183> (lest 11.04.2016).
- Grundfos Industry. (2004). *Pump Handbook*. 152 s.
- Gülich, J. F. (2014). *Centrifugal Pumps*: Springer Berlin Heidelberg. 1116 s.
- Hafskjold, L. S. (2009). *Trykktap i avløpsnett*. *Norsk vann rapport 172*. Hamar: Norsk Vann. 52 s.
- Hanssen, D. H. (2008). *Programmerbare logiske styringer : basert på IEC 61131-3*. 2. utg. utg. Trondheim: Tapir akademisk forl.
- Hem, L. J. (2015). *Klimaendringenes betydning for vannkvaliteten i ledningsnett*: Norges Miljø- og Biovitenskapelige Universitet (Forelesning 18.11.2015).

- Hofstad, Å. (2007). *Pumpeteori - sentrifugalpumper*. Stavanger: Tekna Offshore Pumps (Presentasjon på TEKNA offshore pumps, Stavanger 27.11.2007).
- Hovany, L. (2012). Error in Water Meter Measuring. I: Ostfeld, O. (red.) *Water supply system analysis - selected topics*. Croatia.
- Ing Strand og Grindahl. (2002a). Nivåmåling/trykkmåling. *VA/Miljøblad 55*. Hamar: Stiftelsen VA/Miljøblad. 4 s.
- Ing Strand og Grindahl. (2002b). Vannføring i fylterør. *VA/Miljøblad 53*. Hamar: Stiftelsen VA/Miljøblad. 6 s.
- Ing Strand og Grindahl. (2004). Frekvensomformerdrift i avløpspumpestasjoner. *VA/Miljøblad 62*. Hamar: Stiftelsen VA/Miljøblad. 3 s.
- IWA. (2009). *Water and Energy are linked within Climate Change and beyond*, 16. Messages for COP15 from IWA International Conference Water & Energy 2009: International Water Association.
- Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P. & Heald, C. C. (2001). *Pump Handbook, Third Edition*: McGRAW-HILL. 1789 s.
- Karlsen, R. B. (2016). *Virkemåte for frekvensomformere* Schneider Eletrics (Telefonsamtale 13.04.2016).
- Kjellèn, B. J. & Andersson, A. C. (2002). Energihandbok for avloppsreningsverk. *VA-FORSK RAPPORT 2002-2*: Svensk Vatten AB. 92 s.
- Kvalheim, A. (2014). *FYS210: Hydrodynamikk Kap. 8: Rørstrømning*: Norges Miljø- og Biovitenskapelige Universitet (Forelesning 11.02.2014).
- Larsen, H. N. (2011). Energianalyse av den kommunale VA-sektoren. *MiSA REPORT*: Misa, Miljøsystemanalyse. 10 s.
- Larsen, H. N. (2014). Energianalyse av Norsk VA-sektor. I: Vann, N. (red.): Norsk Vann, Asplan viak. 9 s.

- Lindholm, O. G., Endresen, S., Smith, B. S. & Thorolfsson, S. (2012). Veiledning i dimensjonering og utforming av VA-transportsystem. *Norsk Vann Rapport 193*. Hamar: Norsk Vann. 132 s.
- Martinez, R. (2012). Energiriktig design og prosjektering av avløpsrensaneanlegg. *Norsk vann rapport 194*. Hamar: Norsk Vann. 57 s.
- Mott, R. L. & Untener, J. A. (2015). *Applied fluid mechanics*. 7th ed. utg. Upper Saddle River, N.J: Pearson Education.
- Mukesh, S. (1997). Centrifugal Pumps: Basic Concepts of Operation, Maintenance, and Troubleshooting (Part- I). I: Engineers, T. C. (red.).
- Muraya, N., Pitis, C., Hope, E., Thibodeau, R., Kandapi, R. K. & Middleton, C. (2011). Motor Efficiency, Selection and Management Pacific Gas and Electric Company and Consortium for Energy Efficiency,. 36 s.
- Murray, B. G. (1989). Pump Performance — Its Application to Condition Monitoring. I: Rao, R. B. K. N. & Hope, A. D. (red.) *COMADEM 89 International: Proceedings of the First International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM)*, s. 182-186. Boston, MA: Springer US.
- Myra, R. (2016). *Domumentasjon ved pumpestasjoner*, 04.04.2016.
- Nicolaisen, J. (2016). *Problemer, elektro målinger*. Oslo (Epost 30.03.2016).
- Nourbakhsh, A., Jaumotte, A., Hirsch, C. & Parizi, H. B. (2007). *Turbopumps and pumping systems*: Springer Science & Business Media.
- Oddevald, J. E. & Hansen, A. (2004). Vannledningsrør i Norge. *Norvar-rapport 135*. Hamar: Norvar. 41 s.
- OECD/IEA. (2011). *Energy-efficiency policy opportunities for electric motor-driven systems*. Agency, I. E.: Organisation for Economic Co-operation and Development.
- Olsen, N. R. B. (2015). Hydrodynamikk - Kompendium del 2 og 4. *Norges Tekniske Naturvitenskaplige Universitet*.

- Olsson, G. (2008). Effektivare reningsverk. I: Vatten, S. (red.). *Rapport Nr. 2008-19*. Motala: Svenskt Vatten. 54 s.
- Omarhaug, E. (2015). *Mengdemåling i VA: KROHNE Instrumentation* (Presentation 17.10.2015).
- Orre, L. O. (2016). *Pumpedrif i fjernvarmesystem i Sverige*. Oslo: Oslo Kommune VAV (Personlig meddelelse 04.03.2016).
- Oslo kommune. (2005). Oset vannrenseanlegg (lest 20.04.2016).
- Oslo kommune. (2014). *Hovedplan avløp og vannmiljø 2014-2030*. Vann- og avløpsetaten. Oslo: Oslo kommune. 32 s.
- Oslo kommune. (2015). *Hovedplan vannforsyning 2015–2030*
- Pettersen, R. (1987). *Orientering Om Disen Vannpumpestasjon*. Avløpsetaten, V. o. Oslo: Oslo vann- og avløpsverk,.
- Reeves, D. T. (2004). *Guide To The Selection Of Rotodynamic Pumps*. I: EURO-PUMPS (red.).
- RIF. (2015). *State of the nation: Rådgivende Ingeniørers Forening*.
- Rosenland, L. A. (2003). *Pumpestasjoner, kvalitetskontroll, retting i kart. Arkiv og gemini*. Oslo: Oslo kommune VAV. Upublisert manuskript.
- Rosvold, K. A. (2012). *Asynkron motor*. snl.no: Stor norske leksikon. Tilgjengelig fra: [https://snl.no/elektrisk\\_maskin](https://snl.no/elektrisk_maskin) (lest 01.03.2016).
- Ryenbakken, Ø. (2016). *Energiforbruket i kommunal vandndistribusjon*. Oslo (Epost 19.04.2016).
- Røstum, J., Bruase, S., Desjardins, A. K. & Hansen, A. (2013). *Veiledning i tilstandskartlegging og fornyelse av VA-transportssystemer. Norsk vann rapport 196*. Hamar: Norsk Vann. 99 s.
- Salvesen, F. (1981). *Pumper og anlegg for væsketransport, 15.-18. november 1981, Fagernes*. [Oslo]: NIF. 1 b. (fl. pag.) ill., fig., tab., diagr. s.

- Sandstad, J. (2009). Vekselstrøm. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/vekselstr%C3%B8m> (lest 23.03.2016).
- Saustad, K. & Gunvaldsen, I. (2015). *Elektrisk maskin*. snl.no: Stor norske leksikon. Tilgjengelig fra: [https://snl.no/elektrisk\\_maskin](https://snl.no/elektrisk_maskin) (lest 01.03.2016).
- Schneider Electric. (2002). USER`S MANUAL Altivar 38 Telemecanique, Variable speed controllers for asynchronous motors. 319 s.
- Siemens. (2011). Basics of PLCs. Tilgjengelig fra: <http://electrical-engineering-portal.com/res/Siemens-Basics-of-PLCs.pdf> (lest 10.02.2016).
- Spellman, F. R. (2013). *Water & Wastewater Infrastructure : Energy Efficiency and Sustainability*. Water and Wastewater Infrastructure. Hoboken: CRC Press.
- Statistisk Sentralbyrå. (2015a). Elkraftpriser.
- Statistisk Sentralbyrå. (2015b). *Kommunal Vannforsyning 2014*. Tilgjengelig fra: [https://www.ssb.no/natur-og-miljo/statistikker/vann\\_kostr](https://www.ssb.no/natur-og-miljo/statistikker/vann_kostr) (lest 09.02.2016).
- Statistisk Sentralbyrå. (2016a). *Lengde drikkevannsnett fordelt på periode*. [https://www.ssb.no/natur-og-miljo/statistikker/vann\\_kostr](https://www.ssb.no/natur-og-miljo/statistikker/vann_kostr).
- Statistisk Sentralbyrå. (2016b). *Levert drikkevann fordelt på samfunnssektor, 2014*. [https://www.ssb.no/natur-og-miljo/statistikker/vann\\_kostr](https://www.ssb.no/natur-og-miljo/statistikker/vann_kostr).
- Strömberg. (1982). *SAMI Frekvensomriktare for varvtalsregulering av kortslutna asynkronmotorer- Brochyr SAMI 2 SE 82-10*. Helsingfors.
- Sulzer Pumps. (2010). *Centrifugal Pump Handbook*: Elsevier Science.
- Svenskt Vatten. (2003). Se till att pumpen arbetar på pumpkurvans topp! *Svenskt vatten*, April 2003: 24.
- Telemecanique, Merlin Gerin & SquareD. (2001). Electromagnetic Compatibility. *Practical Installation Guidelines*.
- Thorud, M. B. (2016). *Kostratall til masteroppgave om vannpumper i Oslo* (email 13.04.2016).

- Tipler, P. A. & Mosca, G. (2008). *Physics for scientists and engineers : with modern physics*. 6th ed. utg. New York: Freeman.
- Tveit, O. A., Sagrov, S. & Finsrud, R. (1992). Driftskontrollanlegg for VA-transportssystem. *Norvar-rapport 17*. Hamar: Norvar. 84 s.
- U.S. Department of Energy. (1992). *Electrical Science Fundamentals Handbook*. Washington, DC
- U.S. Department of Energy. (1997). *Determining electric motor load and efficiency*. 16 s.
- VAV. (2015). *Årsberetning 2014*: Oslo kommune
- Venkates, G. (2011). *Systems performance analysis of Oslo's water and wastewater system*. Trondheim: Norges Tekniske Og Natrusvitenskaplige Universitet, Faculty of Engineering Science and Technology. 176 s.
- Wikimedia Commons. (2011). *Asynchronmaschine*.
- Wilson, S. Pump affinity laws for centrifugal pumps. Grundfos.
- Ødegaard, H. (1997). Utviklingstrekk og utfordringer innen VA-teknikken. I: VA-verkforening, N. (red.). *Norsk VA-verkforening 72*.
- Ødegaard, H., Norheim, B. & Norsk Vann, B. A. (2014). *Vann- og avløpsteknikk*. 2. utg. utg. VA-teknikk. Hamar: Norsk Vann. 664 s.
- Østvang, J. (2015). *Generelt om mengdemåling*.
- Øverland, R. (2016). *Startstrøm Asynkronmotor* (Besvarelse på Trainor forum 14.03.2016).





# Vedlegg A - Utførte tester

## Kavitasjonstest

Grunnlaget for testen var for å kunne bestemme laveste tillate vannstand i høydebassenget ved vannbehandlingsanlegget. Da VP9 ble planlagt ble det skrevet i behovsbeskrivelsen at trykket på sugesiden av pumpestasjonen måtte holde 145 mVS (Pettersen 1987). Teoretisk kan det ses fra Figur 0-2 at ved drift av en pumpe ved full kapasitet (220 l/s) er nødvendig sugetrykk NPSH 8 mVS. Pumpene i VP9 ligger på kote + 133,75 moh. Trykktapet over sugesiden er regnet ut til å være 1,2 mVS, fra formel (0-1) gis nødvendig teoretisk trykkehøyde på 1429,5 mVS.

$$Z_{min} = NPSH + Z_{sted} + Z_{friksjon}$$

$$Z_{min} = 8 \text{ mVS} + 133,75 + 1,2 \text{ mVS} = 142,95 \text{ mVS}$$

(0-1)

Hvor:

$Z_{min}$  = Nødvendig trykkehøyde [mVS]

$NPSH$  = nødvendig sugetrykk [mVS]

$Z_{friksjon}$  = friksjon tap i sugeledningen [mVS]

$Z_{sted}$  = stedshøyden [mVS]

Differansen på 2,14 mVS mellom beskrevet nødvendig trykkehøyde og teoretisk, antas å være innlagt sikkerhetsmargin på grunn av økt trykktap over sugesiden dersom flere pumper kjører med full kapasitet samtidig.

Testen ble gjennomført 16. februar 2016 mellom klokken 08.00 og 08.15. Ved start av testen var trykket på sugesiden 1,52 bar dette tilsvarer 149,2 mVS. På dette tidspunktet var pumpe 1 og 2 i drift. Ved start av testen ble en ventil på sugesiden av pumpen og trykksensor FT1, strupet. Det ble forsøkt å finne grensepunktet for når kavitasjonen var hørbar, Figur 0-1. Etter testen ble ventilen fullt åpnet og pumpene fortsatte vanlig drift.

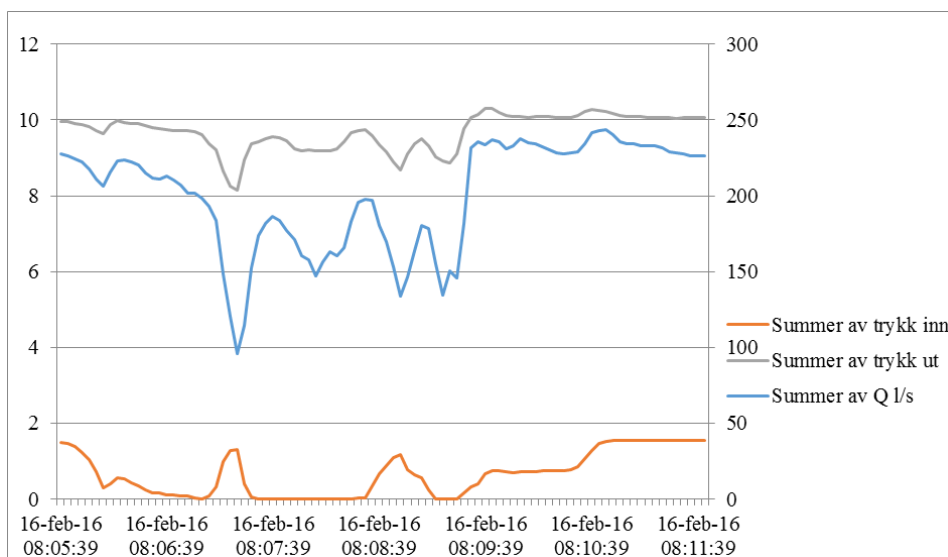


Figur 0-1: Lytting etter kavitasjon ved kavitasjonstest (Myra 2016)

Testen gav plausible resultater, men det var flere mulige feilkilder og punkter som ble tenkt i etterkant som blir påpekt i diskusjonsdelen. Fra Figur 0-2 kan det ses at parameterne jevner seg ut ved ca. inn trykk på 0,8 bar. Ved 09.40 synes det at operatørene fant et punkt der de akkurat ikke hørte knitring. Da stabiliseres volumstrømningen ganske raskt, selv om trykket er lavere enn vanlig, det kan antas at det ikke er kavitasjon ved 0,8 bar på sugesiden av pumpen.

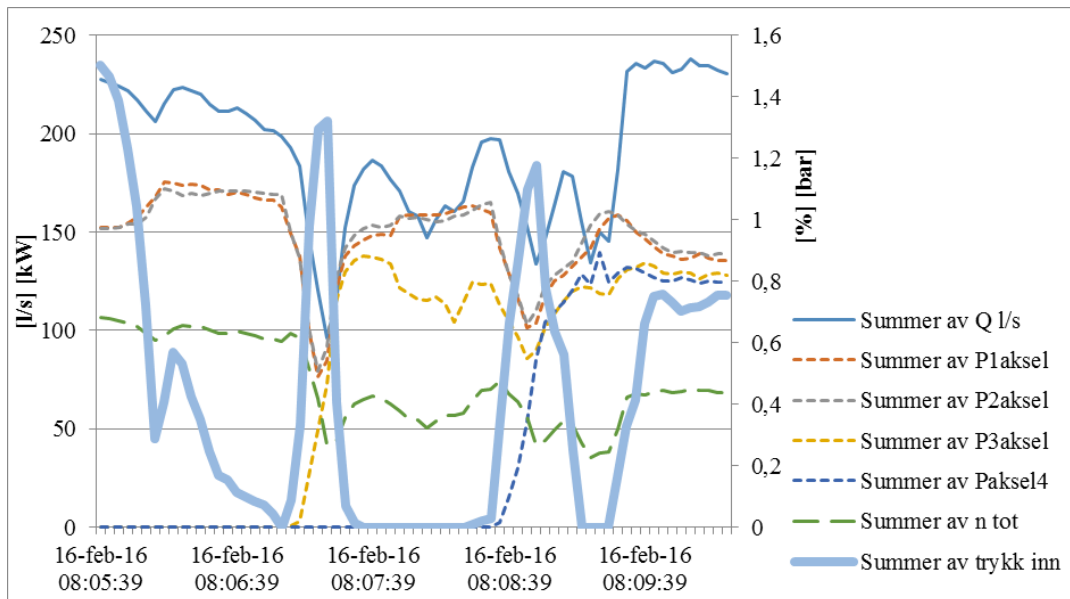
Andre punkter som kan kommenteres ved Figur 0-2:

- Volumstrømmen «henger etter», den jevner seg ikke ut, men den er hele tiden lavere enn vanlig vannføring, dette kan ha med at pumpene ikke greier å levere ønsket trykk og mengde (selv med 4 pumper), på grunn av kavitasjon.
- Laveste trykk, 0 bar, antas feil da det er målt volumgjennomstrømning.
- Da stabiliseres Q ganske raskt ved 08.09.40 kan det bekrefte at det ikke var kavitasjon der, selv om trykket er lavere enn vanlig.



**Figur 0-2: Trykk på sugesiden trykk inn[bar], trykk på trykksiden trykk ut [mVS] og volumendring Q [l/s] under kavitasjonstesten**

Figur 0-3 viser at effektiviteten synker veldig ved 08.06.39. At det kjørers opptil fire pumper som ikke har kapasitet til å levere vanlig volumstrømning tyder på kavitasjon. Trykk ut henger litt etter, dette antas at er på grunn av treghet i oppstart av pumper og regulering fra frekvensomformer og PLS system. Merk hvor «tregt» pumpene innstiller seg til forandring, dette er ikke problem til vanlig, men interessant her. At systemet ikke er stabilisert før videre manipulering kan gi unøyaktige resultater.



**Figur 0-3: Pumpeeffekt til hver enkelt pumpe, samlet virkningsgrad for pumpene, volumstrøm og trykk på sugesiden**

### Diskusjon

Testen ble utført av personal fra VAV. Jeg var med for å observere og analysere data i etterkant. Det var interessant å se at ved bruk av data som ble registrert og ved teori om kavitasjon kunne det bestemmes hvor kavitasjon begynte og sluttet. Punktet hvor kurven jevnet seg ut og virkningsgraden til pumpen økte igjen var også punktet hvor det ikke lenger var hørbar kavitasjon. I etterkant av testen er det flere ting ved utførelsen som kan diskuteres. Lytting ble brukt som indikasjon på når det var implosjon av kavitasjonsboblene. Det kan være litt unøyaktig da kavitasjon kan forekomme selv uten lyd (Da Cruz 2009). Dette er ikke tatt høyde for ved testen.

Ved et punkt kjører fire pumper med full drift uten å øke kapasitet eller trykk. Det tyder på kraftig kavitasjon på grunn av to punkter. Det ene er at kavitasjonsboblene opptar et betydelig volum i pumpehuset. Det andre punktet er at pumping av inhomogene væsker har også annerledes pumpekurver enn ved væsker.

Da pumpene ved stasjonen ikke var satt til manuell, eller skrudd av startet disse når PLS-systemet merket at trykket ut av stasjonen sank. Pumpenes oppstart endrer hvilke mengede som går gjennom hver pumpe. Lytting av kavitasjon skjedde kun på en pumpe. Ideelt sett skulle de andre pumpene vært avslått, slik at det ble et reelt bilde av trykktap, strømning og trykk ved den aktuelle pumpen.

At flere pumper kjørte gjorde også at det tok lengre tid for at systemet oppnådde stabile forhold. Ved det punktet som ble ansett som kavitasjonspunktet var pumpedriften fortsatt er i

endring. Merk hvor «tregt» pumpene innstiller seg til forandring. Både volumstrømning og trykk ut av pumpestasjonen ligger under normale verdier. Tregheten i systemet er ikke ved normal drift et problem, men gjør at tiden før systemet stabiliseres er lengre ved testen.

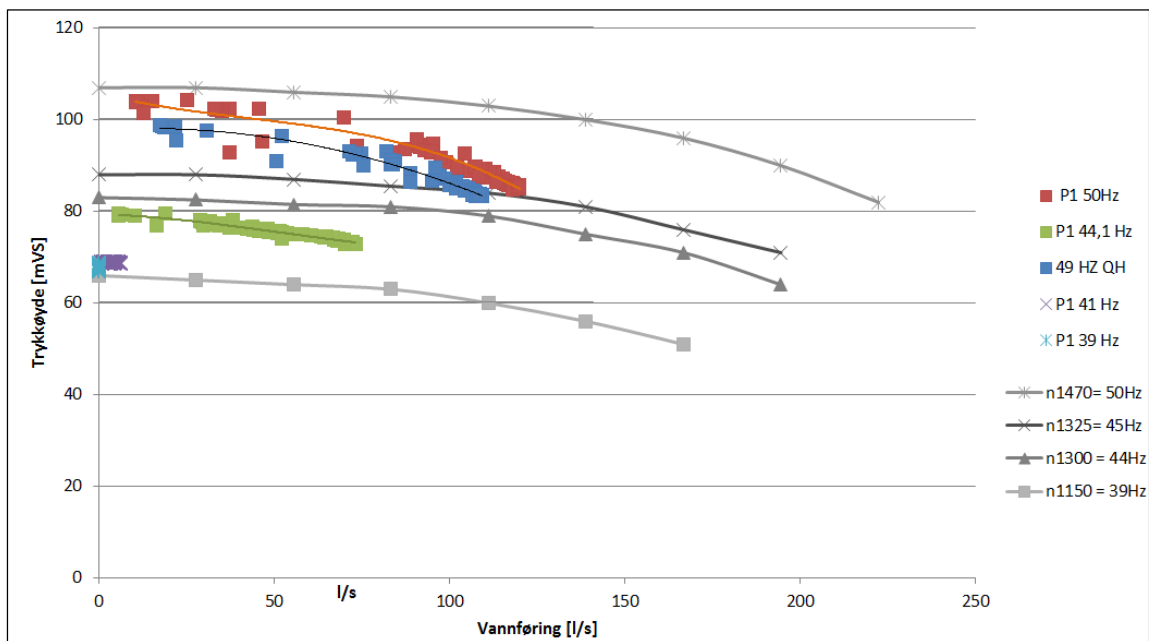
Selv om det er flere ting som kunne bli gjort bedre ved testen kan det antas at resultatene tilstrekkelig for å konkludere med at minimalt trykk inn til pumpene kan senkes, dersom det er nødvendig.

## ***Pumpetest***

Utførelse av pumpetest er beskrevet i Metode.

### ***Resultat ved pumpetest 1***

Resultat fra første test ved VP9 er presentert i Figur 0-4. På grunn av trykk i nettet får ikke kurven «fall til høyre». Det gir kun et lite bilde av kurven, spesielt med lave turtall.



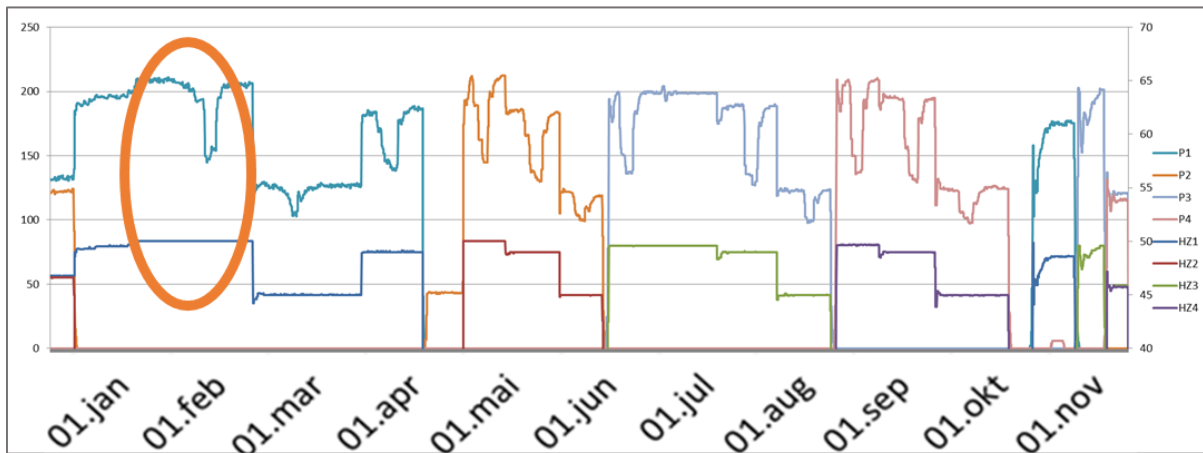
**Figur 0-4: Farget kurve er resultat fra pumpetest 16.mars.2016. Grå kurve er pumpekurve fra leverandør**

Ved analyse av resultatene var det stort avvik fra teoretisk pumpekurve og pumpe test. Det ble gjennomført en feilsøkingssprosess. Det ble antatt at det kunne være forstyrrelser av elektromagnetisk stråling eller feil intervall innstillinger i PLS, FK-systemet eller ved logger (Amundsen 2016). Det resulterte i funn av feil innstilling ved nyinstallert volumgjennomstrømningsmåler. Det var stilt inn med 50 % feil intervall.

### ***Resultat ved pumpetest 2***

Figur 0-5 viser forandring på VP9 under pumpetesten. MERK ved struping ved synker både strøm og spenning, altså effektbehovet minker. Dette kan virke å være motsatt fra normal

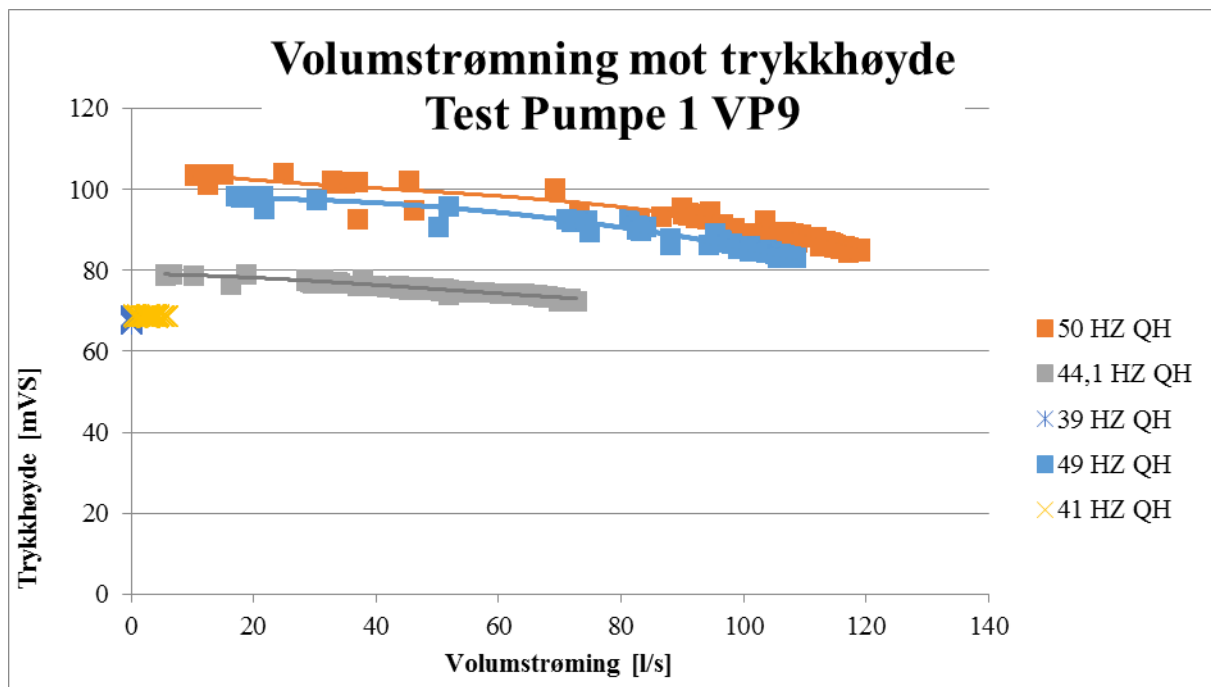
tanke gang, om at når den pumper mot høyere blir det «tyngre». Det er slik at på grunn av lavere mengde vann som skal pumpes, så «jobber» pumpen lettere. Driftspunktet flyttes mot venstre på QH-kurven. Da blir effektbehov mindre, mindre vann skal dras gjennom pumpa. Det gir igjen fare for tørrkoking og høytrykks kavitasjon.



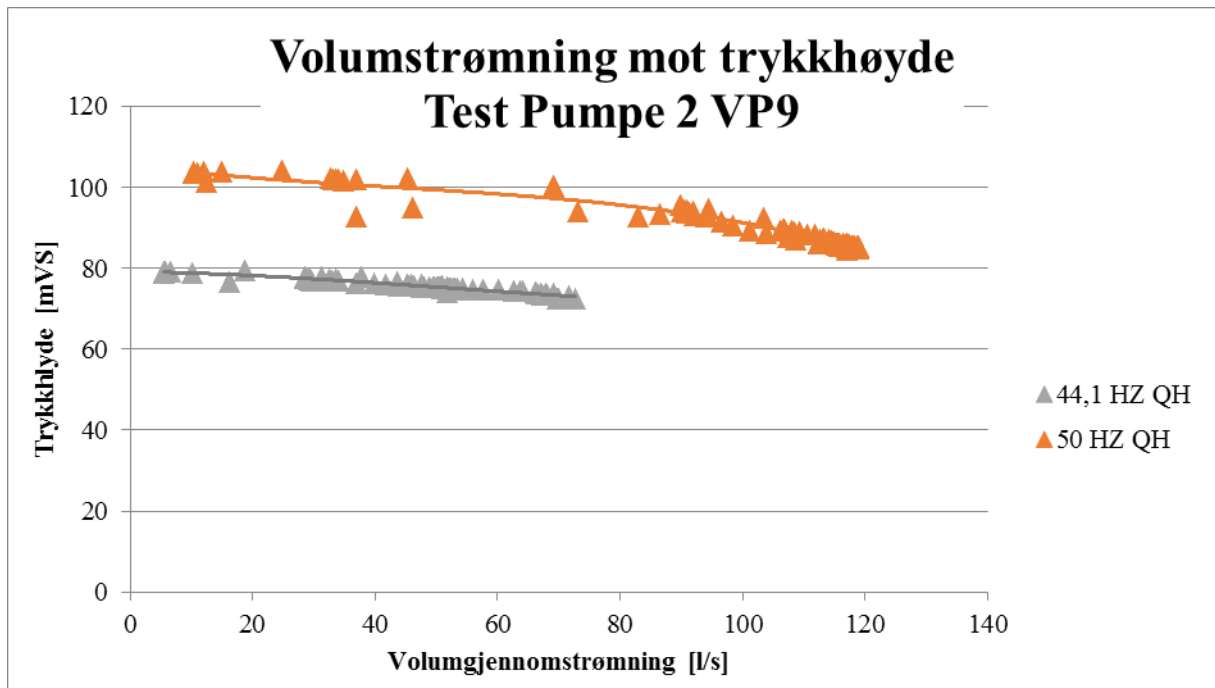
Figur 0-5: Frekvens [Hz] og effekt [kW] til pumpene ved pumpetesten

Alle resultatene fra den andre pumpetesten er vist i Figur 6-25. Det er samsvar mellom teoretisk pumpekurve og resultatene. Fra figuren kan det antas at pumpe 1 og 2 kjører best da disse ligger nærmest teoretisk pumpekurve. Kurver for hver enkelt pumpe er presentert i vedlegg.

### Resultat Pumpetest 1

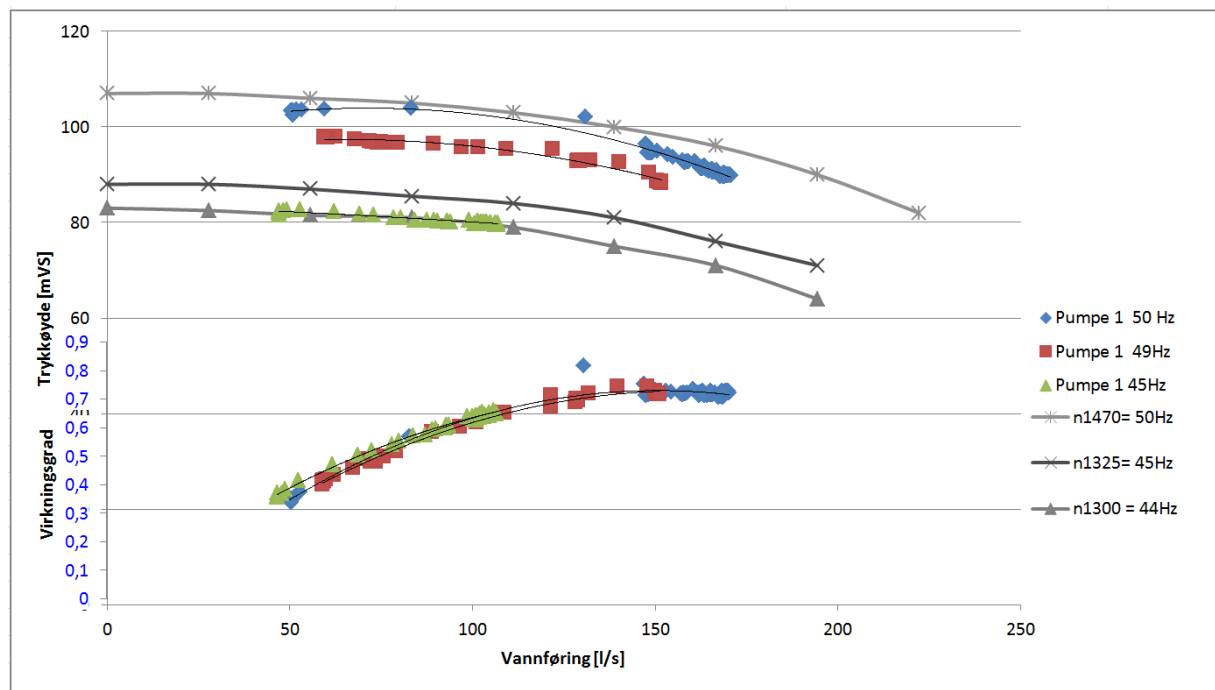


Figur 7-3: Pumpekurve for pumpe 1 for pumpetest 1

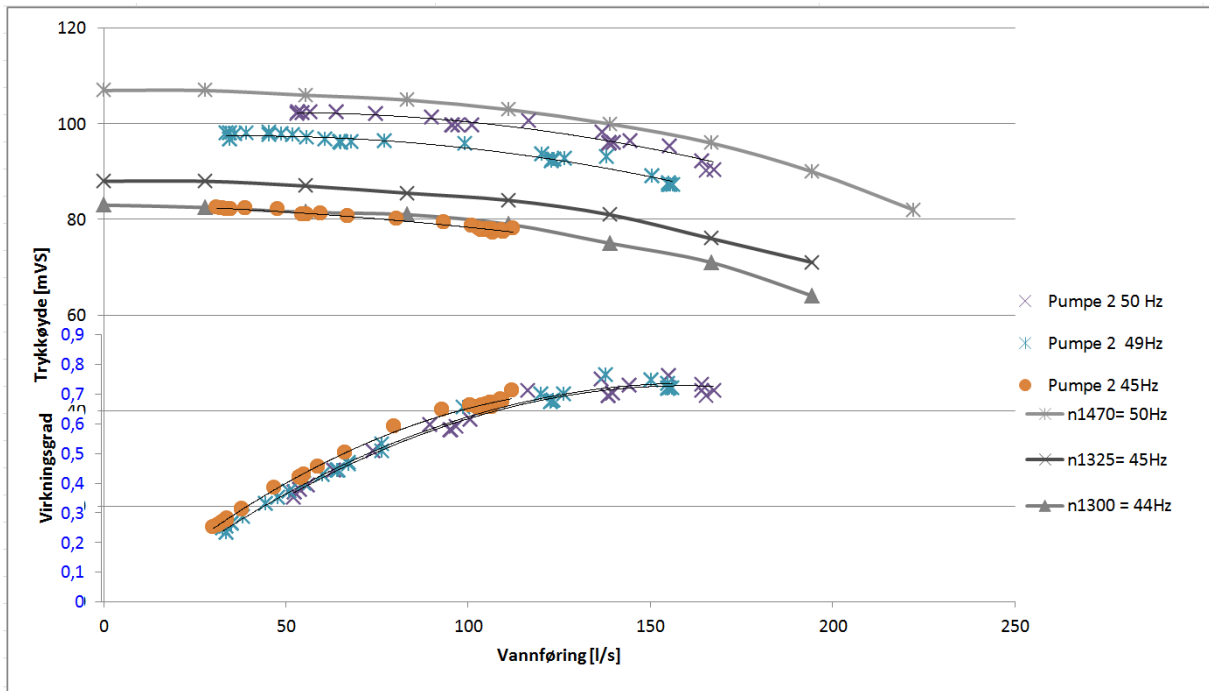


Figur 7-4: Pumpekurve for pumpe 2 ved pumpetest 1

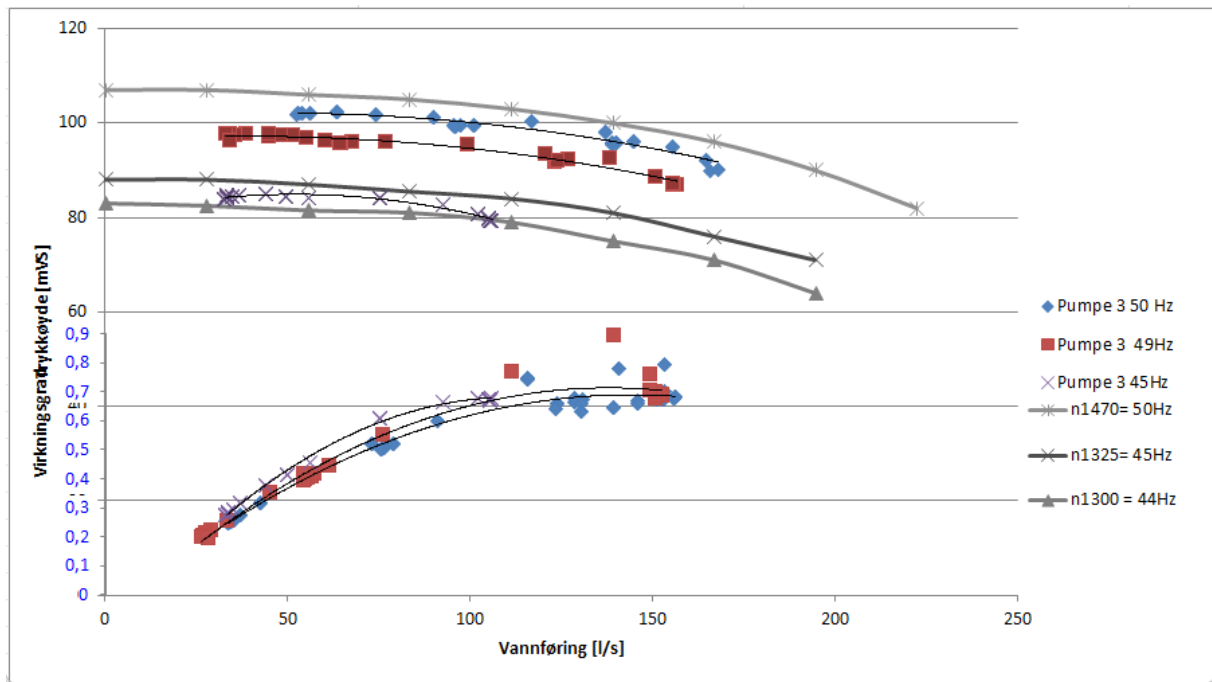
### Resultat Pumpetest 2



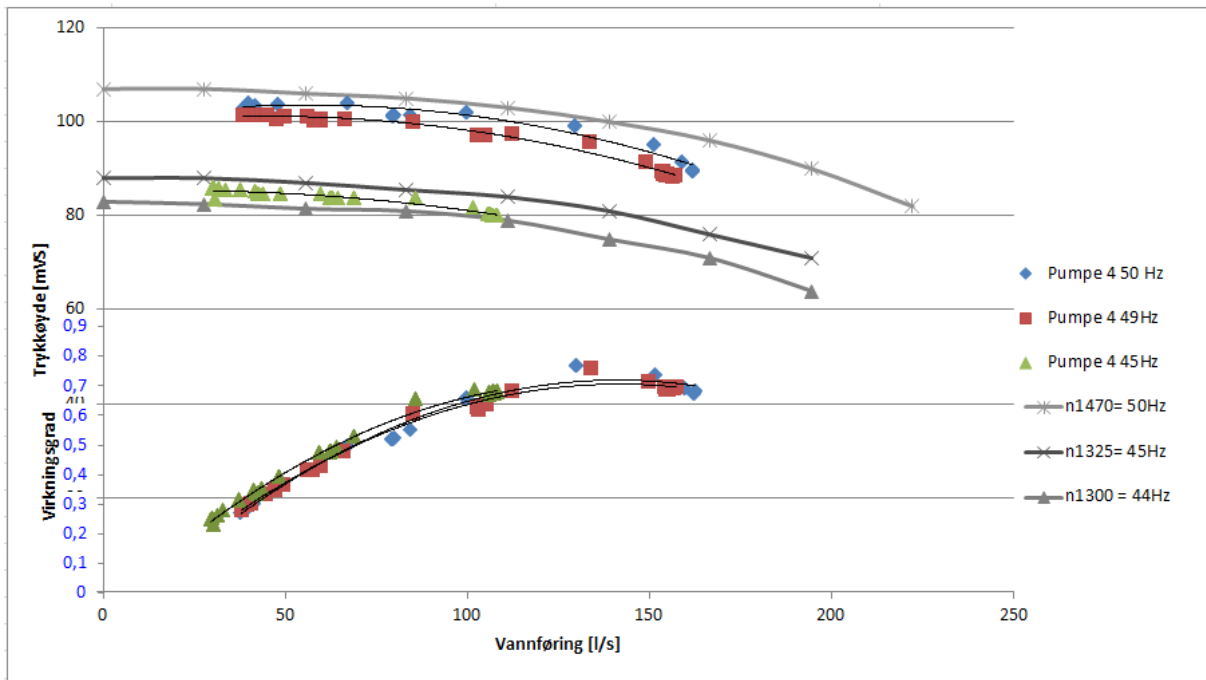
Figur 0-6: Pumpe 1, Pumpekurve QH og virkningsgrad



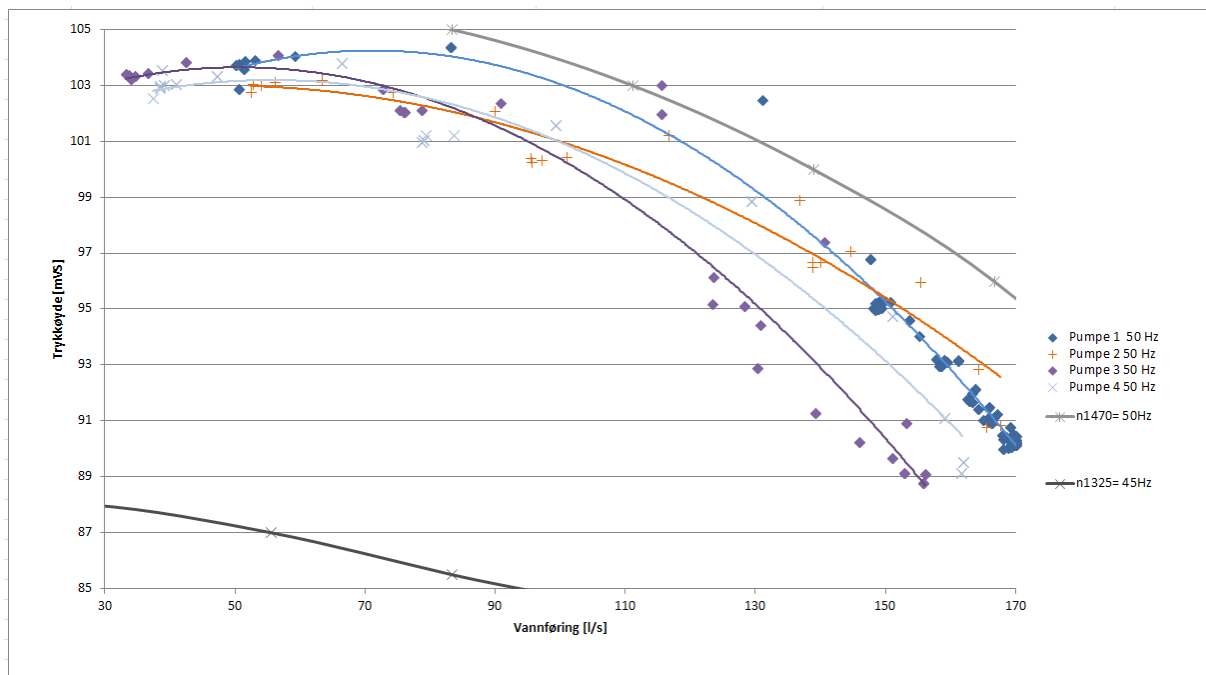
Figur 0-7: Pumpe 2, Pumpekurve QH og virkningsgrad



Figur 0-8: Pumpe 3, Pumpekurve QH og virkningsgrad

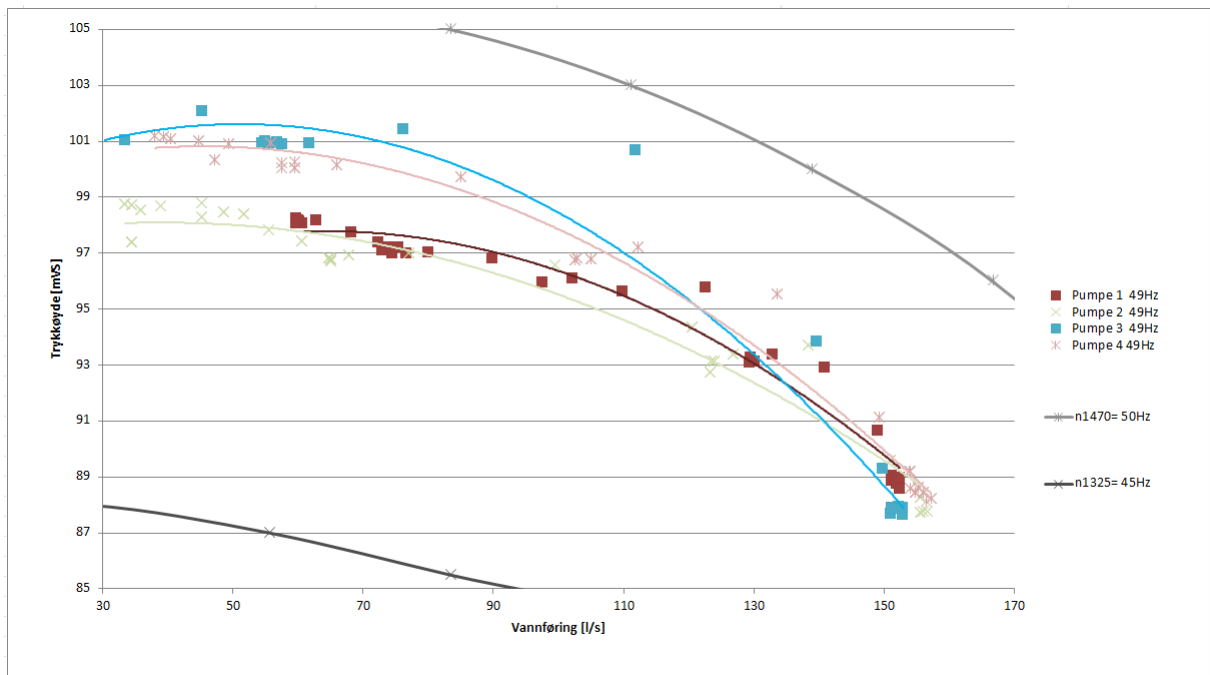


Figur 0-9: Pumpe 4, Pumpekurve QH og virkningsgrad

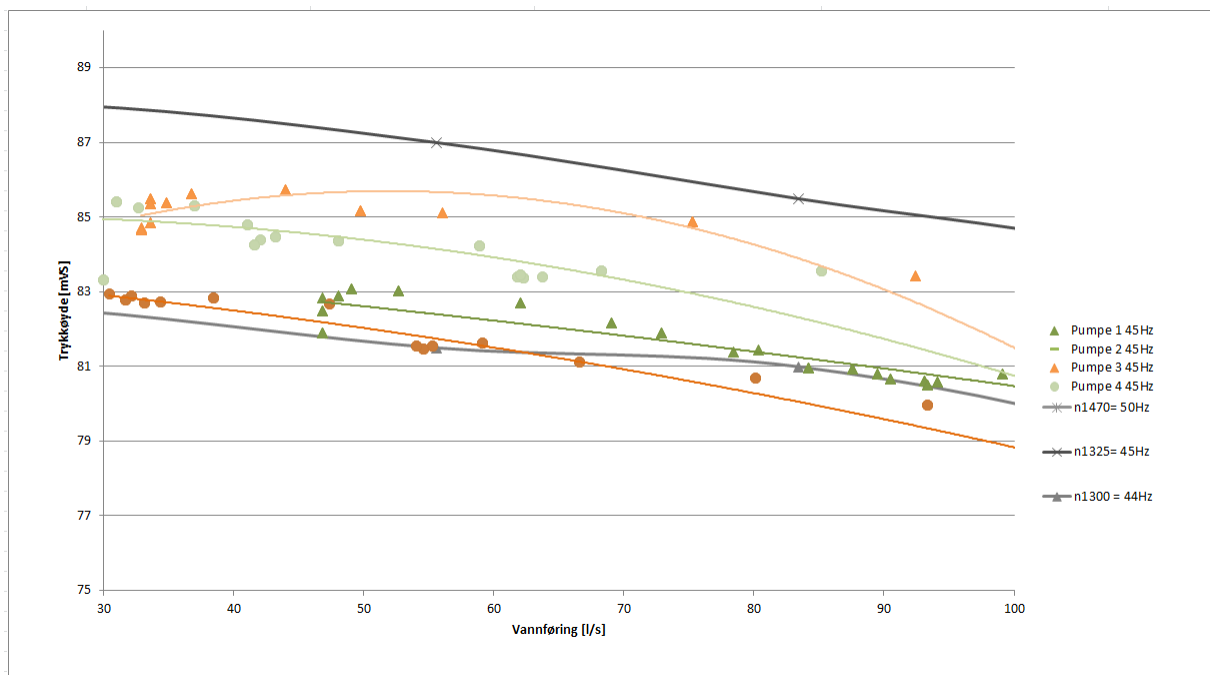


Figur 0-10: Pumpekurve for 50Hz





Figur 0-11: Pumpekurve for 50Hz



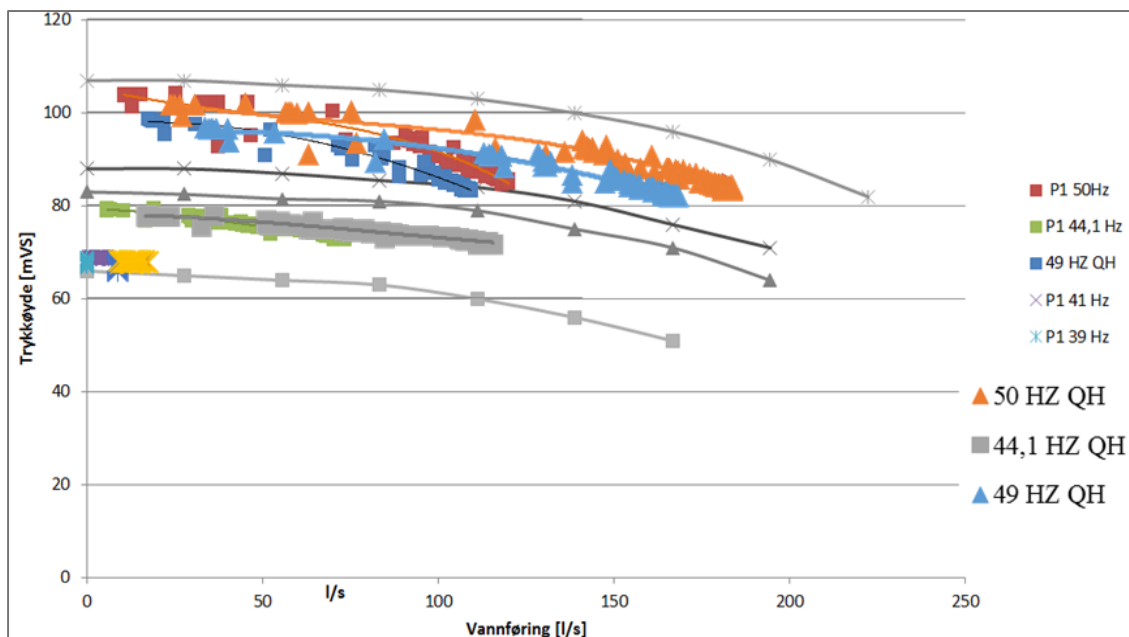
Figur 0-12: Pumpekurve for 45Hz

### Diskusjon av pumpetestene

Pumpetestene var ment for å bekrefte antagelsen om at pumpene var utsatt for betydelig slitasje og for å bekrefte antagelsen om at spenning kunne omregnes fra konstantmoment metoden.

Ved gjennomføring av første pumpetest ble det gjennomført test av to pumper før det ble observert at verdiene i FK-systemet for volumstrømmåling og de elektriske målingene ikke

samsvarte med display på henholdsvis elektromagnetiske måleren og frekvensomformereren. Testen ble derfor avbrutt. Ny test skulle gjennomføres når det var oppklart hvorfor det var avvik i avleste og loggførte verdier.



**Figur 0-13: Viser resultatene fra pumpetest 1(firkant) og etter at de ble justert med 50 % (trekant)**

Ved feilsøking ble det avklart at feilen for volumstrømningsmåleren var på grunn av feil intervall innstillinger ved sensoren. Det ble byttet sensor i oktober 2015 og da den ble installert ble den ikke stilt ordentlig. Dette førte til at loggeren delte opp signalet i 0-1111 l/s mens PLS systemet mottok og omgjorde signalet etter 0-750 l/s. Når feilen først var funnet var det ikke så vanskelig å rette den opp. Oppklaringen gav 50 % større volumgjennomstrømning ved FK-systemet. De nye loggførte dataene og opp skalering av eksisterende loggført data gjorde at antagelsene om at pumpene var svært dårlig måtte revurderes.

Pumpetest 2 ble gjennomført etter at det var funnet feilen som førte til feilvisning av volumstrømning. Avviket ved de elektriske målingene var ikke løst, og nye målinger av spenning og strøm ble gjort for å feilsøke ytterligere.

Ved utførelse av pumpetest 2 var det ikke mulig å drifte pumpene fra FK-systemet eller fra frekvensomformerne. Dette førte til at systemoperatøren fjernstyrt frekvensen pumpene skulle kjøres ved. Ulempen med dette var at de forskjellige pumpene kjørte på de samme intervallene. Det er usikkert hvorfor innstillingen som ble gjort av systemoperatøren resulterte i ulike frekvenser ved de forskjellige pumpene. Det ble også observert at det var et avvik på

0,4 Hz for verdier på frekvensomformer displayet og de verdiene som ble vist i FK-systemet. Det er ikke blitt gjort noe videre undersøkelse på dette.

Ventilene ble strupet manuelt. Det var tungvint og tungt og gav store hopp i datapunkter. Mellom hver runde ble nullpunktet satt til tre-fjerdedels stengt ventil, dette ble gjort for å spare krefter og tid. Det kan ha gitt utslag ved lave frekvenser, men utgangspunktet var likt for alle pumpene og for alle frekvensene.

Det antas at resultatene for testen hadde vært bedre dersom nullpunktet ble satt til åpen ventil, og at det ble tatt tid til å la alle verdiene stabilisere seg før neste dreining av ventilen ble foretatt.

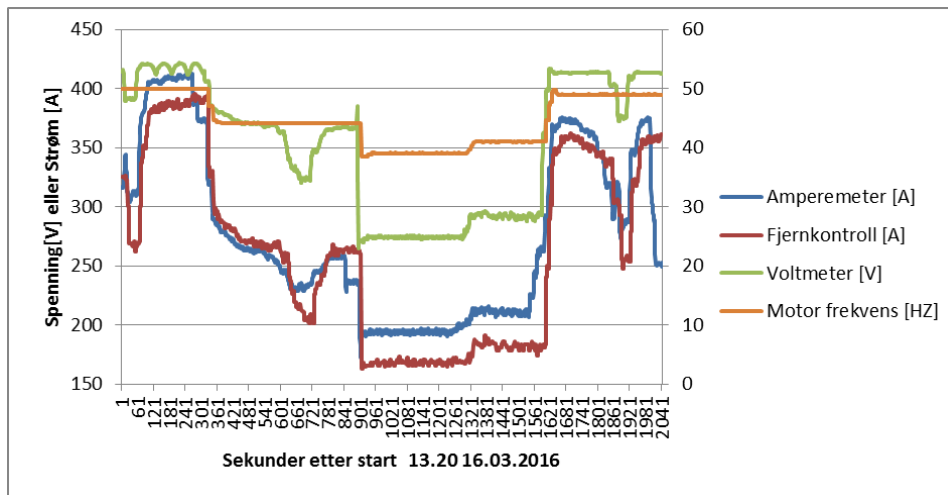
### ***Pumpetest elektro***

På grunn av uventede resultater for strøm og spenning (SE VEDLEGG!) ble det kun gjennomført test av en pumpe (Pumpe 1). Ved analyse av resultatene var det avvik fra teoretisk pumpekurve og pumpe test. Det ble gjennomført en feilsøkingssprosess. Det ble antatt at det kunne være forstyrrelser av elektromagnetisk stråling eller feil intervall innstillinger i PLS, FK-systemet eller ved logger (Amundsen 2016). Det resulterte i funn av feil innstilling ved nyinstallert volumgjennomstrømningsmåler. Det var stilt inn med 50 % feil intervall.

Det var fortsatt usikkerhet rundt spenning og strømmåling. Forhåndstallet mellom Hz og Volt var mellom 7,25-8,1. Det virket derfor som at teorien om kvadratisk spennings metode, virket bedre.

**Tabell 0-1: Avvik mellom målte verdier og verdier fra FK-systemet**

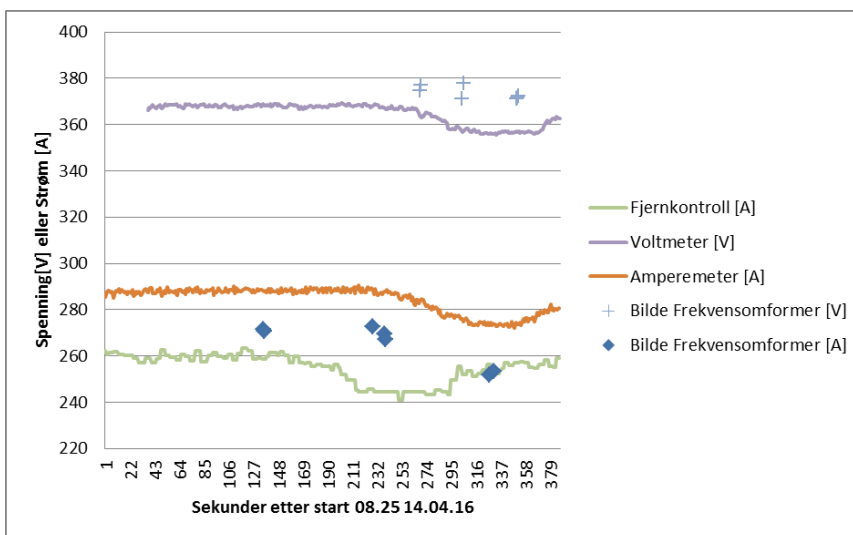
<b>Gjennomsnittlig avvik</b>		
<b>Strøm [A]</b>	<b>Spenning [V]</b>	<b>Effekt [kW]</b>
8,9 %	7,7 %	5,9 %



Figur 0-14: Det kan hende det er en liten forskyves, 3 sekunder fra målt data til data i FK.

- Slik som i pumpetest 1 var det ikke samsvar mellom HZ display og FK, 0,4 Hz for høyt i FK-systemet.

På samme måte som i pumpetest 1 var det avvik i strøm- og spenningsmålingene. Det ble tatt bilder av frekvensomformer under testen for å se om avviket kunne kobles direkte til PLS og FK-systemet eller til amperemeteret. Dersom målingene fra amperemeteret samsvarte med display på frekvensomformer kunne det antas at det var feil i PLS og FK-systemet. På samme måte ville motsatt resultat gitt grunnlag for å anta at amperemeteret målte feil. Som Figur 0-15 viser er det ikke samsvar med amperemeter eller PLS.



Figur 0-15: strømmålinger, begynner 08.25-08.31 Pumpe 1



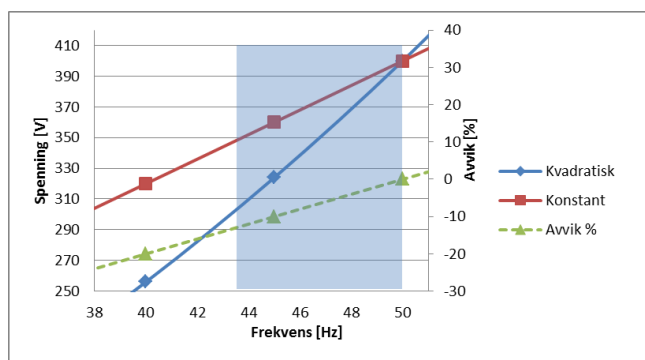
# Vedlegg B - Utførte beregninger

## Effektberegning

Ved første pumpetest ønsket jeg å finne ut om beregnet spenning med konstantmetode var gyldig, og spenning ble derfor loggført med et Voltmeter. Før testen antok jeg at forhåndstallet mellom frekvens og spenning var konstant 8, ved testen viste det seg at tallet lå mellom 7,25-8,1. Det virket derfor som at teorien om kvadratisk spennings metode, virket bedre. Ved resten av beregningene ble kvadratisk metode derfor brukt.

Bruk av kvadratisk metode gav plausible resultater ved VP9, VP12 og VP28. Ved VP7 ble derimot virkningsgraden kunstig høy og i mange tilfeller over 100 %. Ved grundigere leiting i virkemåten for stasjonens frekvensomformer kunne det leses at frekvens-spenningstallet var konstant. Derfor ble konstant metode brukt ved videre beregninger for VP7.

Tenkt avviket mellom beregninger av konstant og kvadratisk spenningsomgjøring utgjør opptil 25 % ved 38 HZ!



Figur 0-1: Avvik som ved bruk av de forskjellige metodene for spenningsomgjøring.

Under pumpetest 2 ved VP9 ble det loggført verdier for strøm og spenning. På samme måte som ved den første pumpetesten var det avvik i strøm- og spenningsmålingene. Det ble tatt bilder av frekvensomformer under testen for å se om avviket kunne kobles direkte til PLS og FK-systemet eller til amperemeteret. Dersom målingene fra amperemeteret samsvarte med display på frekvensomformer kunne det antas at det var feil i PLS og FK-systemet. På samme måte ville motsatt resultat gitt grunnlag for å anta at amperemeteret målte feil. Resultatene fra strøm og spenningsmålingene er presentert i vedlegget. De viser at det er gjennomsnittlig er 8,9 % avvik for strømmålingene, 7,7 % avvik for spenning og 5,9 % avvik for effektmålingene mot hva som ble registrert ved FK-systemet. Grunnen til avvikene ble ikke avdekket.

**Potensiell besparelse ved forandring av settpunkt.**

**VP9**

<b>DRIFT MED 2 PUMPER NÅR DET KUNNE VÆRT 1:</b>		
<b>ENERGIFORBRUK 2015 [MWH]</b>		2510
<b>VIRKNINGSGRAD OBSERVERT</b>		0,53
<b>VIRKNINGSGRAD TEORETISK</b>		0,66
<b>ANTATT PROSENT BRUKT TIL PUMPING</b>		0,8030303
<b>ENERGIFORBRUK PUMPING: EP</b>		2015,60606
<b>TIMER MED POTENSIAL: NPOT</b>		27,50 %
<b>ENERGI MED POTENSIAL: EPOT</b>		554,291667
<b>VIRKNINGSGRAD 2 PUMPER: ND</b>	0,4-0,6	0,5
<b>VIRKNINGSGRAD 1 PUMPE: NG</b>	0,65-0,72	0,68
<b>POTENSIELL BESPARELSE: EBES</b>		146,724265
<b>DRIFT MED 3 PUMPER NÅR DET KUNNE VÆRT 2:</b>		
<b>ENERGIFORBRUK 2015 [MWH]</b>		2510
<b>VIRKNINGSGRAD OBSERVERT</b>		0,53
<b>VIRKNINGSGRAD TEORETISK</b>		0,66
<b>ANTATT PROSENT BRUKT TIL PUMPING</b>		80,30 %
<b>ENERGIFORBRUK PUMPING: EP</b>		2015,60606
<b>TIMER MED POTENSIAL: NPOT</b>		5,70 %
<b>ENERGI MED POTENSIAL: EPOT</b>		114,889545
<b>VIRKNINGSGRAD 2 PUMPER: ND</b>	0,42-0,57	0,495
<b>VIRKNINGSGRAD 1 PUMPE: NG</b>	0,60-0,7	0,65
<b>POTENSIELL BESPARELSE: EBES</b>		27,3967378
<b>TOTAL POTENSIELL BESPARELSE VED VP9:</b>		174,121002
<b>POTENSIELL BESPARELSE PROSENT</b>		8,64 %

**Potensial for besparelse ved endring av alturneringsmønster og ved bruk av pumper med bedre virkningsgrad.**

VP28						
<b>Energiforbruk 2015</b>						
<b>[MWh]</b>	10 451					
<b>Virkningsgrad observert</b>	0,72					
<b>Virkningsgrad teoretisk</b>	0,73					
<b>antatt prosent brukt til pumping</b>	0,9863	0,9863		0137		
<b>Energiforbruk pumping: Ep</b>	1030,7		8			
<b>prosentvis økning:</b>	fra	diff	til	Virkningsgrad:		
<b>pumpe 1:</b>	30	-20,00	10	0,835		
<b>pumpe 2:</b>	29	-20,00	9	0,826	Gjnsnitt	0,8302
<b>pumpe 3:</b>	45	35,00	80,00	0,857	Dårlig	0,854
<b>pumpe 4:</b>	50	-37,00	13	0,827		
<b>pumpe 5:</b>	47	33,00	80	0,852	Gjnsnitt God	
<b>pumpe 6:</b>	17	-9,00	8	0,838		
<b>pumpe 7:</b>	32	48,00	80	0,853	antall timer med dårlig drift er 169	
<b>pumpe 8:</b>	43	-30,00	13	0,825		
<b>total potensiell besparelse ved VP28:</b>	208.2MWh			68% * 2,98% = 2,02		
<b>Potensiell besparelse prosent</b>	2,02 %					



### Strømpris statistikk (SSB)

Kraftpris, nettleie og avgifter for husholdninger, etter tid og statistikkvariabel (Statistisk Sentralbyrå 2015a)		
2012K1	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	60.7
2012K2	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	52.4
2012K3	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	46.1
2012K4	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	56.8
2013K1	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	61.3
2013K2	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	61
2013K3	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	59.8
2013K4	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	62
2014K1	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	57.5
2014K2	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	52.6
2014K3	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	57.6
2014K4	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	57.7
2015K1	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	57.6
2015K2	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	52.3
2015K3	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	46.3
2015K4	Kraft og nett i alt ekskl. avgifter (øre/kWh)	51.9

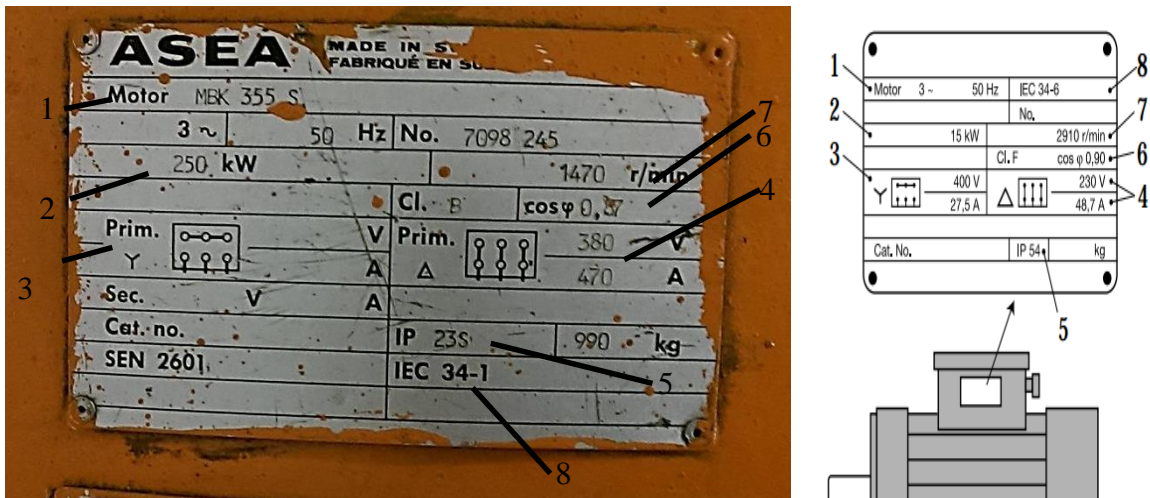
### Forbruk VAV 2011-2015

	1000 NOK	Mill m <sup>3</sup>	Strømpris	GWh	kWh/m <sup>3</sup>
2011	8087			0	
2011.25	8087			0	
2011.5	8087	102		0	
2011.75	8087			0	
2012	6755		0,607	24,32289951	
2012.25	6755		0,524	26,43320611	
2012.5	6755	101.2	0,461	28,54229935	0,25621588
2012.75	6755		0,568	25,23767606	
2013	10173		0,607	22,12850082	
2013.25	10173		0,524	23,89122137	
2013.5	10173	100.9	0,461	25,65292842	0,23360982
2013.75	10173		0,568	22,89260563	
2014	7212		0,613	27,5954323	
2014.25	7212		0,61	27,67704918	
2014.5	7212	96.9	0,598	28,01170569	0,27426227
2014.75	7212		0,62	27,40806452	
2015	8718		0,575	23,5426087	
2015.25	8718		0,526	24,71102662	
2015.5	8718	93.6	0,576	23,52083333	0,24580393
2015.75	8718		0,577	23,49913345	

Merk: Strømpris 2011 er ikke med, kWh/m<sup>3</sup> er funnet ved å divisjon av tallene GWh og Mill m<sup>3</sup>. Kilder: (Thorud 2016), Mill m<sup>3</sup> Årsmelding (VAV 2015)

## Innhenting av data fra motorplate

I listen under er informasjon fra motorplaten i Figur 0-2 beskrevet.



Figur 0-2: Bilde tatt av motor på pumpestasjon(RM) og eksempel fra (Danfoss 1998).

1. Motoren har tre faser og er beregnet for nettforsyning på 50 Hz.
2. Motorens nominelle utgangseffekt er 250kW, det vil si at motoren er i stand til å lever en akseffekt på minst 250 kW hvis den kobles til nettforsyningen som anvist.
3. og 4. Dette viser oppsetter for såkalt «stjerne-trekant start» av motoren. Uten stjerne/trekant start kan en motor ta 4-10 ganger større enn nominell strøm. (Danfoss 1998). Fra motorbladet leses det at startstrømmen er 5,7 ganger nominell strøm for vanlig start (ASEA 1981).
5. Forteller om kapslingsgraden og beskyttelsen til motoren, i dette tilfelle står 2 tallet for beskyttelse mot fingerberøring, 3 for beskyttelse mot vannsprøyt inntil 60 graders vinkel og S står for at den skal testes i stillstand. Komplette liste kan leses i; (Danfoss 1998).
6. Cos  $\phi$ , effektfaktor, angir i prosent den aktive strømdelen ved nominell drift. I dette tilfelle 87 %.
7. Motorens nominelle hastighet, 1470 RPM, ved nominell last, spenning og frekvens.
8. IEC nummeret angir motortypens kjøling. Denne er luftkjølt.

Motorens virkningsgrad er sjeldent oppgitt på merkeplaten. For denne motoren er det i motorbladet oppgitt 0,93 og det bekrefte ved bruk av data fra merke platen og ved bruk av formel (0-1):

$$\eta_m = \frac{P_m}{\sqrt{3} * U * I * \text{Cos}\phi}$$

(0-1)

Hvor:

$\eta_m$  = motorens virkningsgrad

$P_m$  = nominell utgangseffekt [W]

$U$  = spenning [V]

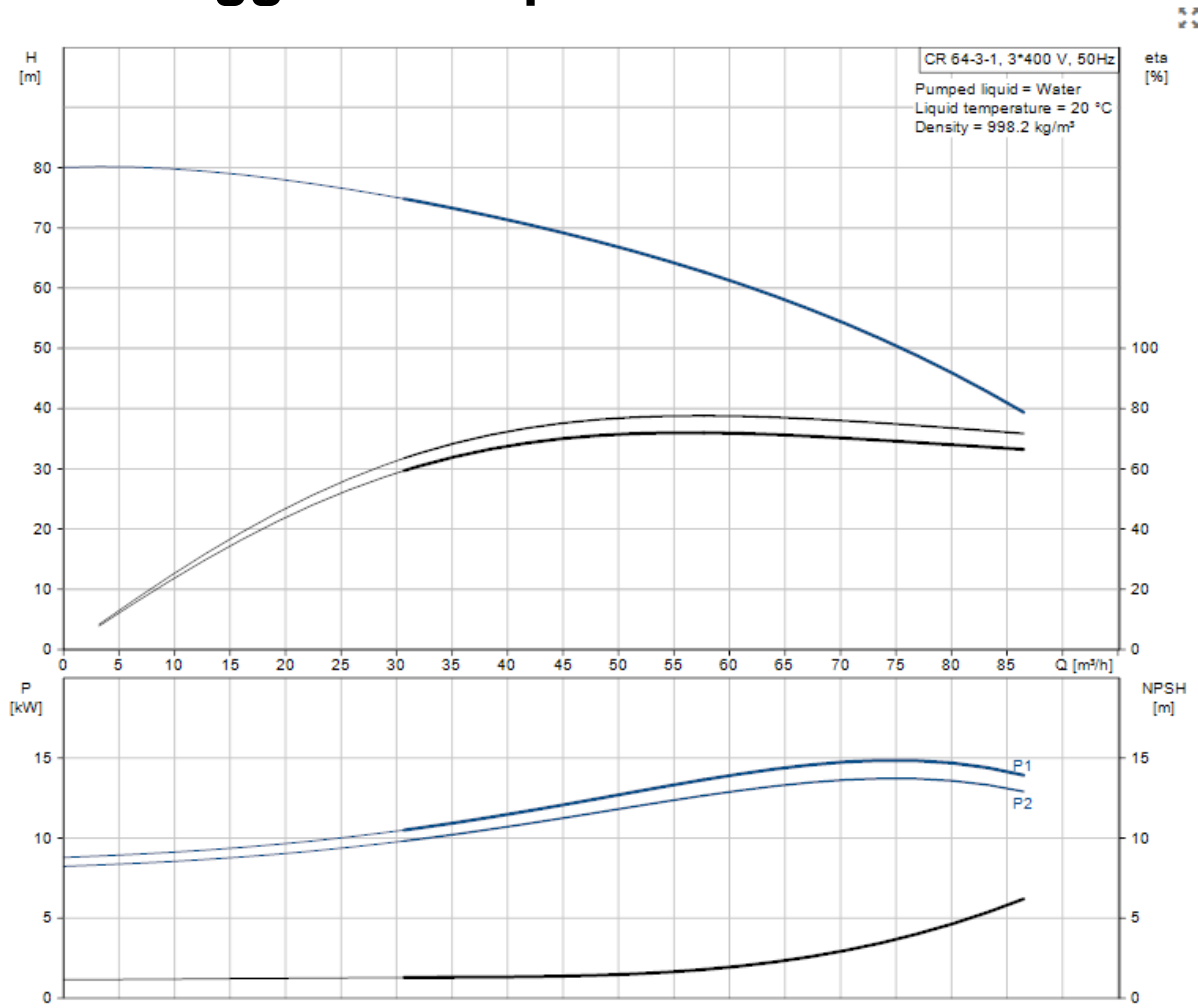
$I$  = strøm [A]

$\cos \varphi$  = effektfaktoren

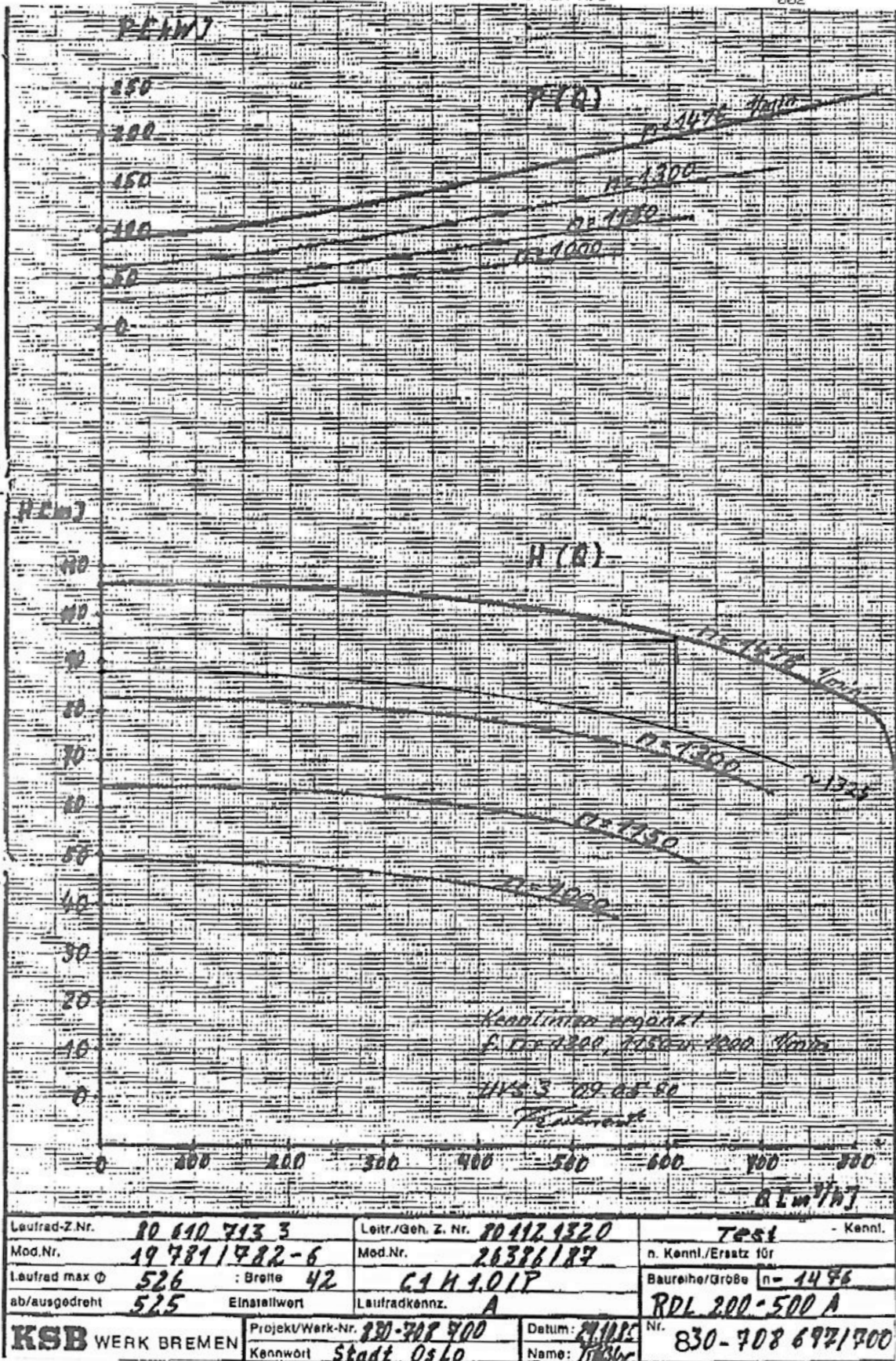
**Tabell 0-1: Egenskaper for elektro ved de utvalgte pumpestasjonene i oppgaven.**

<b>VP7</b>	
<b>Motor:</b>	Simens ILA7164
<b>Motor effekt (1 pumpe) [kW]</b>	15
- <b>Optimal virkningsgrad</b>	0,91
- <b>Optimal effektfaktor (PF)</b>	0,88
<b>Frekvensomformer</b>	Danfoss VLT 6000 HVAC
- <b>Minimums virkningsgrad</b>	0,97
<b>VP9</b>	
<b>Motor:</b>	ASEA MBK 355s (1987)
<b>Motor effekt (1 pumpe) [kW]</b>	250
- <b>Optimal virkningsgrad</b>	0,93
- <b>Optimal effektfaktor (PF)</b>	0,87
<b>Frekvensomformer</b>	Altivar 38 Telemecanique
- <b>Minimums virkningsgrad</b>	0,97 (Schneider Electric 2002).
<b>VP12</b>	
<b>Motor:</b>	Simens ILA6283
<b>Motor effekt (1 pumpe) [kW]</b>	90
- <b>Optimal virkningsgrad</b>	0,94
- <b>Optimal effektfaktor (PF)</b>	0,86
<b>Frekvensomformer</b>	Altivar 38 Telemecanique
- <b>Minimums virkningsgrad</b>	0,97 (Schneider Electric 2002).
<b>VP28</b>	
<b>Motor:</b>	Nebb MQF og SIMENS 1LA6
<b>Motor effekt (1 pumpe) [kW]</b>	540 og 630
- <b>Optimal virkningsgrad</b>	0,93 og 0,96
- <b>Optimal effektfaktor (PF)</b>	0,88

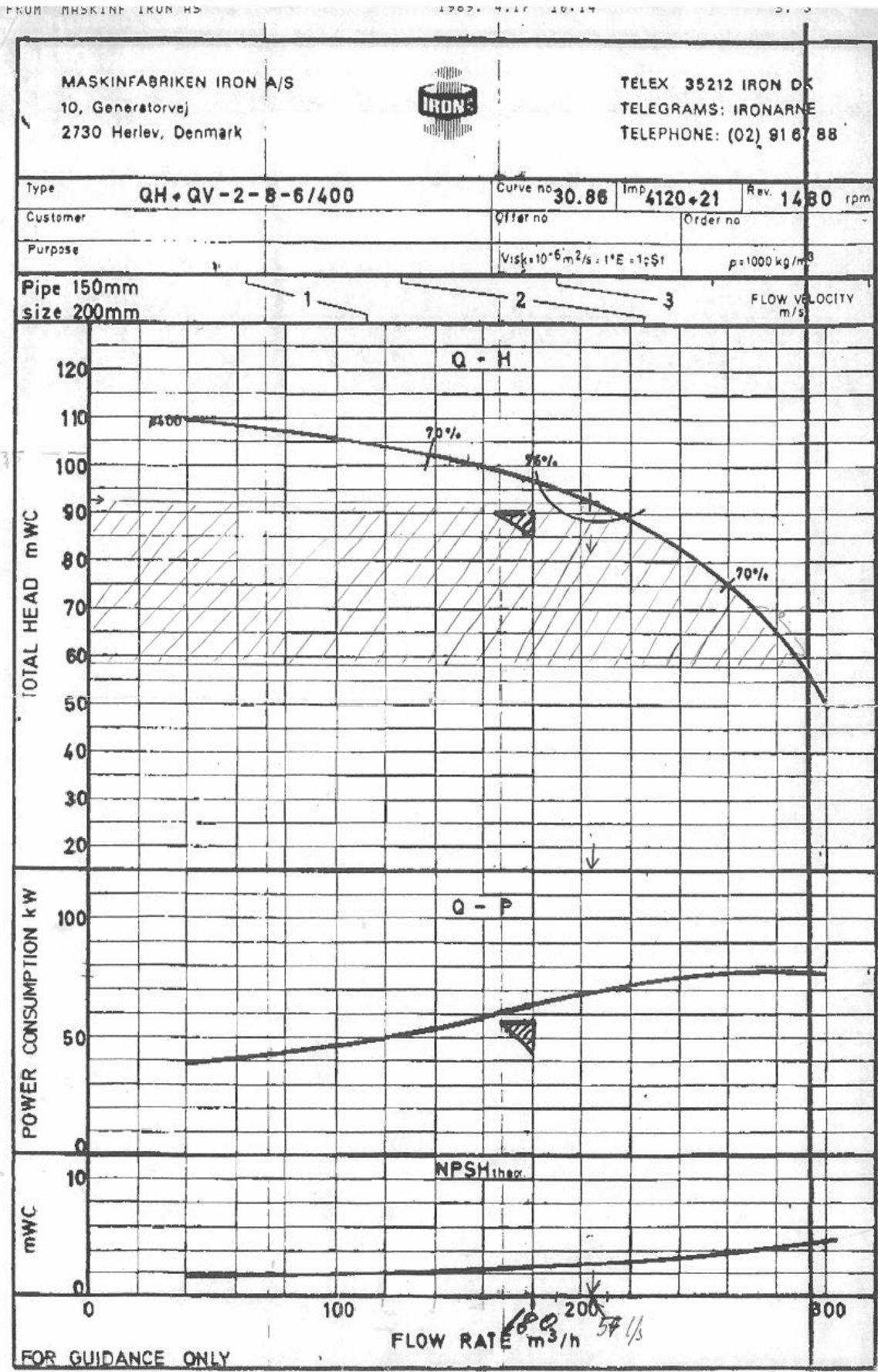
# Vedlegg C - Pumpekurver



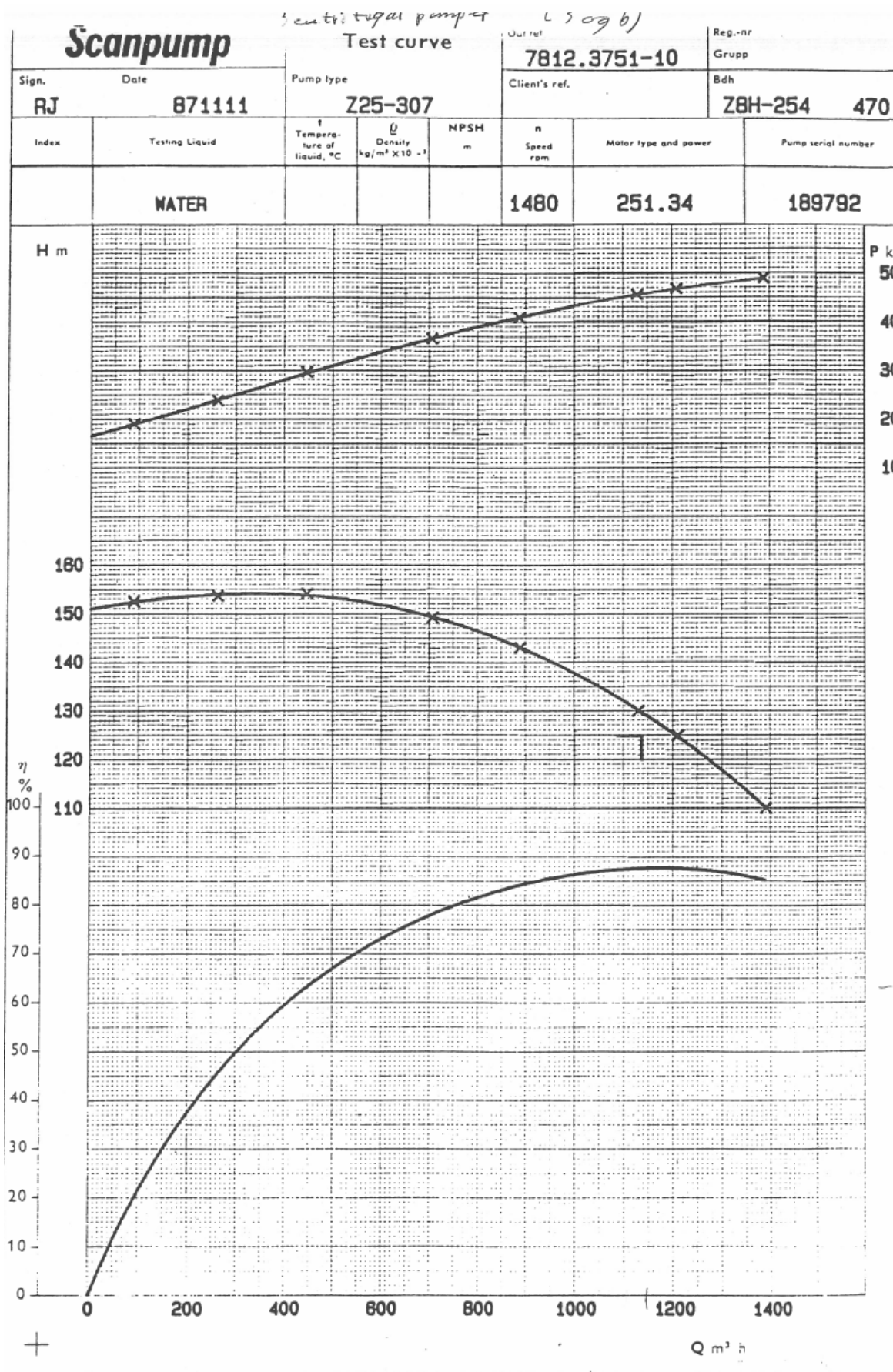
Figur 0-1: Pumpe-, effekt- og virkningsgradskurve for pumpene ved VP7 (Grundfos 2016)



Figur 0-2: Pumpe-, effekt- og virkningsgradskurve for pumpene ved VP9 KSB RDI 200-500



Figur 0-3: Pumpe-, effekt- og NPSHkurve for pumpene ved VP12 Iron QH+QV -2- 8-6/400



Figur 0-4: Pumpe-, effekt- og virkningsgradskurve for pumpene ved VP28



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

Postboks 5003  
NO-1432 Ås  
67 23 00 00  
[www.nmbu.no](http://www.nmbu.no)