

# Evaluering av pumpene i Vannkraftlaboratoriet

**Trond William Jenssen**

Master i energi og miljø  
Oppgaven levert: Februar 2008  
Hovedveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT  
Biveileder(e): Torbjørn K. Nielsen, EPT



# Oppgavetekst

## Bakgrunn og formål

Det er for tiden stor interesse for oppgradering av eldre vannkraftverk i Norge. Trondheim Energiverk har flere eldre kraftverk som skal vurderes om de skal oppgraderes. Når kraftverkseiere ber om tilbud på nye turbiner vil dette ofte omfatte modelltester i laboratorium iht IEC 60193. Vannkraftlaboratoriet ved NTNU har muligheten til å gjennomføre slike tester og er i ferd med å kalibrere og verifisere sin rigg for Francis modelltester. Dersom Vannkraftlaboratoriet skal gjennomføre slike tester i fremtiden så må pumpene evalueres slik at det er klart hvilke begrensninger som ligger i infrastrukturen i laboratoriet.

## Mål

Studenten skal planlegge og gjennomføre en ny måling av pumpene i Vannkraftlaboratoriet for å kunne beregne en H-Q kurve for disse.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Studenten skal planlegge, tegne og bistå bygging av utstyr som må på plass i pumpekjeller for å gjennomføre blant annet effekt, turtall, trykk- og volusmstrømsmålinger.
2. Studenten skal gjennomføre målinger og benytte Labview som loggeprogram under disse målingene.
3. Målingene skal fokusere på følgende:
  - a. H-Q kurve
  - b. Ustabile områder i H-Q kurven
  - c. Virkningsgrad av pumpe og motor
  - d. Trykkpulsasjoner fra pumpen ved forskjellige driftområder
4. Studenten skal evaluere og rapportere resultatet.

Oppgaven gitt: 28. august 2007

Hovedveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT





<b>POSTADRESSE</b> NTNU INSTITUTT FOR ENERGI OG PROSESSTEKNIKK Kolbjørn Hejes vei 1A N-7491 Trondheim - NTNU	<b>TELEFONER</b> Sentralbord NTNU: 73 59 40 00 Instituttkontor: 73 59 38 60 Vannkraftlaboratoriet: 73 59 38 57	<b>TELEFAX</b> Instituttkontor: 73 59 35 80 Vannkraftlaboratoriet: 73 59 38 54
---	---	--

Rapportens tittel  <b>Evaluering av pumpene i                  Vannkraftlaboratoriet</b>	Dato <b>7.2.2008</b>
	Antall sider og bilag 61 + 5
Forfatter Trond William Berggren Jenssen	Ansv. sign.
Avdeling <b>Institutt for energi- og prosessteknikk                  Vannkraftlaboratoriet</b>	Rapportnummer EPT – M – 2007 – 76
ISBN nr.	Studieprogram: Energi & Miljø  Fordypningsemne: Varme- og energiprosesser
Oppdragsgiver <b>NTNU - Vannkraftlaboratoriet</b>	Oppdragsgivers ref. <b>Ole Gunnar Dahlhaug</b>

**Ekstrakt**

Vannkraftlaboratoriet har i den siste tiden opplevd stor pågang fra eksterne firmaer som ønsker å teste modeller av turbiner og andre vannkraftmaskiner. Det er derfor ønskelig å kartlegge kapasiteten til pumpene i Vannkraftlaboratoriet.

I denne oppgaven er det utført målinger av pumpene. På grunnlag av målingene er det utarbeidet en pumpekaraktistikk med virkningsgradskurver. Pumpene, to KSB 400-665, ble kjørt i singel-, serie- og paralleldrif, og det ble utarbeidet pumpekaraktistikker for disse konfigurasjonene. Det ble ved undersøkelser funnet at pumpekaraktistikken er stabil i alle områder.

Det ble utført trykkpulsasjonsmålinger på pumpene og i rørsystemet for å se i hvor stor grad trykkpulsasjoner fra pumpene kan påvirke turbinforsøk. Av den grunn er pumpene kjørt i system med en høytrykks-Francis modellturbin. Pumpas løpehjulsfrekvens (turtallsfrekvens) og harmonier, samt løpeskovlfrekvens ble identifisert i trykkpulsasjonsmålingene på pumpa. Disse frekvensene dempes ut i systemet. Trykkpulsasjonsmålinger på turbinmodellens innløp viste en reduksjon av løpehjulsfrekvensen, mens harmonifrekvenser og løpeskovlfrekvensen elimineres. På grunnlag av disse observasjonene kan det slås fast at turbinforsøk ikke påvirkes av trykkpulsasjoner generert i pumpa.

	Stikkord på norsk	Indexing Terms English
Gruppe 1	<b>Pumpekaraktistikk</b>	<b>Pump characteristics</b>
Gruppe 2	<b>Trykkpulsasjoner</b>	<b>Pressure pulsations</b>
Egenvalgte stikkord	<b>Stabilitet</b>	<b>Stability</b>

EPT-M-2007-76

## MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Trond William Jensen

Høsten 2007

### **Evaluering av pumpene i Vannkraftlaboratoriet** *Evaluation of the pumps in the Waterpower Laboratory*

#### **Bakgrunn og formål**

Det er for tiden stor interesse for oppgradering av eldre vannkraftverk i Norge. Trondheim Energiverk har flere eldre kraftverk som skal vurderes om de skal oppgraderes. Når kraftverkseiere ber om tilbud på nye turbiner vil dette ofte omfatte modelltester i laboratorium iht IEC 60193. Vannkraftlaboratoriet ved NTNU har muligheten til å gjennomføre slike tester og er i ferd med å kalibrere og verifisere sin rigg for Francis modell tester. Dersom Vannkraftlaboratoriet skal gjennomføre slike tester i fremtiden så må pumpene evalueres slik at det er klart hvilke begrensninger som ligger i infrastrukturen i laboratoriet

#### **Mål**

Studenten skal planlegge og gjennomføre en ny måling av pumpene i Vannkraftlaboratoriet for å kunne beregne en H-Q kurve for disse.

#### **Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:**

1. Studenten skal planlegge, tegne og bistå bygging av utstyr som må på plass i pumpekjeller for å gjennomføre blant annet effekt, turtall, trykk- og volumstrømsmålinger.
2. Studenten skal gjennomføre målinger og benytte LabView som loggeprogram under disse målingene.
3. Målingene skal fokusere på følgende:
  - a. H-Q-kurve
  - b. Ustabile områder i H-Q-kurven
  - c. Virkningsgrad av pumpe og motor
  - d. Trykkpulsasjoner fra pumpen ved forskjellig driftområder
4. Studenten skal evaluere og rapportere resultatet

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og evt. forsøksplan for oppgaven til evaluering og evt. diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved evt. utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velkrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. (For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og evt. figurnummer.)

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.


I henhold til ”Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet” ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater i undervisnings- og forskningsformål, samt til publikasjoner.

Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. (Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maks. en maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

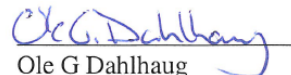
Til Instituttet innleveres to - 2 komplette, kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til evt. medveiledere/oppvegivere skal avtales med, og evt. leveres direkte til, de respektive.

Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

Institutt for energi og prosesssteknikk, 24. august 2007.



Johan Hustad  
Instituttleder



Ole G Dahlhaug  
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Torbjørn K Nielsen

## Forord

Denne masteroppgaven ble gjennomført ved Norges Teknisk- og Naturvitenskapelige Universitet (NTNU), Institutt for Energi- og Prosessteknikk, Vannkraftlaboratoriet av stud.techn. Trond William B. Jenssen.

Oppgaven omfatter målinger på pumpene som er installert i Vannkraftlaboratoriet, og det utarbeides en pumpekaraktistikk med virkningsgradskurver. Det undersøkes om karakteristikken er stabil, og det blir gjennomført trykkpulsasjoner. Pumpene står i system med en høytrykks-Francis modellturbin, designet av Ole G. Dahlhaug i samarbeid med Statkraft AS, i forbindelse av oppgradering av Tokke kraftverk.

Jeg ønsker å rette en stor takk til veilederne i prosjektet, 1. amanuensis Ole G. Dahlhaug og Professor Torbjørn Nielsen. De har begge vært god støtte og bidratt med gode forslag. Jeg vil også rette en stor takk til forskningstekniker Joar Grillstad og labtekniker Trygve Opland. De har begge vært til god hjelp hele veien, og har bidratt mye underveis.

---

Trond William B. Jenssen

7. feb. 08, Trondheim





## **Abstract**

Due to the current increase in demand for laboratory tests of water power machinery, the Water Power Laboratory at the Norwegian University of Technology and Science has requested a survey of the pump capacity installed in the laboratory.

In this project the pumps have been measured and evaluated. A pump characteristic with efficiency curve has been composed on the basis of measurement data. The pumps, two KSB RDLO 400-665, have been run in single, serial and parallel, and pump characteristics has been composed for all these configurations. The characteristics were evaluated to be stable in all operation areas.

Pressure pulsation measurements were carried out both at the pump outlet and on the downstream piping. This is done to evaluate the influence of pump-generated pressure pulsations on turbine experiments. The system is configured as a closed loop, where the discharge flows through a high head Francis model turbine and back to the pumps. The rotational frequency and its harmonics, as well as the blade passing frequency were identified at the measurement section on the pump. Pressure pulsation measurements on the turbine inlet showed that the rotational frequency had been reduced, and that the blade passing frequency had been eliminated. On the basis of these observations, it can be stated that experiments on model turbines will not be affected by any pump generated pulsations.

# Innholdsfortegnelse

Forord.....	iv
Sammendrag .....	v
Abstract .....	vi
Innholdsfortegnelse.....	vii
Figurliste .....	ix
Symbolliste .....	xi
1 Innledning .....	1
2 Teori og begreper .....	2
2.1 Teori.....	2
2.1.1 Virkningsgrad .....	2
2.2 Pumpekarakteristikker .....	3
2.2.1 Løftehøyde .....	4
2.2.2 Kapasitet .....	5
2.2.3 Serie- og parallellpumping.....	5
2.2.4 Affinitetslovene.....	6
2.3 Strømningstap .....	8
2.4 Trykkpulsasjoner.....	9
2.4.1 Løpehjulsfrekvensen .....	9
2.4.2 Løpeskovlfrekvensen .....	10
2.5 Ustabilitet.....	10
2.6 Målenøyaktighet .....	11
3 Forberedelser og gjennomføring av målinger.....	12
3.1 Beskrivelse av målearrangement .....	13
3.1.1 Systembeskrivelse.....	13
3.1.2 Oversikt over hovedkomponenter brukt i forsøket .....	14
3.2 Instrumentering .....	15
3.2.1 Trykkmålinger.....	16
3.2.2 Volumstrømsmålinger.....	19
3.2.3 Effekt- og turtallsmålinger.....	19
3.3 Andre målinger .....	21
3.3.1 Gassoppløslighet og temperatur.....	21
3.4 Gjennomføring av pumpetest, singel konfigurasjon .....	21
3.5 Gjennomføring, seriekjøring.....	22
3.6 Gjennomføring, parallellkjøring .....	22
3.7 Logging og databehandling.....	23
3.7.1 Loggeprogram.....	23
3.7.2 Usikkerhet i målingene .....	23
3.7.3 Frekvensanalyse.....	23
4 Resultater .....	25
4.1 Q-H-diagram .....	25
4.1.1 Singel konfigurasjon .....	25
4.1.2 Seriekjøring.....	27
4.1.3 Parallellkjøring.....	28
4.2 Trykkpulsasjoner.....	29
4.2.1 Frekvensanalyse av pumpe ved fullast .....	29

4.2.2	Trykkpulsasjonsmålinger fra pumpe og rørstrekk .....	30
4.2.3	Frekvensanalyse av trykkpulsasjoner ved fullast.....	33
4.2.4	Frekvensanalyse av trykkpulsasjoner ved dellast .....	34
4.2.5	Trykkmålinger rørstrekket ved full- og dellast .....	36
4.3	Trykkpulsasjoner i seriedrift.....	38
4.4	Trykkpulsasjoner i paralleldrift .....	41
5	Diskusjon .....	45
5.1	Pumpekaraktistikk .....	45
5.1.1	Usikkerhet i målinger.....	45
5.1.2	Sammenligning av målte og beregnede verdier ved serie- og paralleldrift.....	47
5.1.3	Sammenligning av målte verdier og garantidata fra produsent .....	49
5.2	Trykkpulsasjoner.....	49
5.2.1	Sammenligning av trykkamplituder ved forskjellige frekvenser.....	49
5.2.2	Trykkpulsasjoner i ulike driftsområder.....	50
5.2.3	Interferens med kraftelektronikk.....	52
5.3	Ustabile områder i Q-H-diagram .....	54
6	Konklusjon .....	56
6.1	Konklusjoner i forbindelse med pumpekaraktistikken .....	56
6.2	Konklusjoner fra frekvensanalysen.....	57
6.3	Konklusjoner fra stabilitetsanalysen .....	58
6.4	Videre arbeid.....	58
	Vedlegg.....	61

## Figurliste

Figur 2-1, pumpekarakteristikker for pumpe i singel-, serie- og paralleldrift .....	5
Figur 2-2, $H = f(Q)$ [7] .....	6
Figur 2-3, trykkstøt på spiralbrodd .....	10
Figur 2-4, Pumpekarakteristikker $H = f(Q)$ , (a): statisk stabil, (b): statisk ustabil [7].	11
Figur 3-1 (venstre), regulering av rørkarakteristikk [6] .....	12
Figur 3-2 (høyre), regulering av pumpekarakteristikk .....	12
Figur 3-3, Måleoppsett med rørsystem, pumper, trykktanker, turbinaggregat og veietank [20] .....	13
Figur 3-4, Snitt-tegning av pumpe [21] .....	14
Figur 3-5, plassering av trykktransmittere [20] .....	15
Figur 3-6, plassering av trykktransmitter og volumstrømsmåler [20] .....	16
Figur 3-7, Trykkuttak på pumpe [21] .....	17
Figur 3-8, Måleoppsett for trykkmålinger .....	18
Figur 4-1, Q-H-diagram, singel kjøring v/991 RPM .....	25
Figur 4-2, Q-H-diagram, 650 RPM .....	26
Figur 4-3, Q-H-diagram, 850 RPM .....	26
Figur 4-4, Q-H-diagram, 991 RPM seriekjøring .....	27
Figur 4-5, Q-H-diagram, seriekjøring v/650 og 550 RPM .....	28
Figur 4-6, Q-H-diagram med virkningsgrad, 991 RPM .....	28
Figur 4-7, Q-H-diagram med virkningsgrad, 650 RPM .....	29
Figur 4-8, Frekvensanalyse av trykkpulsasjoner på pumpe 1, $\eta=86\%$ ved 850 RPM	30
Figur 4-9, Trykkpulsasjoner på pumpe 1 og i rørstrekk .....	31
Figur 4-10, utsnitt av trykkpulsasjoner i pumpe og rørstrekk .....	32
Figur 4-11, frekvenser i trykkmålingene på pumpe 1 .....	32
Figur 4-12, trykkpulsasjoner på pumpe og i rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin. Den røde grafen er målinger på pumpe 1, den hvite fra rørstrekket. ....	33
Figur 4-13, trykkpulsasjoner på pumpe og i rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin .....	34
Figur 4-14, lavfrekvente trykkpulsasjoner ved dellast .....	35
Figur 4-15, trykkpulsasjoner i rørstrekk ved full- og dellast .....	36
Figur 4-16, trykkpulsasjoner i rørstrekk ved fullast .....	36
Figur 4-17, trykkpulsasjoner i rørstrekk ved dellast .....	37
Figur 4-18, trykkpulsasjoner i rørstrekk ved fullast .....	37
Figur 4-19, trykkpulsasjoner i rørstrekk ved dellast .....	38
Figur 4-20, Trykkpulsasjoner på henholdsvis pumpe 1 og 2, $\eta=80\%$ , 650 RPM .....	38
Figur 4-21, trykkpulsasjonsmålinger over pumpe 1 og 2 .....	39
Figur 4-22, utsnitt av trykkpulsasjonsmåling av pumpe 1 og 2 i seriedrift. ....	40
Figur 4-23, Frekvensanalyse i rørstrekket, seriedrift .....	40
Figur 4-24, Frekvensanalyse i rørstrekket, seriedrift, 0-100 Hz .....	41
Figur 4-25, Trykkpulsasjoner på henholdsvis pumpe 1 og 2 ved 650 RPM, $\eta = 83\%$ .....	41
Figur 4-26, Frekvensanalyse i rørstrekket, paralleldrift .....	42
Figur 4-27, trykkpulsasjoner i rørstrekk, paralleldrift ved 650 RPM .....	43
Figur 4-28, utsnitt av trykkpulsasjoner i rørstrekk, paralleldrift ved 650 RPM .....	43
Figur 4-29, trykkpulsasjoner i rørstrekk, paralleldrift ved 650 RPM .....	44

Figur 5-1, plassering av trykkuttak på utløpssiden av pumpene.....	46
Figur 5-2, plassering av trykkuttak på innløpssiden av pumpene.....	46
Figur 5-3, sammenligning av målte karakteristikker med beregnede karakteristikker	48
Figur 5-4, sammenligning av målte karakteristikker med beregnede karakteristikker	48
Figur 5-5, sammenligning med produsentens egne garantidata.....	49
Figur 5-6, trykkmålinger ved ulike driftsområder. Blå graf er ved fullast, rosa ved dellast .....	51
Figur 5-7, frekvensanalyse av trykkpulsasjoner på Pumpe 1 ved henholdsvis full- og dellast .....	51
Figur 5-8, interferens fra kraftelektronikk .....	52
Figur 5-9, FFT-analyse av interferens med kraftelektronikk, pumpeturtall 850 RPM	53
Figur 5-10, FFT-analyse av interferens med kraftelektronikk, pumpeturtall 650 RPM .....	54
Figur 5-11, pumpekaraktistikk for Pumpe 1 i singeldrift ved nominelt turtall .....	55
Figur 6-1, Pumpekaraktistikk for Pumpe 1 i singel drift ved nominelt turtall.....	56
Figur 6-2, pumpekaraktistikker ved singel-, serie- og paralleldrift ved nominelt turtall .....	57

## Symbolliste

Symbol		Enhet	Subscript	
$\eta$	Virkningsgrad	%	1	Innløp
$P$	Effekt	$W$	2	Utløp
$p$	Trykk	$Pa, bar$	$T$	Oversatt
$\rho$	Tetthet	$kg / m^3$	$sp$	Spesifisert
$g$	Gravitasjonskonstant	$m / s^2$	$n$	Nominelt
$Q$	Volumstrøm	$m^3 / s$	$n$	Turtall
$H, h$	Løftehøyde	$mVs$	$i$	Antall
$\omega$	Rotasjonshastighet	$rad / s$	$u$	Avgitt
$n$	Rotasjonshastighet	$rpm$	$El$	Elektrisk
$T$	Moment	$Nm$	$m$	Mekanisk
$T$	Temperatur	$K$	$p$	Trykk
$E$	Energi	$J$	$loss$	Tap
$C$	Varmekapasitet	$J / T \cdot g$	$s$	Statisk
$k$	Tapskoeffisient	/	$f$	Friksjon
$K$	Tapsfaktor	/		
$f$	Moodys friksjonskoeffisient	/		
$f$	Frekvens	$Hz$		
$D, d$	Diameter	$m$		
$L$	Lengde	$m$		
$A$	Areal	$m^2$		
$R$	Radius	$m$		
Re	Reynoldstall	/		
$U, V$	Hastighet	$m / s$		
$z$	Høyde over referanseplan	$m$		
$z$	Antall	/		
$e$	Usikkerhet	%		

# 1 Innledning

Vannkraftlaboratoriet ved NTNU har i lang tid vært en viktig brikke i utvikling av norsk vannkraft. Laboratoriet har siden 1917 vært med på å øke norsk vannkraftkompetanse gjennom å drive forsøksbasert forskning på vannkraftmaskiner. På grunn av denne nære kontakten med blant annet kraftindustrien er forskningen i stor grad rettet inn mot hva industrien er ute etter.

I 2003 ble vannkraftlaboratoriet oppgradert med blant annet nye pumper og et nytt rørsystem. Dette nye systemet tillater bedre testbetingelser av blant annet Francis-modellturbiner. I løpet av de siste årene er pågangen fra selskaper som ønsker forsøkstesting av sine maskiner økt. I 2007 ble det blant annet gjort forsøk på nye løpehjul i forbindelse med oppgraderingen av Tokke kraftverk. Det ble også gjort forsøk på en bølgekraftturbin.

På grunn av denne økte pågangen er det ønskelig å kartlegge kapasiteten til vannkraftlaboratoriet. Pumpene, som jo er drivverket i det nye rørsystemet, må evalueres for å kartlegge begrensninger. I tillegg er det ønskelig å se på i hvor stor grad trykkpulsasjoner fra pumpene kan påvirke trykkpulsasjonsforsøk av modelltester av turbinhjul.

I denne oppgaven blir det utført målinger på pumpene. Pumpene kjøres i singel, serie og parallell, og på grunnlag av målinger blir det presentert en pumpekaraktistikk ved pumpas nominelle turtall. Denne sammenlignes med garantiverdiene fra leverandør. Pumpekaraktistikken undersøkes for å finne ut om den er statisk stabil.

Det blir utført trykkpulsasjonsmålinger ved ulike driftsområder og driftkonfigurasjoner. Målingene blir frekvensanalysert med FFT-metoden i Labview, og målingene fra de ulike testseksjonene blir sammenlignet med hverandre for å si noe om i hvor stor grad pulsasjoner dempes gjennom systemet.



## 2 Teori og begreper

### 2.1 Teori

Påfølgende delkapitler omhandler teori og terminologi, og gjennomgår hvordan en, gjennom praktiske forsøk, kan komme fram til de forskjellige størrelsene som blir omtalt.

#### 2.1.1 Virkningsgrad

Virkningsgraden til en pumpe er forholdet mellom avgitt og tilført effekt som definert i Ligning 2-1 [2].

$$\eta = \frac{P_u}{P} \quad [\%]$$

**Ligning 2-1**

Her er  $P_u$  pumpas avgitte effekt og  $P$  pumpas tilførte effekt. Den avgitte effekten kan måles ved hjelp av trykk- og volumstrømsmålinger, ettersom avgitt effekt er lik produktet av løftehøyde, volumstrøm, mediets tetthet og gravitasjonskonstanten [1].

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad [W]$$

**Ligning 2-2**

Tilført effekt  $P$  kan finnes ved å utføre turtalls- og momentmålinger på pumpens aksling siden effekten er produktet mellom disse målte størrelsene (Ligning 2-3). Tilført effekt kan også finnes ved å måle tilført elektrisk effekt til driftsmotor ved hjelp av wattmeter. Ofte er virkningsgraden til motoren,  $\eta_m$  ved enkelte driftsområder kjent, slik at tilført effekt til pumpen kan finnes ved å bruke Ligning 2-4 [1].

$$P = \omega \cdot T = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot T \quad [W]$$

**Ligning 2-3**

$$P = P_{El} \cdot \eta_m \quad [W]$$

**Ligning 2-4**

Pumpens virkningsgrad kan også bestemmes ved å analysere selve effekttapene i pumpa. Den fysikalske bakgrunn for metoden er at strømmingstapene i et system går over til varme, og transporteres vekk av systemets kjølesystem. I en pumpe transporteres varmen hovedsakelig vekk av det mediet pumpen pumper, og av dette følger det at vannets temperatur øker under gjennomløpet. Ved å anta at de hydrauliske tapene i pumpa er proporsjonale med temperaturdifferansen kan pumpens virkningsgrad finnes ved hjelp av Ligning 2-5 og Ligning 2-6 [1].

$$\Delta H_{loss} = \frac{E_{loss}}{g} = \frac{c_p}{g} \cdot \Delta T \quad [m]$$

**Ligning 2-5**

$$\eta = 1 - \frac{\sum \Delta P_{loss}}{P} = 1 - \frac{\Delta H_{loss}}{H + \Delta H_{loss}} \quad [\%]$$

**Ligning 2-6**

Videre trengs det korreksjonsfaktorer for å korrigere for trykkforskjeller, ettersom man her antar en konstant varmekoeffisient. Denne metoden kalles for en termodynamisk virkningsgradsmåling, og er ofte brukt i feltmålinger på vannkraftverk. Kjølle sier i sin avhandling [1] at ”ut fra vanlige krav til nøyaktighet, anbefales den helst for fallhøyder over 150 m. Grunnen til dette er at temperaturdifferansene som skal måles er mer eller mindre proporsjonal med løftehøyden, og små løftehøyder vil følgelig føre til små temperaturdifferanser. Eksempelvis vil en løftehøyde  $H = 50\text{m}$  og en antatt virkningsgrad  $\eta$  på 90 %, gi en temperaturdifferanse  $\Delta T$  på 0,01 K.

## **2.2 Pumpekarakteristikker**

En pumpekarakteristikk består av verdier for løftehøyde og volumstrøm, og som utgjør en kurve når flere punkter plottes ved konstante turtall. Det er ofte vanlig å ta med pumpens virkningsgrad i samme diagram. På denne måten uttrykkes løftehøyde  $H$ , og virkningsgraden  $\eta$ , som funksjoner av volumstrøm  $Q$  [7]:

$$H = f(Q)$$

Ligning 2-7

$$\eta = f(Q)$$

Ligning 2-8

Pumpekarakteristikken kan bestemmes ut fra forsøk, hvor volumstrøm reguleres enten ved hjelp av en ventil eller andre innretninger med samme formål. Driftspunktene vil være der det er likevekt mellom det genererte trykket fra pumpa og systemets mottrykk. Systemets mottrykk, eller rørkarakteristikken, er summen av statisk trykk  $H_s$ , og friksjonstap  $H_f$  [19]:

$$H = H_s + H_f$$

Ligning 2-9

Statisk trykk er summen av høydeforskjell og eventuell differanse i overflatetrykk. Friksjonstap er, dersom rørstrømningen antas turbulent, proporsjonal med kvadratet av volumstrømmen. Driftspunktet framkommer som skjæringspunktet mellom rørkarakteristikken og pumpekarakteristikken. I pumpeforsøket vil en kunne variere driftspunktene ved å regulere volumstrømmen [19]:

$$H = H_s + k \cdot Q^2$$

Ligning 2-10

### 2.2.1 Løftehøyde

Løftehøyde eller leveringshøyde  $H$ , er definert ved [2]:

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} \quad [m]$$

Ligning 2-11

Løftehøyden uttrykkes som vannsøylehøyde, og representerer energien tilført fra pumpa per vektenhet. Løftehøyden kan bestemmes ved hjelp av trykk- og vannhastighetsmålinger i pumpas inn- og utløp.

## 2.2.2 Kapasitet

Kapasitet, er den mengde vann per tidsenhet pumpen leverer. Volumstrømmen  $Q$ , er definert som den volumetriske mengde væske per tidsenhet. Volumstrøm kan måles blant annet ved hjelp av ultralyd, elektromagnetiske flow-metere, eller ved å la vann strømme inn i en veietank, der fyllingstiden og vekt registreres. Når volumstrøm er kjent så kan vannets hastighet finnes ved å bruke Ligning 2-12 [2]:

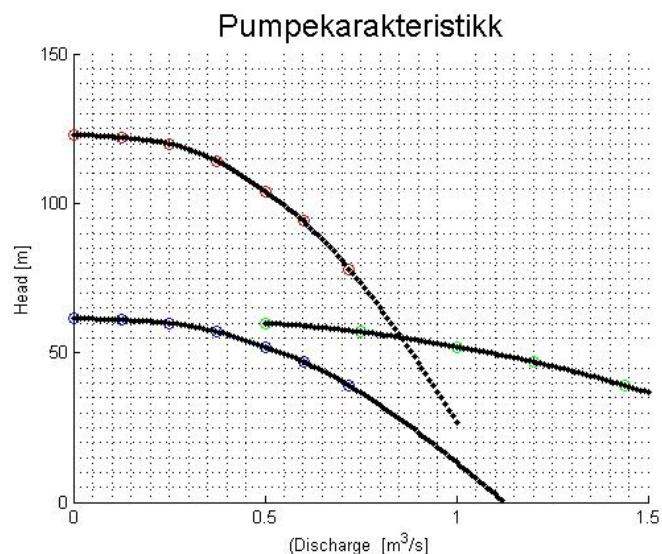
$$U = \frac{Q}{A} \quad [m/s]$$

Ligning 2-12

Her er  $A$  tverrsnittsarealet til det væskefylte røret.

## 2.2.3 Serie- og parallellpumping

Ved seriepumping vil pumpene arbeide med samme kapasitet, der løftehøyden blir summen av deres individuelle løftehøyder. Seriepumping vil være aktuelt i forsøk der det er krav om høyt trykk. I parallellpumping kan pumpene ha forskjellig kapasitet, men de har begge felles mottrykk. Total kapasitet blir derfor summen de to pumpenes kapasitet. Dersom to pumper med identiske karakteristikk arbeider i serie eller parallell, vil henholdsvis løftehøyden dobles ved samme verdi for volumstrøm, og volumstrøm dobles ved samme verdi for løftehøyden [19]. Disse tilstandene er illustrert i Figur 2-1:

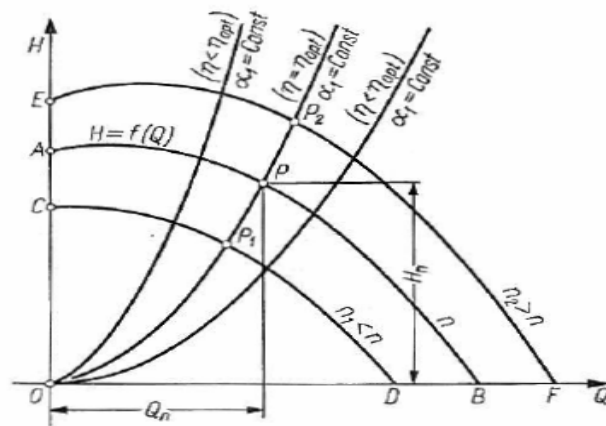


Figur 2-1, pumpekarakteristikk for pumpe i singel-, serie- og parallelldrift

## 2.2.4 Affinitetslovene

Driftspunktene i pumpeforsøkene vil ofte kunne ligge noe spredd omkring det spesifiserte omdreiningstallet  $n_{sp}$  i pumpekaraktistikken, og må derfor omregnes ved hjelp av affinitetslover til det valgte omdreiningstallet.

Figur 2-2 viser  $Q$ - $H$ -kurven  $H = f(Q)$  til en pumpe som roterer med en hastighet  $n$ .



Figur 2-2,  $H = f(Q)$  [7]

Dersom man, når man endrer pumpas omdreiningstall  $n$ , også endrer  $Q$  og  $H$  slik at hastighetstrianglene (se vedlegg C) på løpehjulets inn- og utløp forblir de samme, så vil også hastighetene endres proporsjonalt med  $n$ . For hvert punkt på  $Q$ - $H$ -kurven definert av koordinatene  $(Q, H)$  vil følgende ligninger gjelde ved en endring i omdreiningstallet  $n$  [7]:

Volumstrøm er direkte proporsjonal med  $n$

$$\frac{Q_T}{Q} = \frac{n_{sp}}{n}$$

Ligning 2-13

Løftehøyde er proporsjonal med  $u_2^2$  og dermed  $n^2$

$$\frac{H_T}{H} = \left( \frac{n_{sp}}{n} \right)^2$$

Ligning 2-14

Effekten er proporsjonal med produktet av Q og H:

$$\frac{P_T}{P} = \left( \frac{n_{sp}}{n} \right)^3$$

**Ligning 2-15**

Disse formlene gjør det mulig å etablere en pumpekarakteristikk for flere omløpstall, gitt av vi kjenner formen på karakteristikken ved omløpstallet  $n$ . Ved å ta utgangspunkt i et hvilket som helst punkt på karakteristikken vil andre punkt kunne bestemmes ved hjelp av Ligning 2-13 og Ligning 2-14 slik:

$$Q_T = Q \cdot \frac{n_{sp}}{n} \quad [m^3/s]$$

**Ligning 2-16**

$$H_T = H \cdot \left( \frac{n_{sp}}{n} \right)^2 \quad [m]$$

**Ligning 2-17**

$$P_T = P \cdot \left( \frac{n_{sp}}{n} \right)^3 \quad [W]$$

**Ligning 2-18**

Relasjonene definert av Ligning 2-13 til Ligning 2-18 baserer seg på antagelsen om at hastighetstriangelene på inn- og utløp, og dermed virkningsgraden  $\eta$ , er lik når en overfører et punkt på karakteristikken til det overensstemmende punktet på den andre. Dette betyr at om en har verdier for turtall og virkningsgrad, så kan den målte løftehøyde eller volumstrøm oversettes til det spesifiserte turtallet. Dette muliggjør en god estimering av punkter på pumpekarakteristikken som i enkelte tilfeller kan ligge utenfor det øvrige systemets tillatte grenser.

I ISO 9906 [2] blir det spesifisert at affinitetslovene kun gjelder når omdreiningstallet ligger innenfor en grense på 50 % til 120 % av det spesifiserte omdreiningstallet  $n_{sp}$ .

Rapporten tilføyer en anbefaling på å gjøre testene med omdreiningstall som ikke avviker mer enn 20 % fra  $n_{sp}$ .

### 2.3 Strømningstap

Strømningstap er trykktap på grunn av friksjon og obstruksjoner i rør, og kan kalkuleres på grunnlag av Moodys diagram og empiriske formler for tap i rør og bend. Formler og teori i dette delkapittelet er hentet fra White [14].

$$h_f = f \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

**Ligning 2-19**

Ligning 2-19 viser en måte å beregne trykktap  $h_f$ , i turbulent rørstrømning som funksjon av Moodys friksjonskoeffisient  $f$ , rørlengde  $L$ , rørdiameter  $d$ , og strømningshastighet  $V$ . Friksjonskoeffisienten finnes ved hjelp av Moodys diagram, som blant annet er illustrert i Whites *Fluid Mechanics* [14]. Moodys friksjonskoeffisient finnes på basis av strømmingens Reynoldstall og røret ruhet.

Tap i løftehøyde på grunn av bend kan finnes ved hjelp av Ligning 2-20, hvor  $K$  er tapskoeffisienten som finnes ved hjelp av Ligning 2-21:

$$h_f = \frac{V^2}{2 \cdot g} (\sum K)$$

**Ligning 2-20**

For et 90 graders bend med turbulent strømning kan tapsfaktoren  $K$  beregnes som vist i Ligning 2-21. Denne formelen inkorporerer Moodys friksjonstap.

$$K \approx 0,388 \cdot \left( 0,95 + 4,42 \cdot \left( \frac{R}{d} \right)^{-1,96} \right) \cdot \left( \frac{R}{d} \right)^{0,84} \cdot \text{Re}_D^{-0,17}$$

**Ligning 2-21**

## 2.4 Trykkpulsasjoner

Trykkpulsasjoner i sentrifugalpumper produseres hovedsakelig av wake-strømninger fra løpeskivlene, samt turbulens og virvler på grunn av separasjon av strømming og tilbakestrømming i løpehjulet ved dellast [9]. Trykkpulsasjoner fører til en dynamisk last på komponenter i pumpa og på rørsystemet. Pulsasjonene er ofte uunngåelig og fører sjelden til skader, men i noen få tilfeller kan dette føre til problemer. I denne oppgaven er et delmål å kartlegge trykkpulsasjoner ved forskjellige laster.

For pumpa sin del kan trykkpulsasjoner gi en ugunstig dynamisk last på for eksempel skovler, som over tid kan føre til en degradering av virkningsgrad. Skader på skovler kan også gi ubalanse i pumpa slik at trykkpulsasjonene kan øke i styrke og eventuelt kunne påvirke turbinforsøk i laboratoriet.

Registrering av trykkpulsasjoner måles fortrinnsvis med trykktransdusere. Signalet, som gir trykk som funksjon av tid, frekvensanalyseres med fast Fourier transformering (FFT) for å gi RMS amplituder som funksjon av frekvens. Spektrumet vises vanligvis som distinkte spisser ved løpehjulsfrekvensen  $f_n$ , og dens harmonier. Også løpeskovlsfrekvensen  $f_i$ , og dens harmonier forventes å vises i spektrumet [9]. I tillegg til disse forventes det å vises spisser over hele frekvensspekteret på grunn av turbulens i strømmingen.

### 2.4.1 Løpehjulsfrekvensen

$$f_n = \frac{n}{60} \text{ [Hz]}$$

**Ligning 2-22**

Høye amplituder ved løpehjulsfrekvensen, også kalt turtallsfrekvensen, oppstår dersom en løpehjulsskovl er skadet, eller om løpehjulet eller drivakselen er i ubalanse eller når strømmingen ikke er rotasjonssymmetrisk [11].

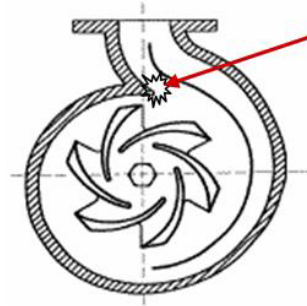


## 2.4.2 Løpeskovlfrekvensen

$$f_i = \frac{n}{60} \cdot z_i \quad [Hz]$$

Ligning 2-23

Når pumpen går ved dellast, det vil si når pumpa har en lav virkningsgrad, vil slippstrømmen (waken) på løpehjulsskovelen bli bredere på grunn av separasjon i strømmingen. Waken fører til trykkpulsasjoner ved løpeskovlfrekvensen og dens harmonier, og oppstår hver gang løpehjulsskovelene passerer spiralbrodden (se Figur 2-3).



Figur 2-3, trykkstøt på spiralbrodd

Amplituden påvirkes blant annet av omdreinings-volumet, det vil si avstanden mellom løpeskovel og spiralbrodden [9]. Pumpene det gjøres forsøk på har 7 skovler, slik at løpeskovlfrekvensen blir syv ganger høyere enn løpehjulsfrekvensen.

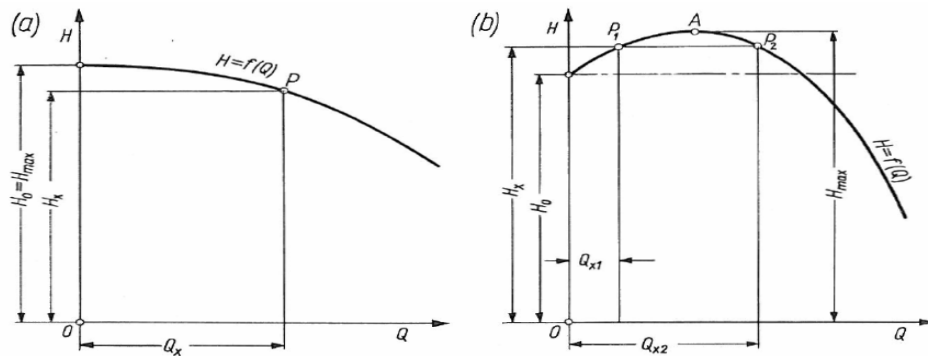
## 2.5 Ustabilitet

Et pumpeystems stabilitet blir definert av Betchov og Criminale i Greitzers rapport om pumpeystemers stabilitet [10] som ”egenskapen i å motstå mindre forstyrrelser”. Påfølgende teori er hovedsakelig hentet fra samme kilde.

For et system som kjører ved et gitt operasjonspunkt og som blir utsatt for en mindre forstyrrelse, vil et stabilt system kunne returnere til det opprinnelige operasjonspunktet, mens dette ikke nødvendigvis er tilfelle for et ustabilt et. Ustabilitet kan føre til alt fra en mindre reduksjon i ytelse eller en økning i støy, til større skader på systemets komponenter som følge av uakseptable strømningsbetingelser.

Stabiliteten til et system kan evalueres på bakgrunn av den statiske pumpekarakteristikken. En stabil pumpekarakteristikk kjennetegnes med en jevn fallende kurve når volumstrømsraten øker, eller en kurve som er gunstig i forhold til systemkarakteristikken, noe som vil si at systemets karakteristikk hindrer pumpa i å kjøre i det ustabile operasjonsområdet. En ustabil pumpekarakteristikk vil ofte ha en

stigende kurve ved økende volumstrøm i et eller flere områder på pumpekarakteristikken. En karakteristikk med et slikt toppunkt vil derfor være utsatt for at rørkarakteristikken kan skjære pumpekurven på to eller flere steder. Typiske kurver for en stabil og ustabil pumpekarakteristikk er vist i Figur 2-4.



Figur 2-4, Pumpekarakteristikker  $H = f(Q)$ , (a): statisk stabil, (b): statisk ustabil [7]

Ved forstyrrelser som for eksempel trykkstøt vil det kunne oppstå pendlinger mellom de forskjellige skjæringspunktene. Ustabiliteten kan dermed føre til en forsterkning av den initierte forstyrrelsen, og gi skader på selve pumpen og resten av systemet.

## 2.6 Målenøyaktighet

Laboratorieforsøk vil alltid være utsatt for usikkerhet. Usikkerheten i målingene kan deles opp i to bulker; den ene består av systematiske feil, og den andre av presisjonsfeil.

Systematiske feil  $e_s$ , resulterer i en konstant prosentvis feilavlesning, og kommer hovedsakelig av feilkalibrering. Hvis måleutstyret er montert feil eller hvis måleutstyret påvirker systemet kan dette også resultere i systematiske feil [12].

$$e_s = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i - X$$

Ligning 2-24

Her er  $X$  den sanne verdien for målepunktet.

Presisjonsfeil, eller tilfeldige feil  $e_r$ , er feil grunnet manglende repeterbarhet i måleresultatene. Spredningen i måledata representerer derfor presisjonsfeil, og kan estimeres ved å bruke Ligning 2-25:

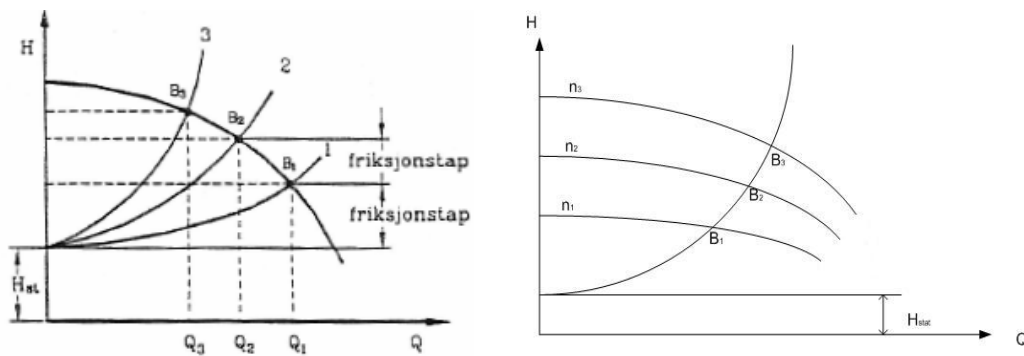
$$e_r = x - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

Ligning 2-25

Presisjonsfeil kan ha mange årsaker, der kanskje den viktigste er påvirkning fra eksterne elektriske signal. Også temperatur kan påvirke målinger.

### 3 Forberedelser og gjennomføring av målinger

Undersøkelse av pumpene krever at en kan endre driftstilstandene, og det er derfor viktig at systemet tillater regulering av volumstrøm. For at dette skal være mulig, må en enten kunne regulere pumpekararakteristikken ved å endre turtall, eller regulere rørkararakteristikken.



Figur 3-1 (venstre), regulering av rørkarakteristikk [6]

Figur 3-2 (høyre), regulering av pumpekarakteristikk

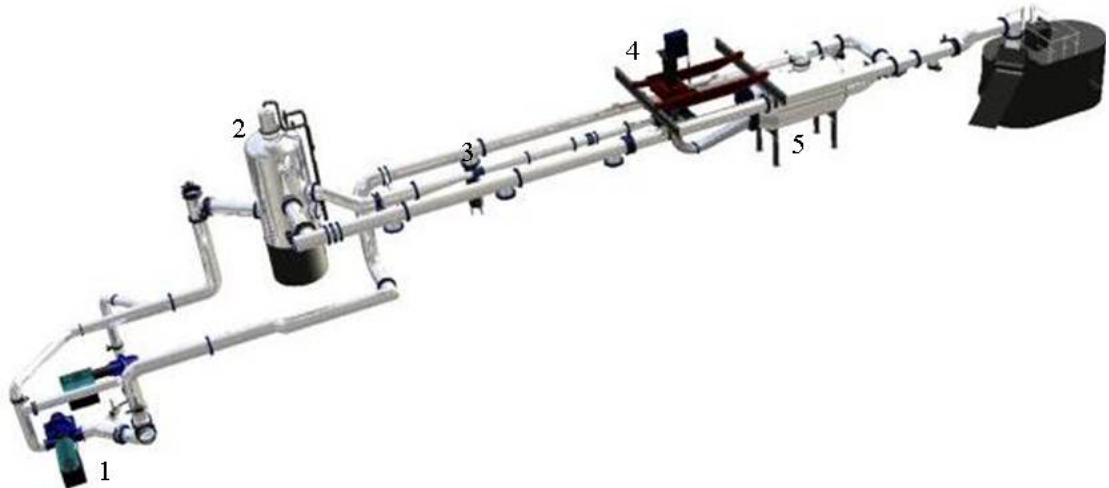
Rørkarakteristikken kan endres ved å øke motstand i rørsystemet, som hovedsaklig gjøres ved å endre geometriske størrelser som for eksempel å variere åpningsgrad på ventiler.

Pumpene testes både i singel, serie- og parallell drift. I singel drift forventes det en maksimal volumstrøm på 500 liter per sekund ved et trykk på 50 mVs. I parallell drift

forventes en dobling av volumstrøm ved samme trykk, og ved seriedrift en dobling av trykket ved samme volumstrøm. Dette er relativt store størrelser, selv for vannkraftlaboratoriet. Forsøket skal også ta for seg trykkpulsasjoner, og eventuelle påvirkninger av disse i en Francis modelltest. Det ble derfor besluttet å bruke samme ventilkonfigurasjoner som benyttet i en typisk turbintest, slik som det er beskrevet i kapittel 3.1.1. På denne måten kan trykkpulsasjoner registreres gjennom rørstrekket, og en eventuell demping av pulsasjoner kan registreres. Volumstrøm reguleres med turbinens ledeskavl-apparat, og trykkenergien taes ut av det lukkede systemet ved hjelp av turbinen.

### 3.1 Beskrivelse av målearrangement

#### 3.1.1 Systembeskrivelse



Figur 3-3, Måleoppsett med rørsystem, pumper, trykktanker, turbinaggregat og veietank [20]

Forsøket gjennomføres ved å kjøre vannet i en lukket sløyfe fra pumpene (1) til trykktanken (2), deretter gjennom temperaturmåler og volumstrømsmåler (3) før det går gjennom ledeskavlene og gjennom turbinen (4). Vannet strømmer deretter inn i lavtrykkstanken (5) som er utstyrt med en evakueringspumpe og en tilførselsventil slik at pumpenes innløpsstrykk kan reguleres. Fra lavtrykkstanken strømmer vannet tilbake til pumpene. Høytrykkstanken og det fast installerte systemet som helhet har en trykktoleranse på DN 10 (100 mVs), men turbinens spiraltrømme ikke bør få trykkpåkjenninger som overstiger 50 mVs. Det ble konstruert en trykkdreper som ble

plasser foran spiraltromma. En slik enhet er i hovedsak en perforert plate som reduserer kinetisk energi, og dermed totaltrykket.

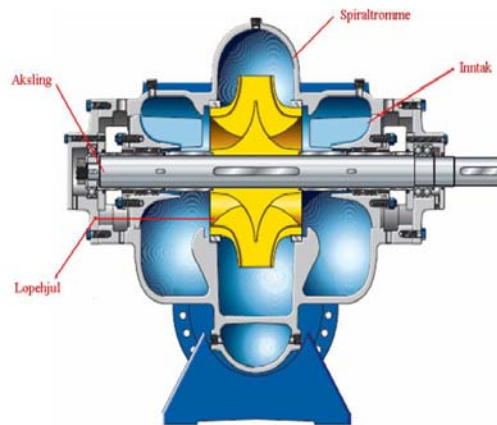
### 3.1.2 Oversikt over hovedkomponenter brukt i forsøket

#### 3.1.2.1 Pumpeaggregat

Pumpene er av merket KSB RDLO 400-665. Sentrifugalpumpene er designet med doble motliggende inntak og et løpehjul på 665 mm. Pumpenes innløpsdiameter er 500 mm, og utløpsdiameteren er 400 mm.

Rørsystemet og plassering av ventiler gir mulighet til å kjøre pumpene i singel-, serie- eller parallellkonfigurasjon.

Hver pumpe drives av en asynkron elektromotor med frekvensomformer, levert av ABB. Ytelsen per aggregat er 315 kVA.



Figur 3-4, Snitt-tegning av pumpa [21]

#### 3.1.2.2 Frekvensomformer

Frekvensomformereren er av type ABB ACS 800-17. Frekvensomformereren forsyner motoren med effekt, og er koblet slik at den kan sende effekt begge veier slik at pumpene også kan kjøres i turbindrift. Frekvensomformereren får turtallstilbakemelding fra en encoder montert på motorakslingen, slik at den tilfører nødvendig effekt for å opprettholde ønsket turtall. Den er også utstyrt med en intern effektmåler som måler strøm og spenning over strømtrafoene.

Frekvensomformereren er konfigurert til å kjøre effekt begge veier [16], og muliggjør derfor å bruke pumpene til å ta ut energi fra strømmingen. Dette gir vannkraftlaboratoriet mulighet til å kjøre modelltester av pumpeturbiner. For å bruke

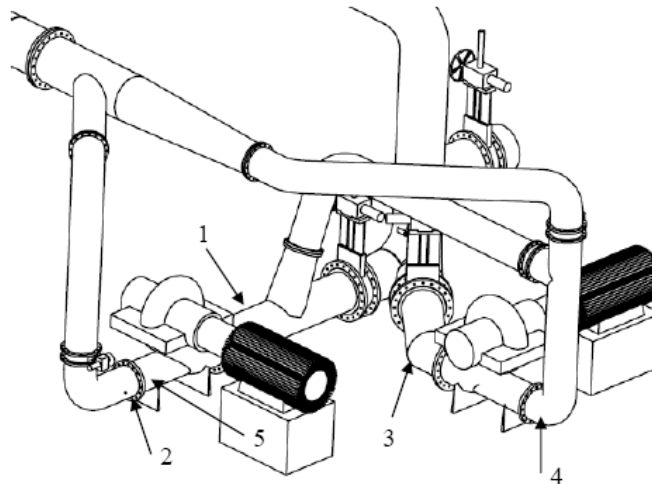
pumpene som turbiner må det først gjøres modifiseringer av det programmerbare styringssystemet (PLS), levert av Siemens AS.

Frekvensomformereren er utstyrt med to analoge utganger der informasjon til bruker kan hentes ut som strømsignal. Her kan informasjon som strømstyrke, frekvens, moment, turtall og effekt hentes ut, og hvilke av disse parametrene som skal gå ut på utgangene kan velges ved å programmere frekvensomformerens firmware [8].

### 3.1.2.3 Turbin

For å regulere volumstrøm og eliminere trykket i den lukkede rørsøyfa, benyttes en Francis modellturbin. Volumstrøm blir regulert med turbinens ledeskovlapparat, som kan justeres av bruker. Francis-turbinen som brukes er en turbin som er designet ved vannkraftlaboratoriet i forbindelse med oppgraderingsprosjektet av Tokke kraftverk. Den har 15 hel- og 15 halvskovler, som gir 30 skovler totalt. Etter turbinen går vannet inn i en lavtrykkstank, der trykket kan varieres. Under forsøkene settes trykket til atmosfærestrykk, noe som gir pumpene en dykking på rundt 7 meter pluss atmosfærestrykk.

## 3.2 Instrumentering



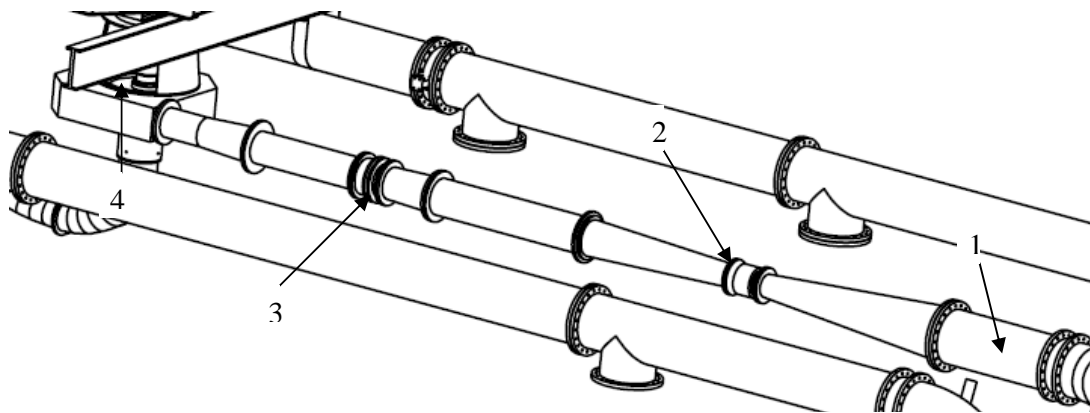
Figur 3-5, plassering av trykktransmittere [20]

Måleseksjonene i testriggen er som illustrert i Figur 3-5. Måleseksjon 1, 2, og 3 består av fire trykkuttak hver, som kobles til ringmanifoiler. Her blir trykk registrert med en

trykktransmitter. Måleseksjon 4 og 5 består av fabrikkstøpte trykkuttak på selve pumpene. Her blir trykktransmittere som benyttes i trykkpulsasjonsmålinger plassert.

I singelkjøring benyttes pumpe 1, og trykket måles over måleseksjon 1 og 2. Trykkpulsasjoner måles i posisjon 5. I seriedrift føres vannet gjennom pumpe 2 og deretter gjennom pumpe 1. Trykket måles over måleseksjon 3 og 2, og trykkpulsasjoner i måleseksjon 4 og 5. I paralleldrif føres vannet gjennom begge pumper. Trykket måles over seksjon 1 og 2, og trykkpulsasjoner i seksjon 4 og 5.

Trykkpulsasjoner blir også registrert i rørstrekket på innløpet til modellturbinen, som illustrert i Figur 3-6.



Figur 3-6, plassering av trykktransmitter og volumstrømsmåler [20]

Figur 3-6 viser hvor målinger av trykkpulsasjoner (1) og volumstrøm (2) foregår. En trykkgreper er installert i posisjon 3 ved seriekjøring. Ledeskovl-apparatet brukes til å regulere volumstrøm og befinner seg i posisjon 4.

### 3.2.1 Trykkmålinger

Den totale løftehøyden blir beregnet i samsvar med definisjonen:

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_m \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} \quad [m]$$

Ligning 3-1

Trykkmålingene blir utført ved pumpas inn- og utløp, og høydeforskjellen mellom måleseksjonene må medregnes. Ettersom arealet ved inn- og utløp, sammen med volumstrømmen er kjent, kan hastighetene beregnes ut fra følgende ligning:

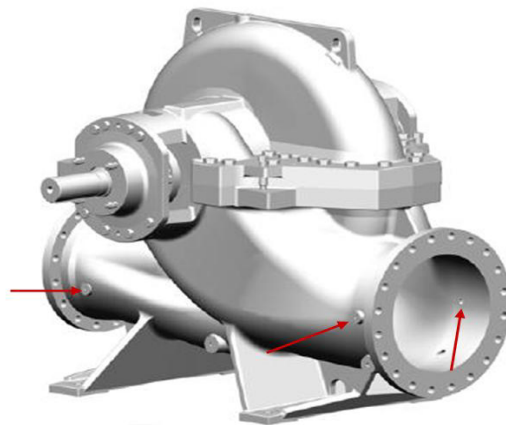
$$U = \frac{Q}{A} \quad [m/s]$$

**Ligning 3-2**

Plasseringen av måleseksjonene er et kompromiss mellom beste forhold og hva som hva som anbefales i ISO 9906. Uttakene ble plassert der det antas å være gunstigst strømningsforhold, i tillegg til å være nærmest mulig pumpenes inn- og utløpsflenser. Det ble lagd fire trykkuttak per måleseksjon, symmetrisk plassert rundt røret. Trykkuttakene ble tilkoblet en ringmanifold, som igjen ble koblet til en trykktransmitter. Trykktransmitterne plasseres på manifoldens nedre halvdel, slik at eventuell luft som kommer inn i manifolden kan ventileres ut fra en ventil plassert på toppen.

Dersom luft kommer inn i rørsystemet og i nærheten av trykktransmitterne kan dette være med på å dempe trykkpulsasjonene som oppfattes av trykktransmitterne. Systemet ventileres derfor før forsøkene, og gassinnholdet registreres med en sensor plassert på innløpsseksjonene til pumpene.

For å måle trykkpulsasjoner ble det montert egne trykktransmittere direkte på pumpen, som illustrert i Figur 3-7, og på modell-turbinens innløpsrør. En slik plassering, der trykkmålerne står relativt nære strømmingen, og dessuten plassert vinkelrett på strømmingen, gir gode betingelser for trykkpulsasjonsmålinger.

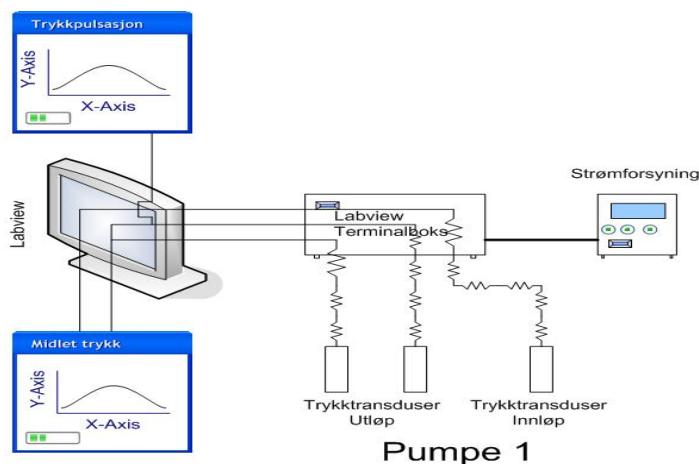


**Figur 3-7, Trykkuttak på pumpa [21]**



### 3.2.1.1 Trykktransmitter

Trykktransmitterne gir strømsignaler som blir sendt til en terminal og videre til databehandling i Labview. Terminalen konverterer strømsignalet til spenningsignal, og som igjen blir logget og behandlet i Labview. En illustrasjon av oppsettet er vist i Figur 3-8.



Figur 3-8, Måleoppsett for trykkmålinger

Trykktransmitterene som brukes i forsøket er av type Druck PTX1400, som kan måle relativt trykk mellom 0 og 10 bar, 0 og 4 bar, og 0 og 2,5 bar. I tillegg brukes det Druck PTX 610, 0 – 10 bar absolutt-trykksmålere til trykkpulsasjonsmålinger.

PTX 1400 er typisk industritransmittere med en nøyaktighet (kombinasjon av ikke-linearitet, hysteresis og repeterbarhet) på  $\pm 0,15\%$  av full skala. De ble valgt på grunnlag av de tekniske spesifikasjonene som oppfyller kraven til nøyaktighet gitt i ISO 9906, anbefalinger fra personer som har erfaring med nettopp denne modellen, samt pris og leveringstid. Trykktransdusere av typen PTX 610 brukes i trykkpulsasjonsmålinger, og har en nøyaktighet på  $\pm 0,08\%$  av full skala.

Tabell 1

Pos.	Beskrivelse	Antall	Nøyaktighet
1	Druck PTX1400.2,5 g; 0 – 2,5 bar	1	$\pm 0,15\%$ FSO
2	Druck PTX1400.4 g; 0 – 4 bar	1	$\pm 0,15\%$ FSO
3	Druck PTX1400.10 g; 0 – 10 bar	4	$\pm 0,15\%$ FSO
4	Druck PTX 610 abs; 0 – 10 bar	2	$\pm 0,08\%$ FSO

Trykktransmitterene blir 2.-håndskalibrert med en digital trykkgiver, i henhold til vannkraftlaboratoriets prosedyrer. 2.-håndskalibrering innebærer kalibrering på basis av en annen kalibrering, noe som kan øke unøyaktighet

### **3.2.2 Volumstrømsmålinger**

Det eksisterer flere metoder for å måle volumstrøm, som for eksempel ved bruk av veietank, differensialtrykkmålinger over venturi-dyser, eller med elektromagnetiske volumstrømsmålere. Sistnevnte målemetode blir brukt i forsøket.

Måleprinsippet bak elektromagnetisk volumstrømsmåling baserer seg på Faradays lov om magnetisk induksjon: ”Når en elektrisk leder beveges i et magnetfelt, induseres en spenning”. Den induserte spenningen er proporsjonal med hastigheten på lederen. Målerøret består av et rør som er belagt med kunststoff på innsiden. I røret er det plassert to måleelektroder av elektrisk ledende materiale. På hver side av målerøret, i målerørets kapsling, er det støpt inn en coil eller elektromagnet, og ved å tilføre strøm gjennom coilens viklinger oppstår det et magnetfelt i målerøret. En elektrisk ledende væske som strømmer gjennom målerøret vil sørge for å indukere en spenning på elektrodene. Dette spenningssignalet er proporsjonalt med væskens strømningshastighet, og kan logges med Labview.

#### **3.2.2.1 Måleapparat**

Den elektromagnetiske volumstrømsmålere, eller flow-meteret, er av type Khrono IFS 4000 250 mm.. Denne er plassert på rørestrekket mellom trykktank og turbinens innløp. Flow-meteret blir 2. håndskalibrert med veietank, i henhold til vannkraftlaboratoriets prosedyrer. I dette tilfellet er den veietanken forhåndskalibrert med vekter sertifisert av det Norske Justervesen.

### **3.2.3 Effekt- og turtallsmålinger**

For å måle effekt som tilføres pumpene var det i hovedsak tre metoder som ble vurdert. Den ene innebar å benytte seg av momentmålinger direkte på akslingen, i kombinasjon med en turtallsteller. Den andre metoden innebar en termodynamisk virkningsgradsmåling, og den tredje å måle tilført effekt til motor ved hjelp av wattmeter-metoden. Sistnevnte innebærer at en trenger informasjon om motorens

virkningsgrad. Etter hvert ble det konstatert at nettopp wattmeter-metoden var det eneste rimelige alternativ, ettersom montering av egen momentmåler medførte en relativt dyr investering. En termodynamisk virkningsgradsmåling ble vurdert til å bli for usikker med tanke på det lave trykket som skal måles.

### **3.2.3.1 Effektmåling av motor og pumpe**

Frekvensomformereren er utstyrt med interne målemetoder som gir den elektriske motorens tilførte effekt. Denne målemetoden baserer seg på wattmeter-metoden, der strømmen over de to trafoene som forsyner motoren med kraft blir målt. ABBs Ivar Dyrendahl kunne forsikre om at disse målingene var pålitelige og nøyaktige, både på grunn av at høykvalitets komponenter er blitt brukt, og fordi motorstyringens software (DTC) baserer seg på disse målingene. DTC, eller direkte momentstyring, er utviklet av ABB og regnes i dag for å være den raskeste motorstyringen på markedet. Turtall måles ved hjelp av en pulstransmitter som gir 1024 pulser per rotasjon

Effekten som tilføres akslingen og pumpa er noe mindre enn tilført effekt til motoren. Motorens virkningsgradsdiagram ved 991 rpm er vedlagt i vedlegg A, og viser at fra rundt 30 % last til 120 % last vil virkningsgraden ligge på rundt 96,0 %. Denne virkningsgraden blir medregnet i pumpas virkningsgradsmålinger.

Frekvensomformereren har to analoge strømsignalutganger. Hva som settes på disse strømsignalene kan velges av bruker. I dette forsøket velges turtall og effekt som utganger. Signalene har en verdi på mellom 0(4) og 20 mA, med en oppløsning på 0,002 mA. Under forsøket kan andre verdier leses av på LCD-displayet samtidig som effekt og turtall logges. Spesielt spenningsfrekvensen er interessant å registrere for å kartlegge mulige interferensilder.

Effekten blir kalibrert ved å kjøre pumpa ved ulike driftspunkt. Strømsignalet endres ved en endring i motorpådrag, som vises i displayet på frekvensomformereren i form av prosent av nominell effekt  $P_n$ . For hvert driftspunkt benyttes Labview til å logge strømsignalene over en lengre periode, og hver måling får en effekt-verdi som avleses fra displayet. På grunnlag av en rekke slike målinger utarbeides det en kalibreringskurve som brukes i videre arbeid.

Usikkerheten i effektmålingene på grunn av ikke-linearitet er oppgitt til å være  $\pm 1$  % ved nominell effekt, og usikkerheten er gitt til å være 0,01 % av nominelt turtall [13].

### **3.3 Andre målinger**

#### **3.3.1 Gassoppløslighet og temperatur**

Væsker har den egenskapen at gass kan frigjøres. Mengden gass som oppløses og frigjøres er bestemt av Henrys lov; ”gassvolumet som kan absorberes av en væske minker ved en økning i temperatur”. I tillegg vil en trykkredusering føre til at luft frigjøres fra væsken slik at det kan danne seg luftlommer i rørsystemet. Dette fenomenet kan få innvirkninger på målinger, og det er derfor viktig å ventilere rørsystemet for luft før forsøkene gjennomføres. En gassmåler som indikerer luftinnholdet i vannet brukes i dette forsøket, og gir en alarm når gassinnholdet overstiger en grense på 60 mg/l. Under forsøket vil testene foregå når gassinnholdet er rundt 15 mg/l. Sensoren er plassert like foran innløpet til pumpene.

Vannets temperatur måler på innløpssiden av turbinmodellen. Vannets tetthet beregnes og brukes i videre analyser.

#### **3.4 Gjennomføring av pumpe-test, singel konfigurasjon**

Før gjennomkjøring av pumpe-testene blir de nødvendige konfigurasjoner satt ved hjelp av PLS. Den lukkede sløyfen fylles opp i henhold til gjeldende prosedyrer. Når pumpene driftes er det viktig at en holder oppsyn med turbindata, da spesielt friksjonsmomentet og trykket i turbinens spiraltromme. Andre parametere som er viktig å kontrollere med jevne mellomrom er gassinnhold og temperatur i vannet, oljetemperatur, generatormoment. Vann etterfylles i systemet ettersom luftputene i høytrykkstanken komprimeres. Ved kjøring av singel pumpe, blir turtallet på pumpa satt så høyt som mulig innenfor systemets begrensninger. Turtallet på turbinen reguleres i takt med pådrag fra pumpa, slik at momentgrensen ikke overskrides. Åpningsgraden på ledeskovlapparatet varieres for å regulere volumstrøm. Når strømningsforholdene er stabile, lagres det et punkt som er midlet over 8,2 sekunder. Det blir foretatt 16.384 samplinger per måleinstrument per målepunkt. Disse måleseriene blir lagret, sammen med de midlede dataene, og blir brukt senere i

trykkpulsasjonsanalysene. Ved frekvensanalysering blir målingene samlet med en hastighet på 2000 Hz, og over en periode på 325 sekunder.

På grunn av trykkbegrensninger på modellturbinens spiraltromme blir de fleste målingene tatt ved turtall lavere enn nominelt turtall. Det blir tatt to punkter ved 991 RPM, 10 punkter ved 850 RPM, og 8 punkter ved 650 RPM. Alle målepunktene brukes til å lage pumpekarakteristikken.

### **3.5 Gjennomføring, seriekjøring**

Pumpene kjøres i serie ved å stille inn nødvendige konfigurasjoner, som ventilposisjoner og lignende. I tillegg installeres det en trykkdreper på turbinens innløp; en plate av rustfritt stål med en hulldiameter som halverer strømningsarealet. Turtallet på pumpene reguleres med PLS, og volumstrøm reguleres med åpningsvinkelen på turbinens ledeskovler.

Når pumpene kjøres i serie blir det foretatt målinger på pumpe 2s inntak, og pumpe 1s utløp for å finne løftehøyden. Ved begge pumpenes høytrykksside, samt i rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin, registreres trykkpulsasjoner.

### **3.6 Gjennomføring, parallellkjøring**

Systemet klargjøres for parallellkjøring ved å posisjonere ventiler. Trykkmålingene foregår over pumpe 1, der også turtall og effekt måles. Begge pumpenes turtall reguleres via PLS. Trykkpulsasjonsmålinger foregår på begge pumpene, samt i rørstrekket mellom høytrykkstanken og turbinen. Det blir tatt 29 punkter, hvor pumpene går ved 650 RPM. Volumstrøm reguleres ved hjelp av ledeskovlapparatet på modellturbinen, og i en viss grad av turtallet på turbinen.

I forsøkene av pumpene der de enten går i serie eller parallell antas det at effekten som tilføres pumpene er den samme. Kun effekten som tilføres pumpe 1 måles og logges.

## **3.7 Logging og databehandling**

### **3.7.1 Loggeprogram**

Det ble brukt Labview til å logge og bearbeide data. Programmet logget trykk fra samtlige trykktransmittere som var aktuelle å bruke i de forskjellige forsøkene, i tillegg til volumstrøm, turtall og effekt tilført motoren som driver pumpe 1. Forventet skovlpasseringsfrekvens forventes å ligge i underkant av 100 Hz ved de aktuelle turtallene. Det anbefales å logge med en frekvens mer enn ti ganger høyere enn høyeste forventet frekvens, noe som tilsier en loggefrequens på 1.000 Hz, og det ble valgt en loggefrequens på 2000 Hz. Loggedataene ble skrevet til fil som senere ble behandlet med MS Excel.

Alle målingene samples med en hastighet på 2.000 Hz, og totalt 16.384 samplinger per kanal. Ved trykkpulsasjonsmålinger logges det med en frekvens på 2.000 Hz og 655.360 samplinger. I labview blir det utført kontinuerlig databehandling der blant annet pumpas virkningsgrad vises. Rådata lagres på fil og behandles senere i MS Excel.

### **3.7.2 Usikkerhet i målingene**

Måleinstrumentene som ble brukt har en prosentvis nøyaktighet av full skala. Ved lave verdier vil derfor usikkerheten bli stor. For å minimere denne usikkerheten ble det valgt ut instrumenter slik at de målte verdiene faller inn i midtre/øvre del av skalaen. Det blir brukt egnede trykktransmittere på pumpenes innløp der trykket er lavt. I tillegg blir pumpene kjørt med høy effekt for å redusere denne usikkerheten på effektmålingene.

### **3.7.3 Frekvensanalyse**

Frekvensanalyse er en teknikk som brukes til å finne mønster i sammensatt informasjon. Det man i hovedsak gjør er å undersøke om signalet har en eller flere systematisk repeterende frekvenser. Det eksisterer flere metoder og ikke minst programmer som kan utføre frekvensanalyse. I denne oppgaven blir det fokusert på programmet Labview og FFT som analysemetode. FFT, eller Fast Fourier Transform, innebærer at en funksjon overføres fra tidsplanet til frekvensplanet. Når det er gjort

blir det lettere å se hvilke frekvenser som dominerer spektrumet. Formelen for denne transformasjonen er vist i Ligning 3-3, og er den som blir brukt av Labview.

$$Y(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x_n \cdot e^{-j2\pi \cdot k \cdot n/N}$$

**Ligning 3-3**

Her er Y transformasjonsresultatet av N antall elementer av loggesignalet x.

FFT-transformasjonen benytter seg av Hanning-vinduet, og amplituden settes som RMS-verdier.

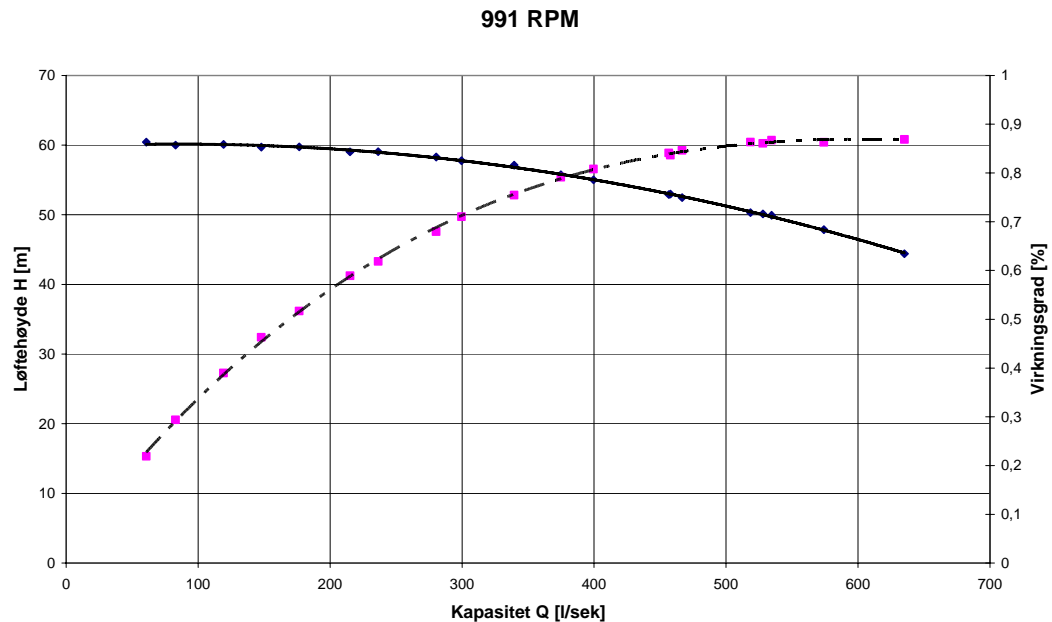
Det er ønskelig å kartlegge frekvensene som dominerer strømmingen, og hvilken påvirkning disse vil ha for turbinforsøk. Amplituden av trykkpulsasjonene finnes ved å analysere i tidsplanet. Det utføres målinger på pumpa og på turbinens innløpsrør for å registrere en eventuell dempning eller eliminering av frekvensene produsert i pumpa. Høytrykkstanken som ligger i mellom disse måleseksjonene forventes å dempe amplitudene på frekvensene. Ved å analysere trykkpulsasjonen i de to seksjonene vil en kunne si noe om i hvor stor grad turbinforsøk blir påvirket av frekvenser forårsaket av pumpene.

## 4 Resultater

I dette kapittelet blir resultater fra pumpeforsøkene presentert.

### 4.1 Q-H-diagram

#### 4.1.1 Singel konfigurasjon

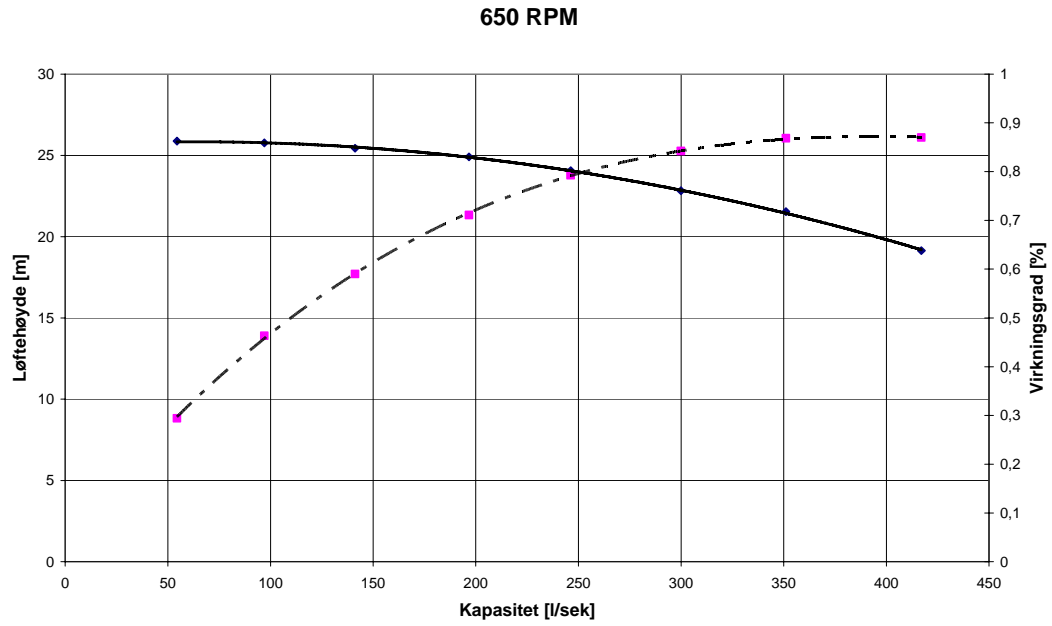


Figur 4-1, Q-H-diagram, singel kjøring v/991 RPM

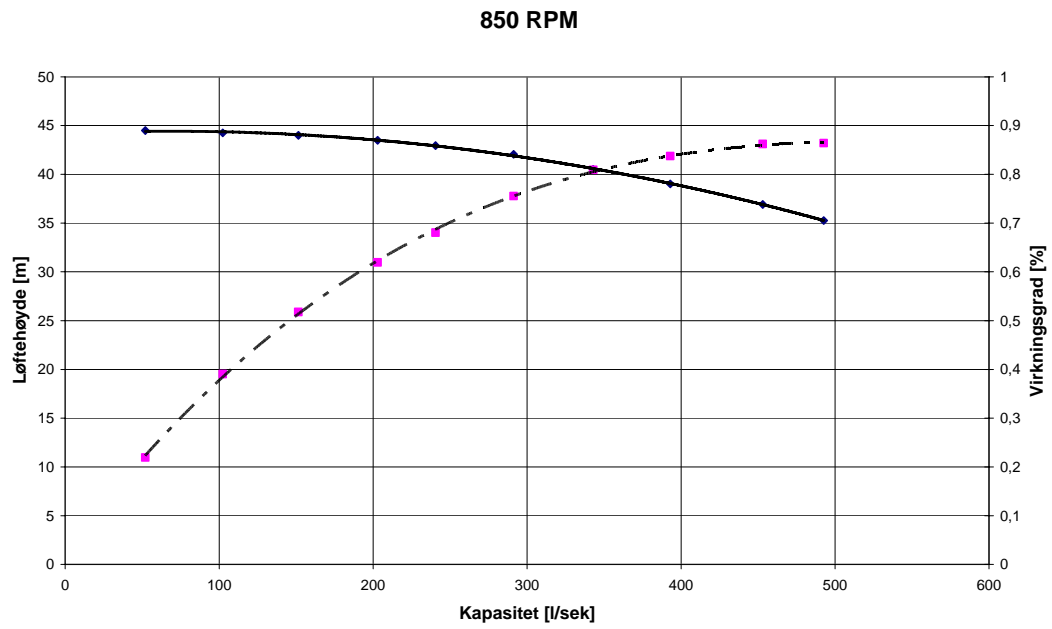
Figuren over viser den resulterende pumpekararakteristikken for pumpa ved nominelt turtall; 991 RPM. Karakteristikken og virkningsgradskurven som framkommer er laget på bakgrunn av 2 målinger ved 991 RPM, 10 målinger ved 850 RPM, og 8 målinger ved 650 RPM. For å skalere opp verdiene ble affinitetslovene, beskrevet i kapittel 2.2.4, brukt.

I påfølgende figurer er målingene ved 650 og 850 RPM vist grafisk.



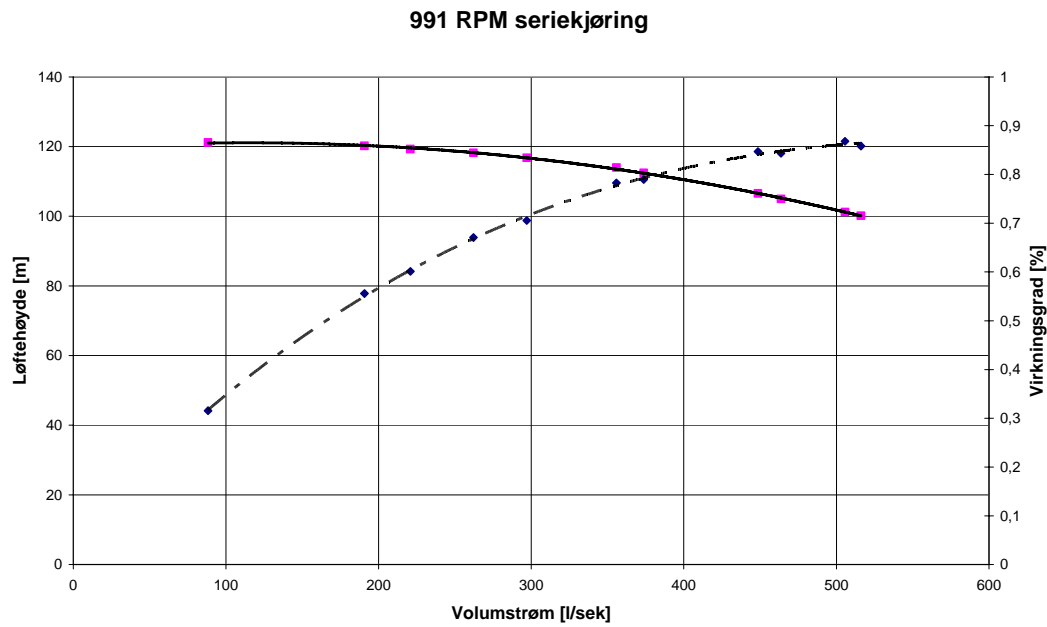


**Figur 4-2, Q-H-diagram, 650 RPM**



**Figur 4-3, Q-H-diagram, 850 RPM**

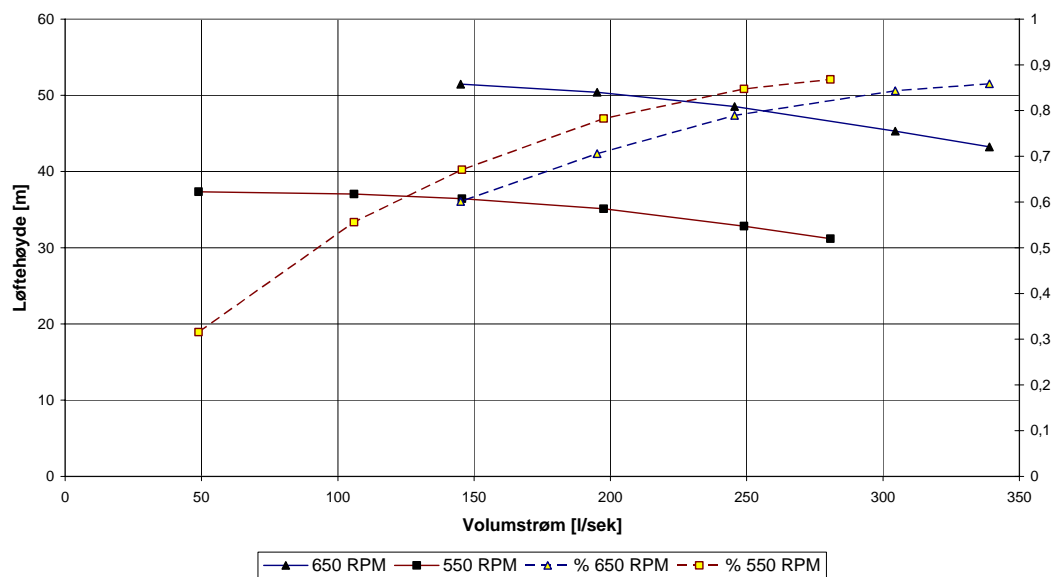
## 4.1.2 Seriekjøring



**Figur 4-4, Q-H-diagram, 991 RPM seriekjøring**

Figuren ovenfor vises pumpekarakteristikken til systemet i seriekjøring ved nominelt turtall. Begge pumpene kjører ved samme hastighet. Pumpediagrammet beregner seg på målinger der begge pumpene ble kjørt på 650 og 550 RPM. På grunn av turbinens trykkbegrensninger på turbinens spiraltromme ble det ikke utført målinger ved høyere turtall.

Q-H-diagram, seriekjøring

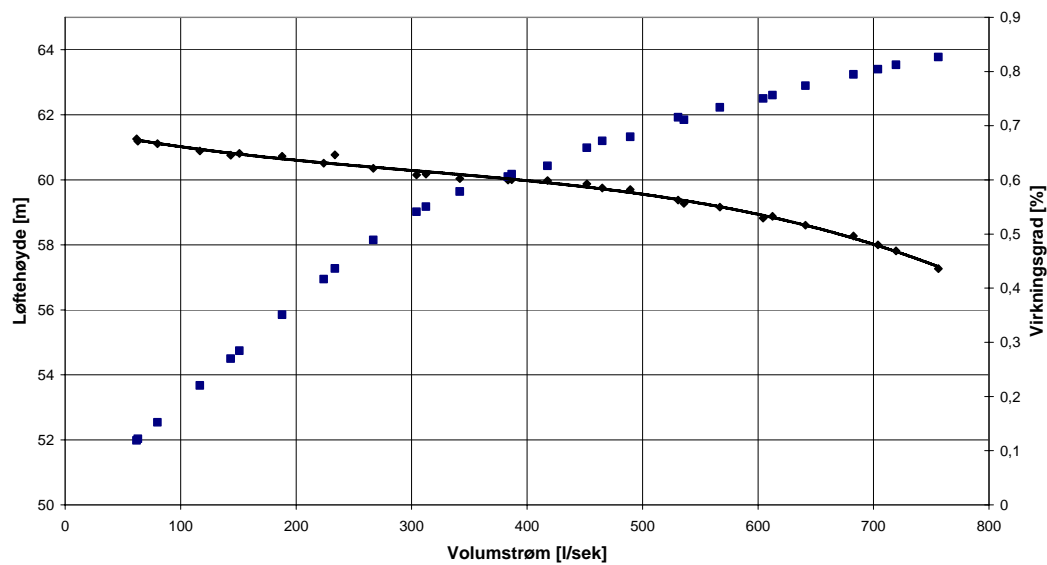


Figur 4-5, Q-H-diagram, seriekjøring v/650 og 550 RPM

Figuren over viser de 11 målepunktene som ble tatt ved 650 og 550 RPM, som pumpekarakteristikken i Figur 4-4 er basert på.

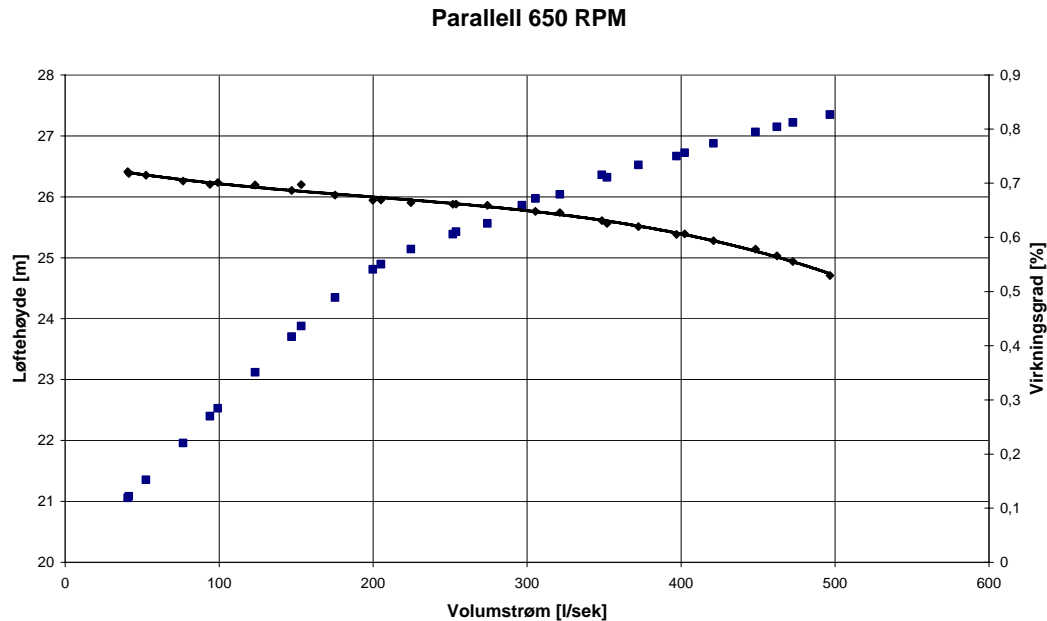
### 4.1.3 Parallellkjøring

Parallell 991 RPM



Figur 4-6, Q-H-diagram med virkningsgrad, 991 RPM

Figur 4-6 viser pumpekarakteristikken til systemet ved parallellkjøring. Punktene i diagrammet baserer seg på målinger der pumpene kjøres ved 650 RPM, der affinitetslovene er blitt brukt til å skalere opp verdiene. Neste figur viser de originale målingene.



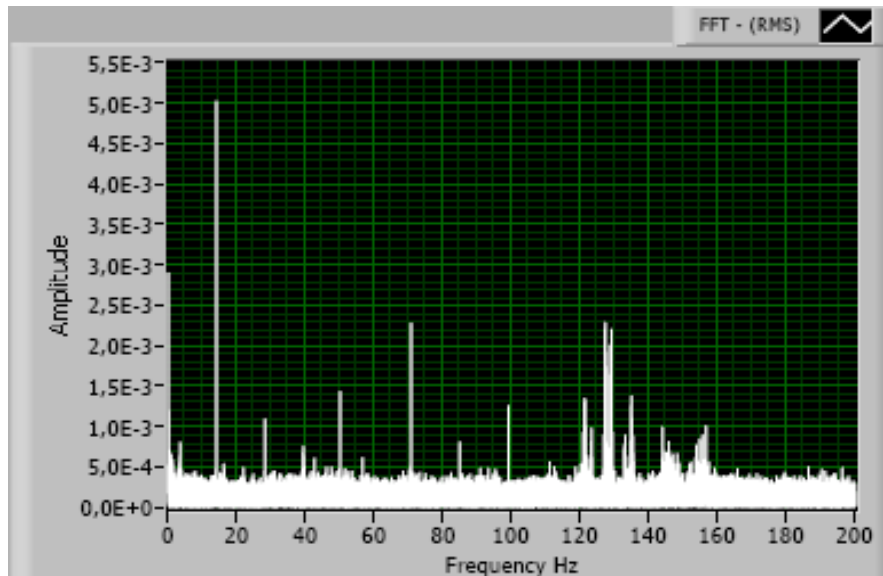
Figur 4-7, Q-H-diagram med virkningsgrad, 650 RPM

## 4.2 Trykkpulsasjoner

I dette delkapittelet presenteres trykkpulsasjonsmålinger fra pumpe 1 i singel drift, som kjørte med virkningsgrad på ca 85 og 50 %. Målingene foregikk på pumpe 1 og i rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin. Frekvensene på trykkpulsasjonene i pumpa og i rørstrekket identifiseres og presenteres i samme graf. Frekvensenes amplitude blir funnet og presentert grafisk.

### 4.2.1 Frekvensanalyse av pumpe ved fullast

Følgende figur er en frekvensanalyse av trykkmålingene på pumpe 1 med FFT-metoden:



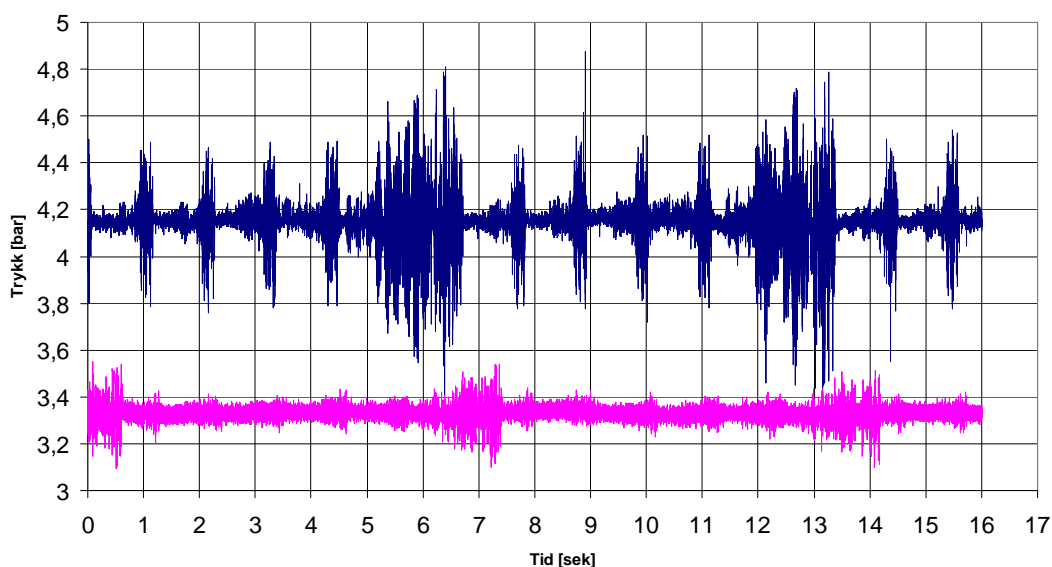
Figur 4-8, Frekvensanalyse av trykkpulsasjoner på pumpe 1,  $\eta=86\%$  ved 850 RPM

Figur 4-8 viser en klar peak ved en frekvens på 14,17 Hz. Dette er løpehjulsfrekvensen. Også 2. harmonien til løpehjulsfrekvensen vises, ved 28,3 Hz. Løpeskovlfrekvensen ved 99,2 Hz er også definerbar i analysen. I tillegg til disse finnes det en peak ved 5. harmonien til løpehjulsfrekvensen: 70,8 Hz, samt nettfrekvensen på 50 Hz. I området rundt 130 Hz og 150 Hz er det frekvenser som kan være støy fra omkringliggende kraftelektronikk.

#### 4.2.2 Trykkpulsasjonsmålinger fra pumpe og rørstrekk

Det ble gjennomført trykkpulsasjonstester på pumpe 1 og i rørstrekket mellom høytrykkstanken og turbinen. Formålet var å registrere og fastslå hvilke frekvenser som dominerer, og i hvor stor grad disse frekvensene vil kunne påvirke eventuelle målinger på modellturbiner. Følgende graf viser trykkpulsasjoner registrert på pumpe 1s spiraltrømme. Pumpa går ved bestpunkt og med en hastighet på 850 RPM. Det er forventet å finne en løpehjulsfrekvens på 14,2 Hz (Ligning 2-22), og en løpeskovlfrekvens på 99,2 Hz (Ligning 2-23).

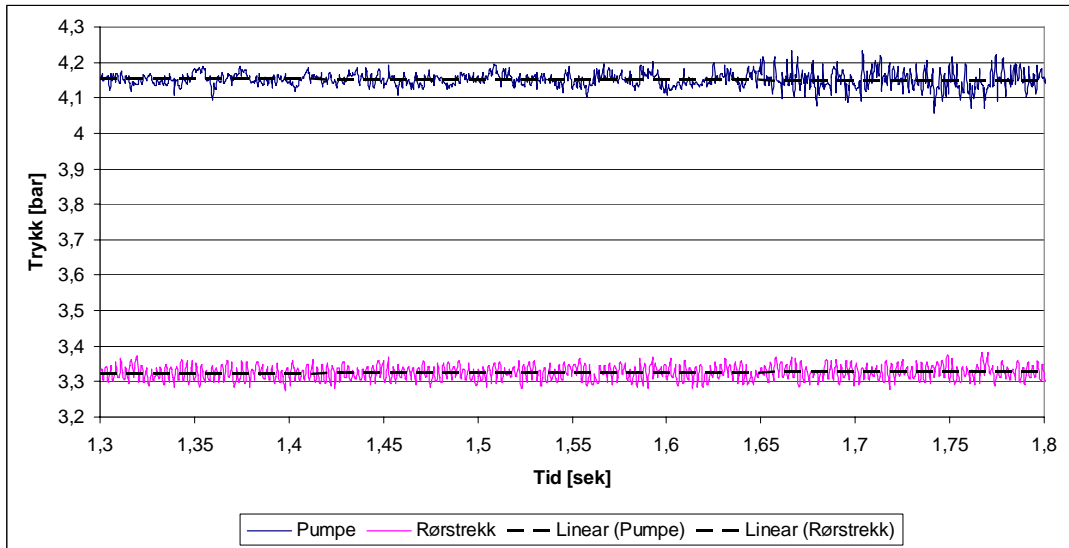
### Singel 850 RPM bestpunkt



**Figur 4-9, Trykkpulsasjoner på pumpe 1 og i rørstrekk**

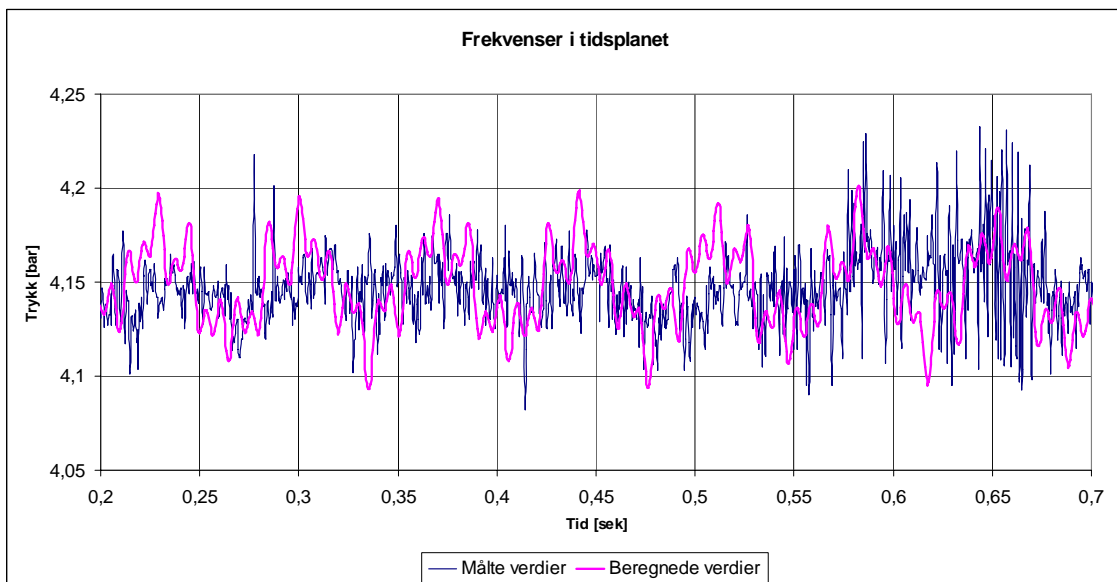
Figur 4-9 viser et utsnitt av trykkpulsasjons-målingene tatt på pumpe 1 (blå) og i rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin. Målingen ble tatt i singeldrift av pumpe 1 ved bestpunkt, og en hastighet på 850 RPM. De høyfrekvente burstene som gir utslag omtrent en gang i sekundet og hvert syvende sekund er trolig elektrisk interferens med frekvensomformeren [17]. Andre målinger som ble tatt i området rundt pumpene viste seg å ha samme tendens, som for eksempel turtallsmålingene fra frekvensomformeren. En sammenligning av turtallsmålinger og trykkmålinger er vedlagt i vedlegg B.

Figur 4-10 viser et utsnitt fra Figur 4-9 hvor det er fokusert på et område som ikke er påvirket av burster. Grafene viser at amplituden stort sett er uendret, men også at pulsasjonene i rørstrekket er mer høyfrekvent enn i pumpa.



**Figur 4-10, utsnitt av trykkpulsasjoner i pumpe og rørstrekk**

I dette utsnittet, som kan antas representativt for områdene uten burster, er variasjonen i amplituden på pumpe rundt 0,15 bar, og 0,10 bar i rørstrekket. Dette gir en trykkvariasjon som er i underkant av 4 % av det målte trykk for begge måleseksjonene.



**Figur 4-11, frekvenser i trykkmålingene på pumpe 1**

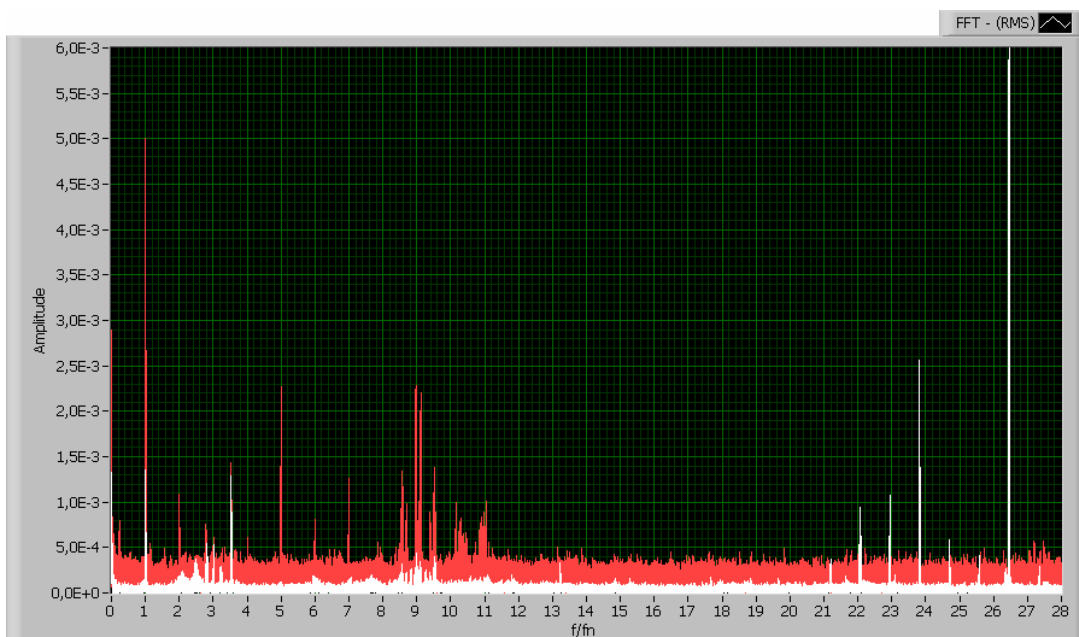
Figuren over viser et lite utsnitt av trykkpulsasjonsmålingene fra målingene vist i Figur 4-9. Utsnittet er i et område som ikke er påvirket av burstene forårsaket av interferens med frekvensomformerer (0,2 til 0,7 sekunder).

Den rosa grafen er et forsøk på å bygge opp en graf på basis av frekvensene gitt i FFT-analysen vist i Figur 4-8.

- Statisk trykk: 4,148 Bar (gjennomsnitt fra alle samplingene)
- Løpehjulsfrekvens: 0,025 Bar amplitude ved 14,167 Hz
- 5. harmoni av løpehjulsfrekvens: 0,011 Bar amplitude 70,83 Hz
- Løpeskovlfrekvens: 0,0075 Bar amplitude ved 99,17 Hz
- Frekvens ved 127,5 Hz: 0,011 Bar amplitude
- Interferens med nettspenning: 0,0075 Bar ved 50 Hz

Korrelasjonen mellom de to grafene er relativt god, og kan derfor brukes til å si noe om amplituden til trykkpulsasjonene.

### 4.2.3 Frekvensanalyse av trykkpulsasjoner ved fullast



**Figur 4-12, trykkpulsasjoner på pumpa og i rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin. Den røde grafen er målinger på pumpe 1, den hvite fra rørstrekket.**

Figur 4-12 viser frekvensanalysen av trykkpulsasjoner på pumpa (rød graf) og i rørstrekket (hvit). Frekvensanalysen er gjort i singeldrift av pumpe 1 ved 850 RPM ved bestpunkt. X-aksen viser frekvens som funksjon av løpehjulsfrekvensen  $f/f_n$ , der  $f_n$  er:



$$f_n = \frac{n}{60} = \frac{850RPM}{60} \approx 14,17Hz$$

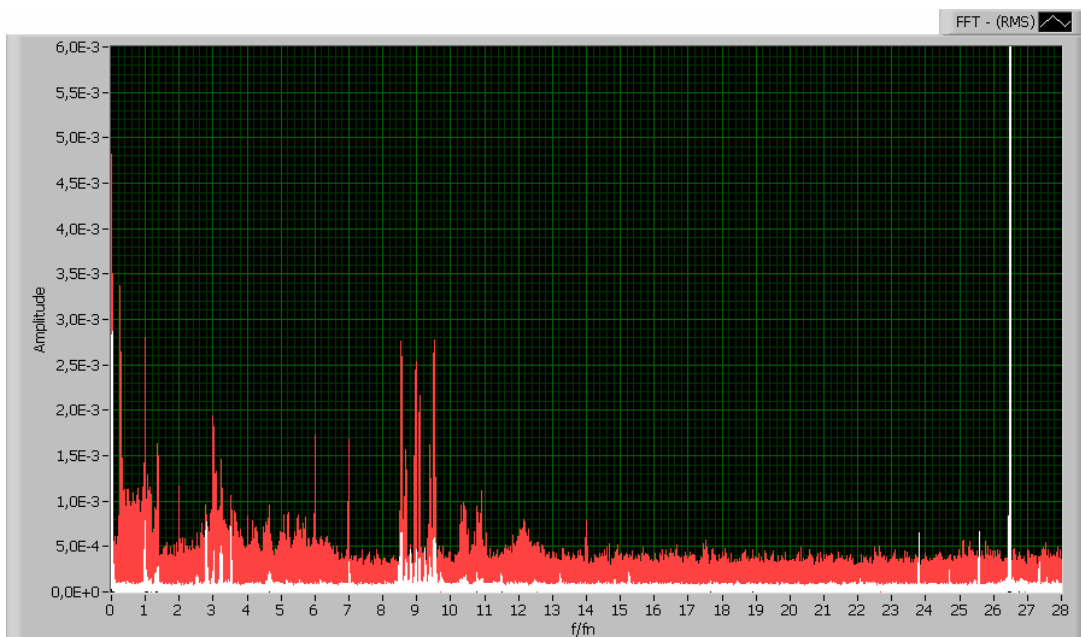
Løpehjulsfrekvensen  $f/f_n = 1$  og dens 2. harmoni, samt løpeskovlfrekvensen  $f/f_n = 7$  er dempet kraftig gjennom høytrykkstanken. Løpehjulsfrekvensen dempes med en faktor på rundt 4, mens løpeskovlfrekvensen elimineres.

Frekvensen ved  $f/f_n = 3,53$  er 50 Hz, og skyldes interferens med nettfrekvensen. Den frekvensen som er mest dominerende i frekvensanalysen, der  $f/f_n = 26,47$ , er turbinens løpehjulsfrekvens, og var kun registrerbar på målingen i rørstrekket mellom høytrykkstanken og turbinen. Turbinen har totalt 30 skovler, og løpehjulsfrekvensen blir da:

$$f_i = \frac{n}{60} \cdot z_i = \frac{750RPM}{60} \cdot 30 = 375Hz$$

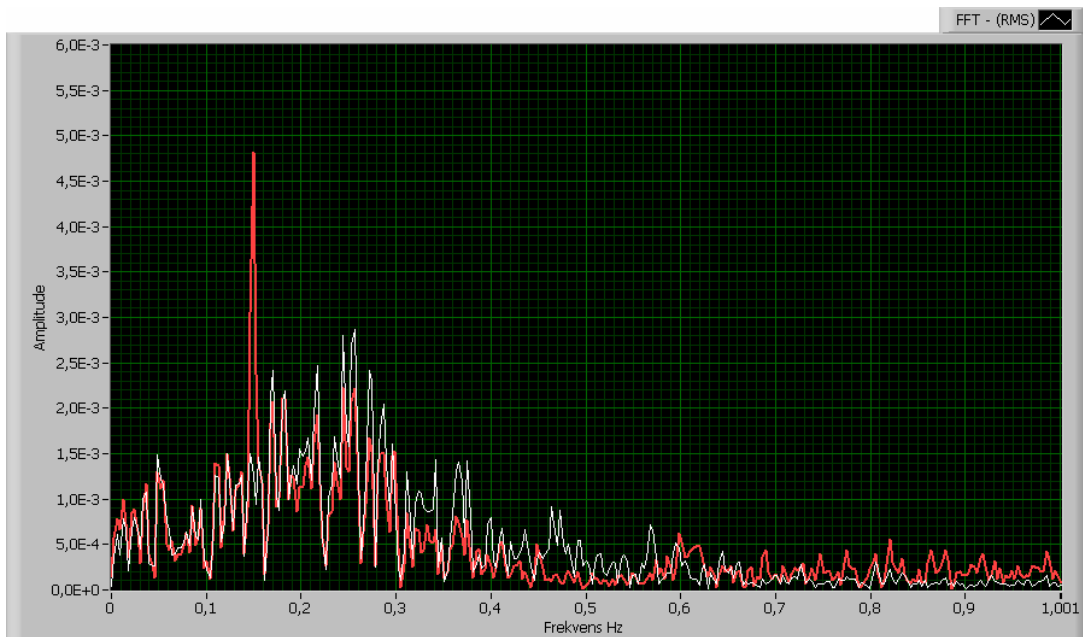
Det registreres at amplitudene på samtlige frekvenser målt i pumpe er dempet i rørstrekket.

#### 4.2.4 Frekvensanalyse av trykkpulsasjoner ved dellast



Figur 4-13, trykkpulsasjoner på pumpe og i rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin

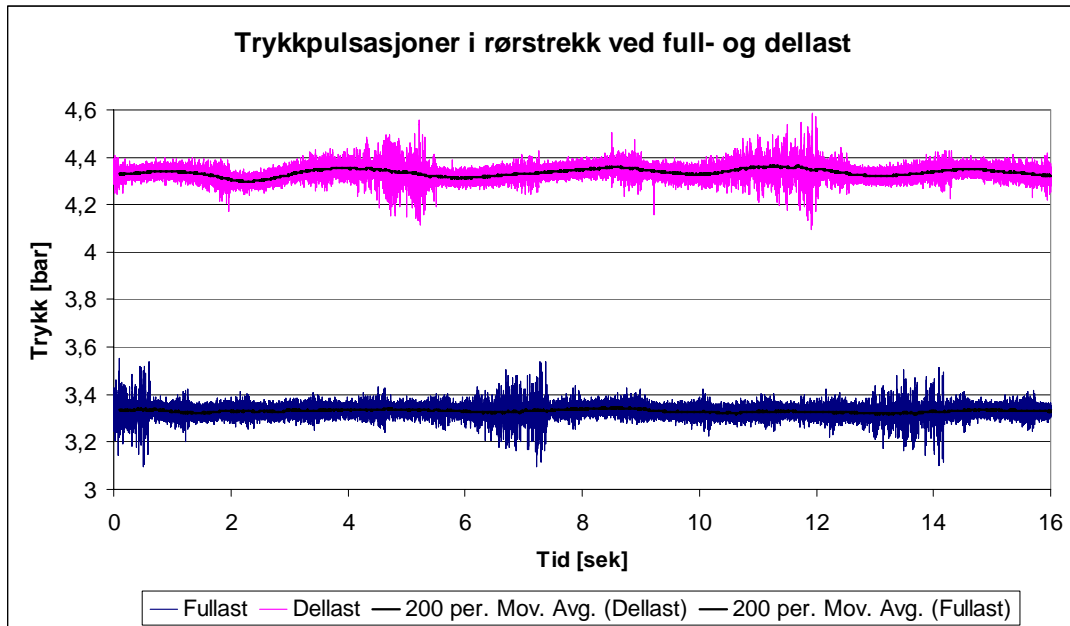
Figur 4-13 viser frekvensanalyse ved singeldrift av pumpe 1 ved 850 RPM, hvor pumpa kjører ved dellast; virkningsgraden er ca 50 %. Den røde grafen stammer fra målinger på pumpe 1, den hvite fra rørstrekket. Analysen viser også her at trykkpulsasjonene som forårsakes av pumpe dempes kraftig ut gjennom høytrykkstanken. Løpehjulsfrekvensen dempes med en faktor på rundt 4, mens løpeskovlfrekvensen elimineres. Den dominerende frekvensen er fortsatt turbinens løpeskovel-frekvens på 375 Hz, som i figuren over er  $f/f_n = 26,47$ .



**Figur 4-14, lavfrekvente trykkpulsasjoner ved dellast**

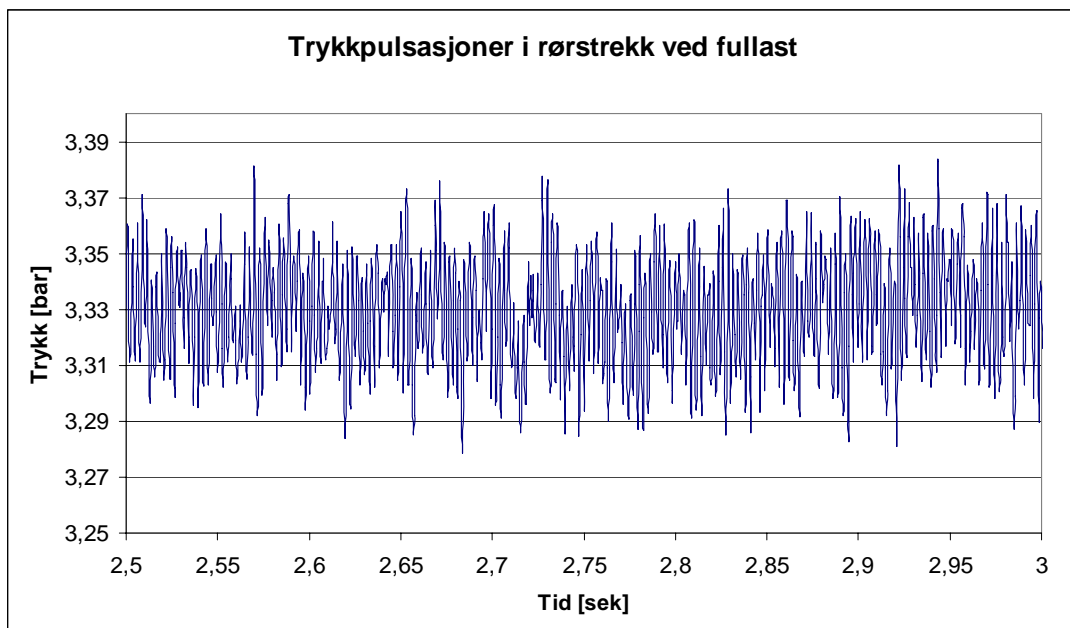
Figur 4-14 viser samme frekvensanalyse hvor det er zoomet inn på de laveste frekvensene.

#### 4.2.5 Trykkmålinger rørstrekket ved full- og dellast

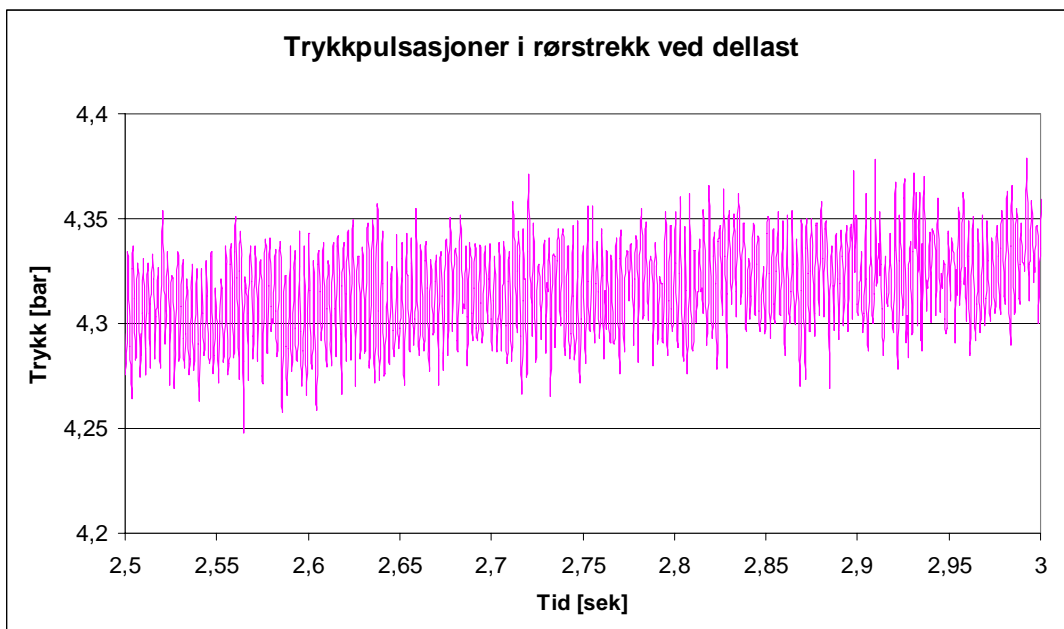


Figur 4-15, trykkpulsasjoner i rørstrekke ved full- og dellast

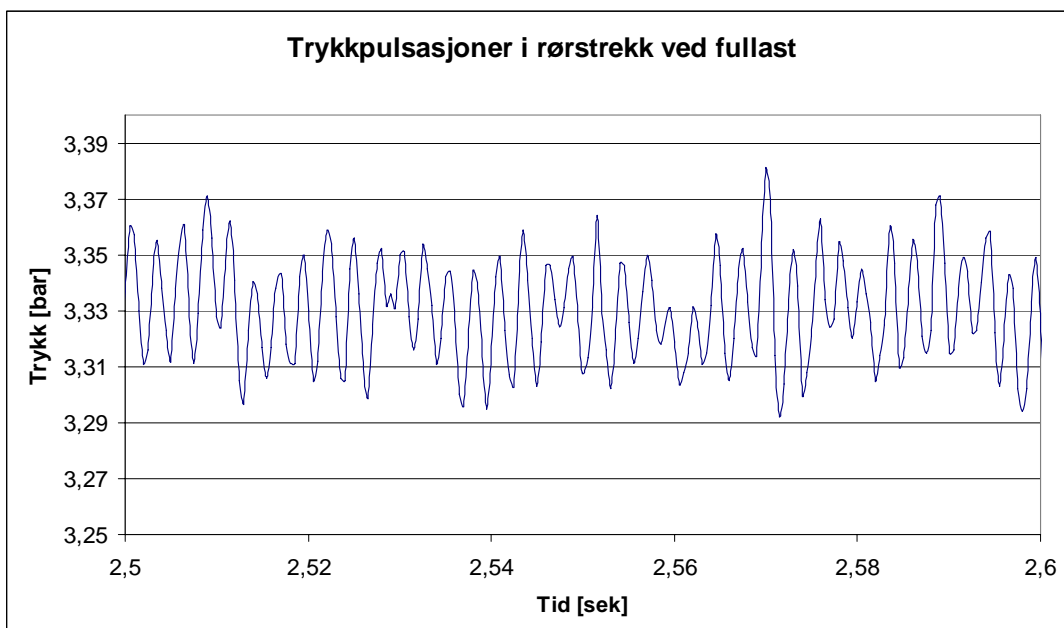
Figur 4-15 viser et utsnitt av trykkpulsasjonsmålingene i rørstrekket hvor pumpa går ved full- og dellast. Trendlinjen til dellast-målingene viser tydelig en saktegående svingning med en amplitude på 0,05 bar. På fullast-målingene er denne amplituden, som for begge har en frekvens på rundt 0,28 Hz, 0,02 bar.



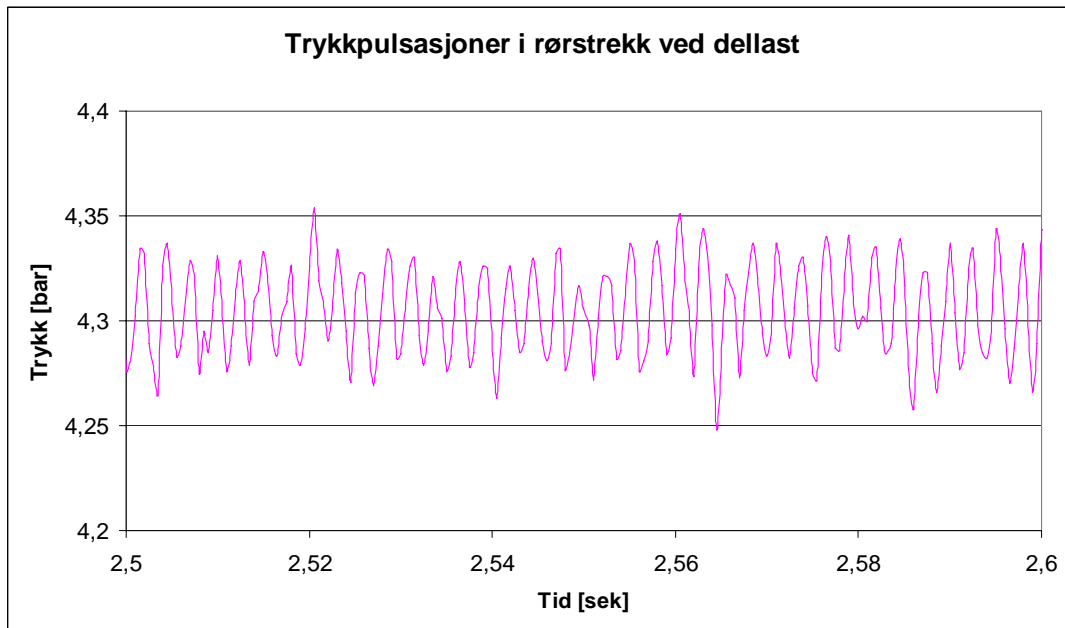
Figur 4-16, trykkpulsasjoner i rørstrekke ved fullast



Figur 4-17, trykkpulsasjoner i rørstrekk ved dellast



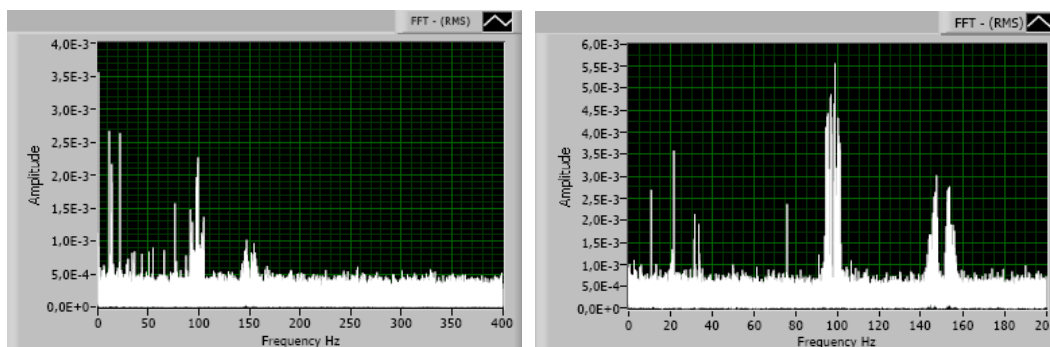
Figur 4-18, trykkpulsasjoner i rørstrekk ved fullast



Figur 4-19, trykkpulsasjoner i rørstrekk ved dellast

### 4.3 Trykkpulsasjoner i seriedrift

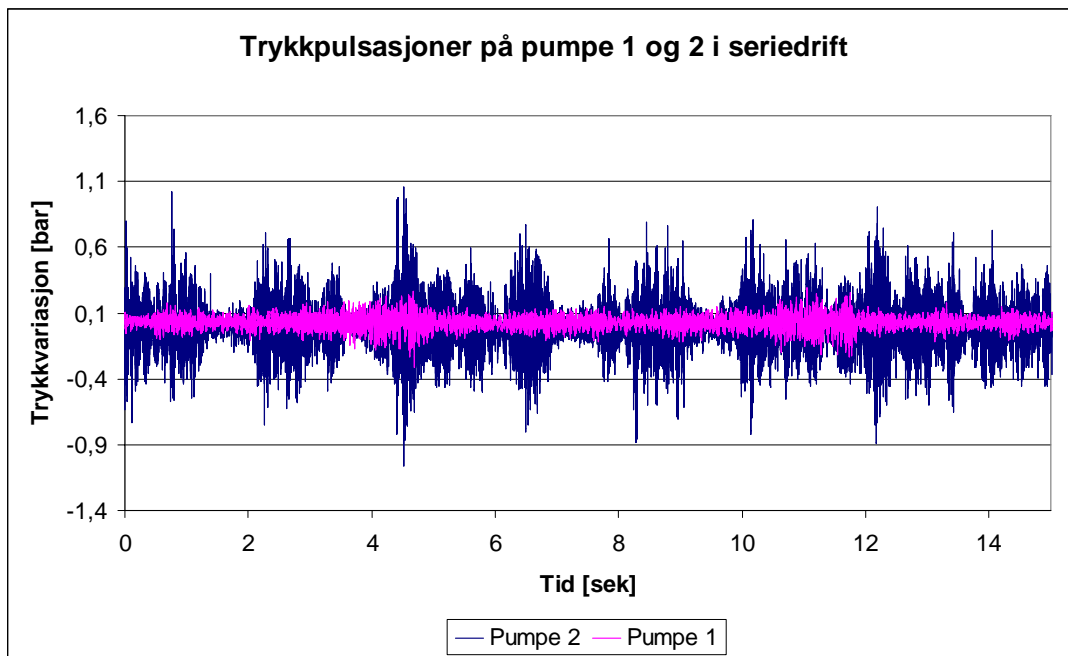
Det ble målt trykkpulsasjoner på begge pumpene, og i rørstrekket mellom høytrykkstanken og turbinen. Målingen som presenteres i dette kapittelet er ved fullast, der begge pumpene kjører med en hastighet på 650 RPM.



Figur 4-20, Trykkpulsasjoner på henholdsvis pumpe 1 og 2,  $\eta=80\%$ , 650 RPM

Figur 4-20 viser trykkpulsasjoner over målt på pumpe 1 og 2 i seriedrift, der begge pumpene kjører ved 650 RPM. Frekvensanalysen baserer seg på målinger over en periode på 325 sekunder og samplingsrate på 2000 Hz. Løpehjulshastigheten forventes å ligge på 10,8 Hz, og løpeskivfrekvensen på 75, 8 Hz. Analysen viser klare peaker på rundt disse frekvensene, i tillegg til å vise en peak på 21,7 Hz, som er 2. harmonien

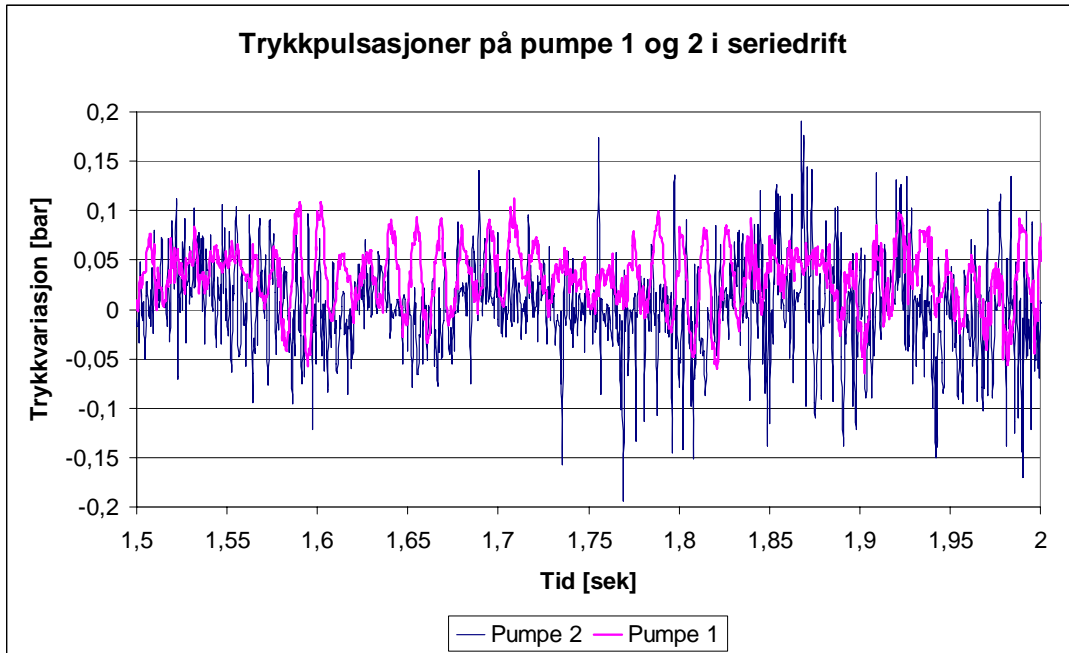
til løpehjulsfrekvensen. Det er også frekvenser ved 100 og 150 Hz, som muligvis er interferens med trefasefrekvensen (se kapittel 5.2.3). Amplituden av disse frekvensene er høyere på pumpe 2, og kan forklares med at kabelen til denne måleseksjonen er mer eksponert for ytre påvirkninger enn kabelen til måleseksjonen på pumpe 1 er. Dette illustreres også i neste figur.



Figur 4-21, trykkpulsasjonsmålinger over pumpe 1 og 2

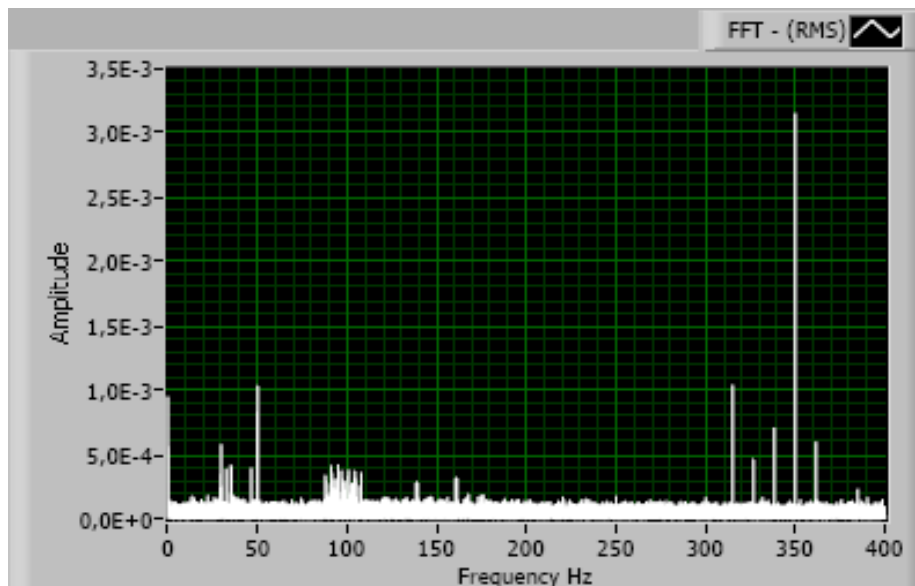
Figur 4-21 viser trykkpulsasjonsmålingene fra pumpe 1 og 2 i seriedrift. Det fremkommer tydelig at trykkmålingene over pumpe 2 er påvirket av støy. En sammenligning av dette signalet og det loggede turtallsignalet fra frekvensomformer viser en god korrelasjon mellom interferensen med kraftelektronikken, og er vedlagt i vedlegg B. Trykkpulsasjonsmålingen av pumpe 2 er trolig mer utsatt for ytre påvirkninger på grunn av at denne kabelen er mer eksponert enn kabelen til pumpe 1. Måleseksjonen er plassert nær frekvensomformerene, og kabelen passerer begge frekvensomformerne samt den ene asynkronmotoren.

Neste figur viser et utsnitt av foregående figur der målingene antas å være upåvirket av interferens.



Figur 4-22, utsnitt av trykkpulsasjonsmåling av Pumpe 1 og 2 i seriedrift.

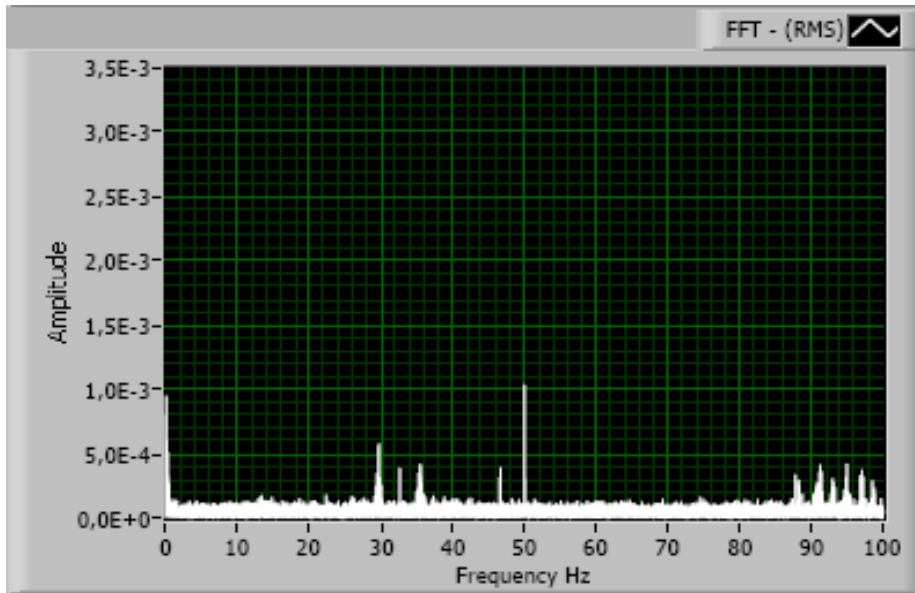
Figur 4-22 viser et utsnitt av trykkpulsasjonsmålingene på Pumpe 1 og 2. Tidsserien viser en variasjon i trykk på rundt 0,2 bar, som er rundt 4 % av totaltrykket.



Figur 4-23, Frekvensanalyse i rørstrekket, seriedrift

Figur 4-23 viser frekvensanalysen av trykkpulsasjoner i rørstrekket mellom høytrykkstanken og turbinen. Pumpene har en hastighet på 650 RPM, mens turbinen har en hastighet på 700 RPM. Utslaget på 350 Hz er løpeskivfrekvensen til turbinen:

$$f_i = \frac{n}{60} \cdot z_i = \frac{700RPM}{60} \cdot 30 = 350Hz$$

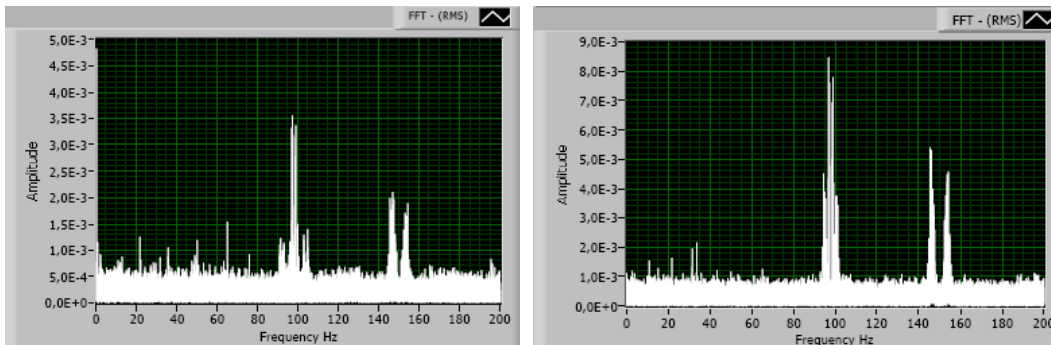


Figur 4-24, Frekvensanalyse i rørstrekket, seriedrift, 0-100 Hz

Figur 4-24 viser samme frekvensanalyse, der det er zoomet inn på frekvensområdet 0 til 100 Hz. Pumpas løpehjulshastighet, dens 2. harmoni, og løpeskivfrekvensen er ikke synlig her. Utslaget ved 50 Hz er interferens med nettfrekvensen. Frekvensene i området 90 til 100 Hz er trolig støy.

#### 4.4 Trykkpulsasjoner i parallelldrift

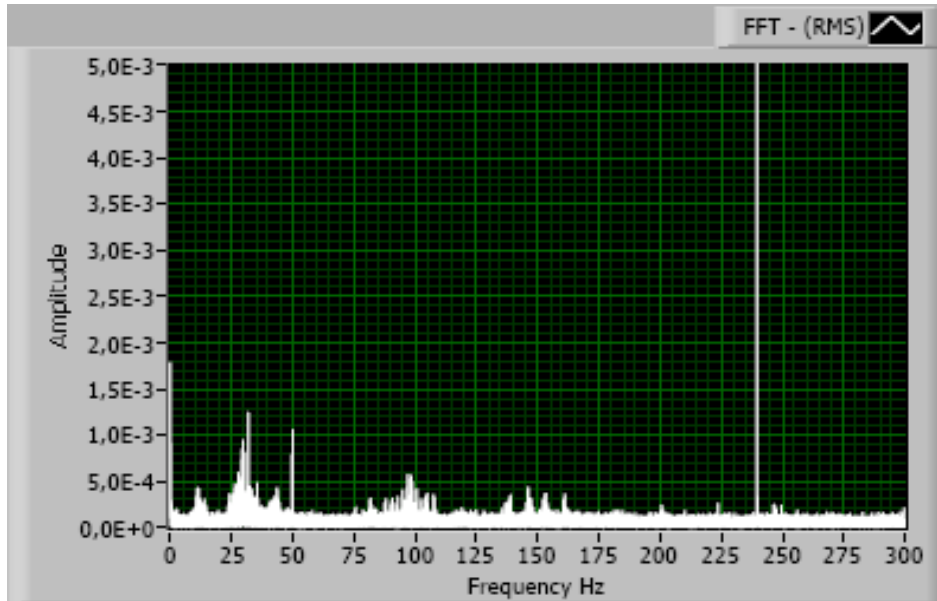
Det ble målt trykkpulsasjoner på begge pumpene, og i rørstrekket mellom høytrykkstanken og turbinen. Pumpene ble kjørt ved bestpunkt med en hastighet på 650 RPM, og turbinen med en hastighet på 480 RPM.



Figur 4-25, Trykkpulsasjoner på henholdsvis pumpe 1 og 2 ved 650 RPM,  $\eta = 83\%$

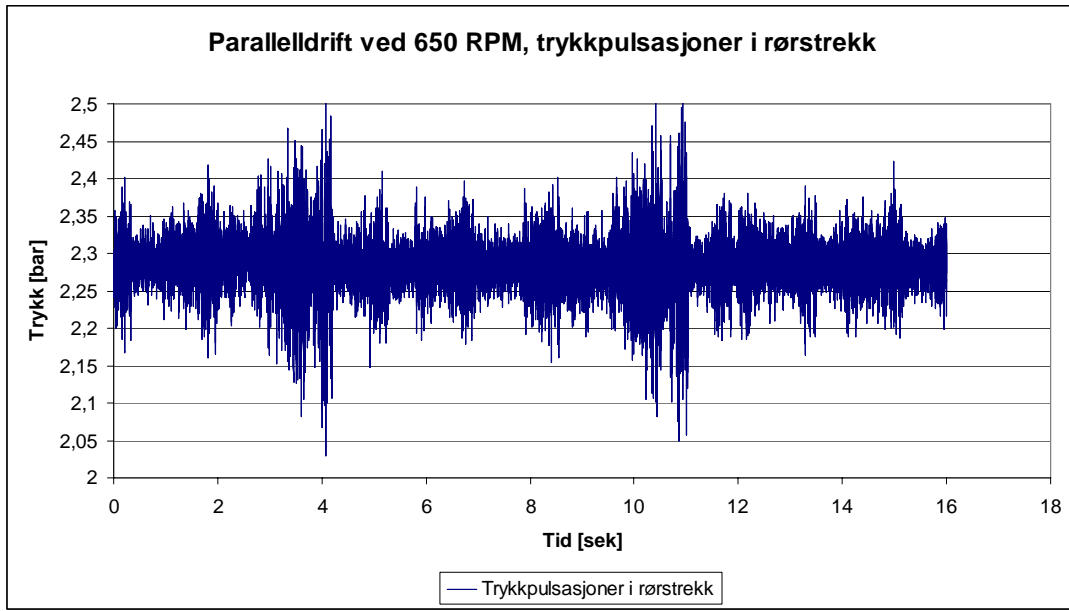


Frekvensanalysen, vist i Figur 4-25, viser amplituder ved løpehjulsfrekvensen på 10,8 Hz, og dens 2. harmoni. Løpeskovlfrekvensen på 75,8 Hz vises i analysen av pumpe 1, men denne er ikke like tydelig i analysen fra pumpe 2. Derimot er det frekvenser i områdene rundt 100 og 150 Hz som dominerer, som stammer fra interferens med kraftelektronikk (se kapittel 5.2.3).



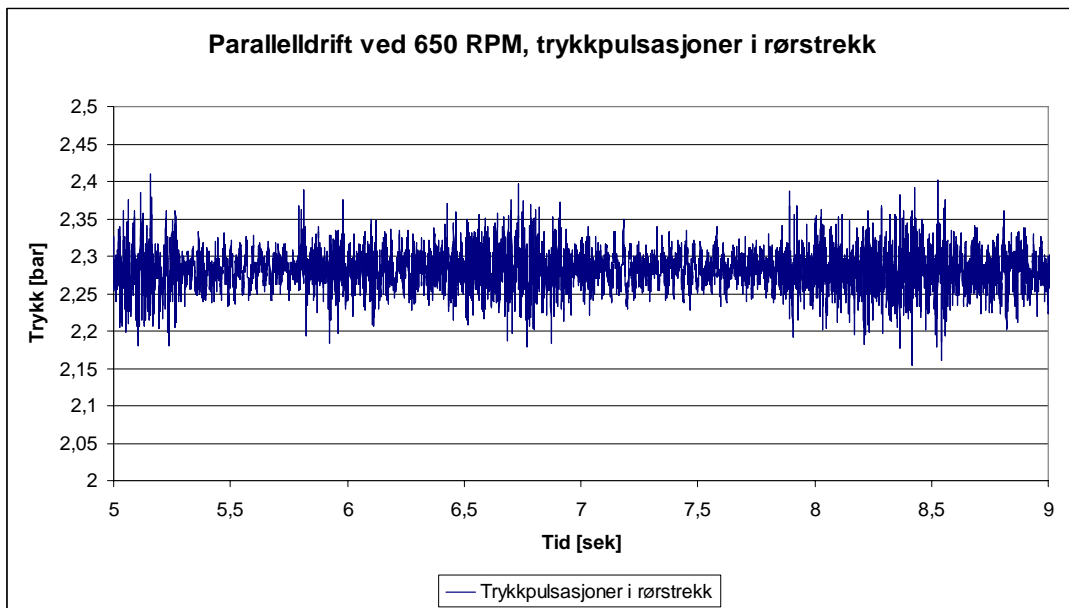
Figur 4-26, Frekvensanalyse i rørstrekket, paralleldrif

Figuren over viser frekvensanalysen av trykkpulsasjoner i rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin. Løpeskovlfrekvensen forårsaket av turbinen vises tydelig, med en frekvens på 240 Hz. I tillegg er det frekvenser ved 29,5 og 30,5 Hz hvor årsaken til disse ikke lar seg fastslåes.



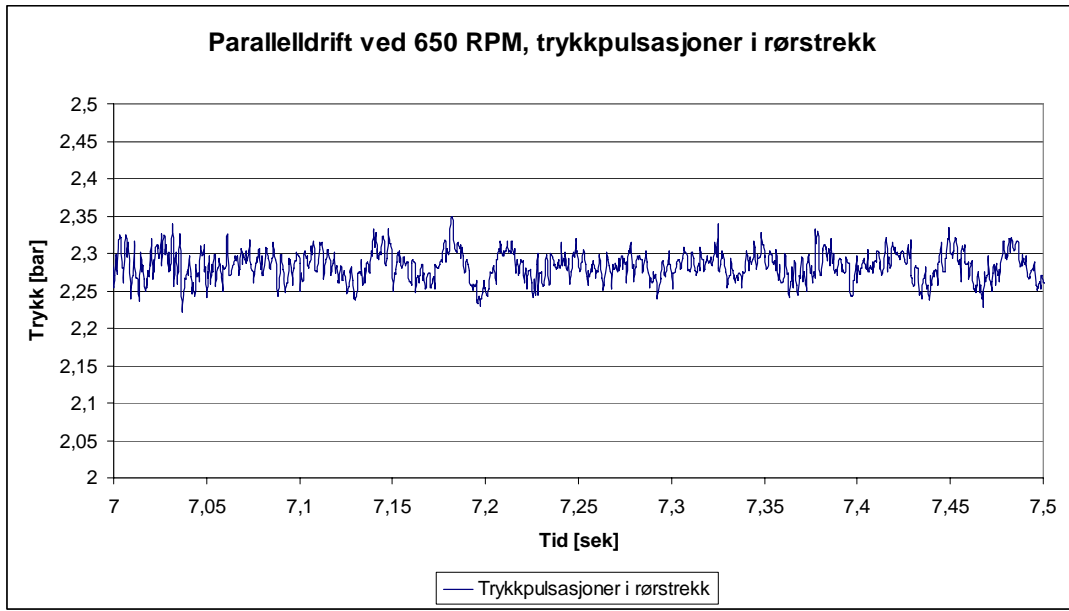
**Figur 4-27, trykkpulsasjoner i rørstrekk, paralleldrif ved 650 RPM**

Figur 4-27 viser trykkpulsasjoner i tidsplanet, målt i rørstrekket. Burstene ved 4 og 11 sekunder, med en periode på 7 sekunder, går igjen i alle målingene og er trolig interferens med kraftelektronikk. Neste figur viser et mindre utsnitt fra samme måling.



**Figur 4-28, utsnitt av trykkpulsasjoner i rørstrekk, paralleldrif ved 650 RPM**

Trykkpulsasjonene har en peak-to-peak verdi på rundt 0,2 bar, noe som tilsvarer en variasjon i totaltrykket på rundt 9 %.



**Figur 4-29, trykkpulsasjoner i rørstrekk, paralleldrif ved 650 RPM**

## 5 Diskusjon

I dette kapitlet blir resultater fra pumpeforsøkene diskutert, i tillegg til usikkerhet i målinger. Pumpekarakteristikken blir analysert for å finne eventuelle ustabile områder. Data fra produsentens egne forsøk, og forsøkene gjort i denne oppgaven blir sammenlignet. Trykkpulsasjonsmålingene og frekvensanalysene blir diskutert, og det blir gjort sammenligninger mellom ulike driftsområder.

### 5.1 Pumpekarakteristikk

#### 5.1.1 Usikkerhet i målinger

Målinger ble tatt med en samplingsfrekvens på 2000 Hz, og signalene ble logget med et 16 bits analog til digital loggekort. Trykkmålingene ble logget med en oppløsning som ga maksimal unøyaktighet på  $\pm 0,01$  % av full skala på 10-bars transmitterne. Andre målinger har neglisjerbar unøyaktighet som følge av oppløsning.

Det ble lagt stor vekt på å gjennomføre pumpemålingene etter forkriftene beskrevet i ISO 9906 så godt det lot seg gjøre. Imidlertid ble det nødvendig å inngå kompromisser. Blant annet trykkmålingene tatt på steder der en kan anta at strømningsforholdene er noe ugunstig. Pumpenes utløpstrykk ble målt i et bend, mens innløpet ble målt etter forgreininger. Her kan det oppstå lokal turbulens og trykkgradienter. De neste bildene viser forholdene.



**Figur 5-1, plassering av trykkuttak på utløpssiden av pumpene**



**Figur 5-2, plassering av trykkuttak på innløpssiden av pumpene**

Det ble laget ringmanifolder, hvor hver av de er koblet på fire trykkuttak sirkulært på rørene. Trykket blir derfor midlet fra disse uttakene og logget med en trykktransmitter.

Måling av tilført effekt til pumpene foregikk med wattmetermetoden, der ABBs interne målemetode ble brukt. Denne baserer seg på å måle strøm og spenning over forsyningstrafoene i frekvensomformerer, og målingen er et ledd i ABBs motorstyring. Denne målemetoden har større unøyaktighet enn for eksempel turtalls- og momentmålinger, og står for den største kilden til unøyaktighet i forsøket. ABB oppgir unøyaktigheten til  $\pm 1\%$  av full skala som er 315 kW. Under forsøkene ble derfor pumpene kjørt ved en så høy effekt som mulig for å ligge på den øvre del av skalaen. Dette bidrar til å minimere denne usikkerheten.

Motorens virkningsgradskurve er vedlagt i vedlegg A, og viser en virkningsgrad på 96,0 % ved nominelt turtall. Forsøkene ble gjort ved turtall under nominelt turtall, og det anslås at også her er virkningsgraden 96,0 %.

Ved serie- og paralleldrif ble total tilført effekt til begge pumpene anslått på basis av effektmålinger fra kun én av de to frekvensomformerne. Det ble antatt at begge pumpene fikk tilført samme mengde effekt ved de ulike driftsområdene. Dette er ikke nødvendigvis korrekt, og virkningsgradsmålingene fra serie- og paralleldrif vil derfor ha en større unøyaktighet enn virkningsgradsmålingene ved singeldrift.

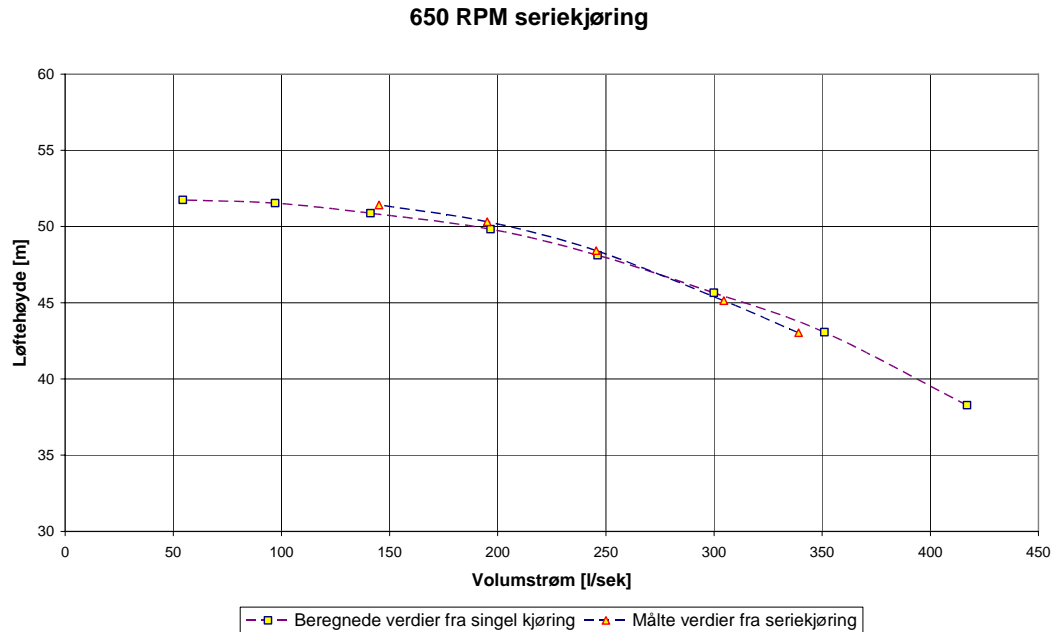
En annen kilde til unøyaktighet i effektmålingene stammer fra kalibrering. Kalibreringen foregikk ved å sette verdiene avlest direkte fra LCD-displayet på de loggede strømsignalene. En slik kalibrering kan føre til en systematisk feil som i verste fall kan gi store utslag. Allikevel anslås disse målingene til å være fullgode for dette forsøket, ettersom fokuset er satt på selve pumpekarakteristikken og ikke virkningsgradsmålingene av pumpene.

I de påfølgende delkapitlene gjøres det sammenligninger av beregnede karakteristikk på basis av singeldrift, og de målte karakteristikkene ved serie- og singeldrift. I tillegg blir garantidata fra produsent sammenlignet med verdier fra forsøket.

### **5.1.2 Sammenligning av målte og beregnede verdier ved serie- og paralleldrif**

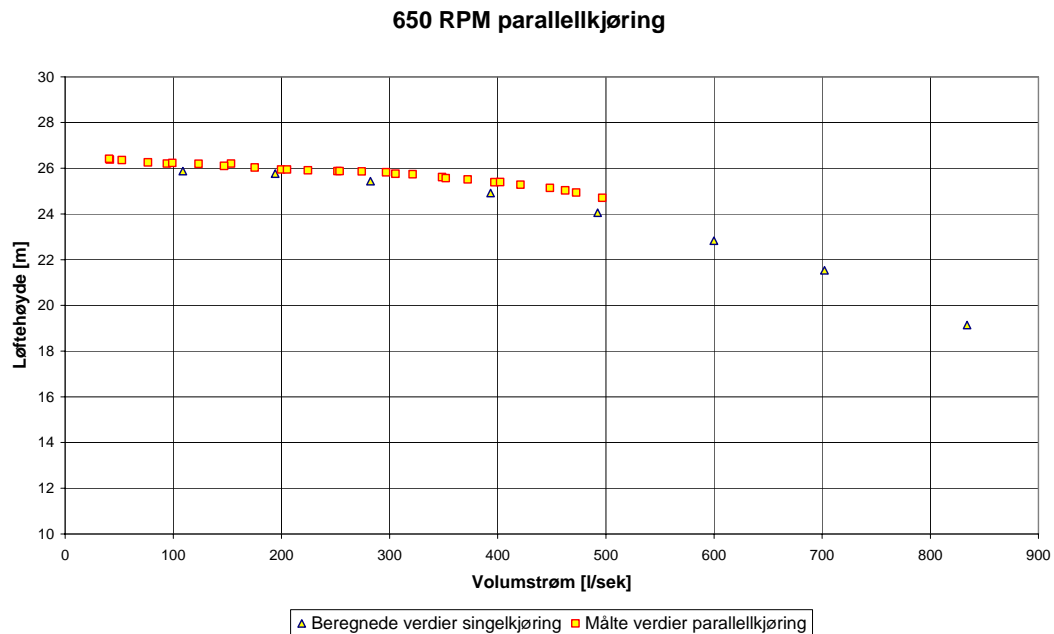
I dette delkapittelet blir målte pumpekarakteristikk ved serie-, og paralleldrif sammenlignet med beregnede verdier fra målinger gjort ved singeldrift.

I påfølgende figur vises den målte pumpekarakteristikken ved seriedrift. Den andre kurven viser en beregnet pumpekarakteristikk basert på målinger ved singel kjøring, der løftehøyden er multiplisert med 2. Begge forsøkene ble gjort ved et turtall på 650 RPM.



**Figur 5-3, sammenligning av målte karakteristikk med beregnede karakteristikk**

Figuren nedenfor viser en tilsvarende sammenligning i paralleldrift. Her er volumstrøm fra målingene ved singelkjøring multiplisert med 2.

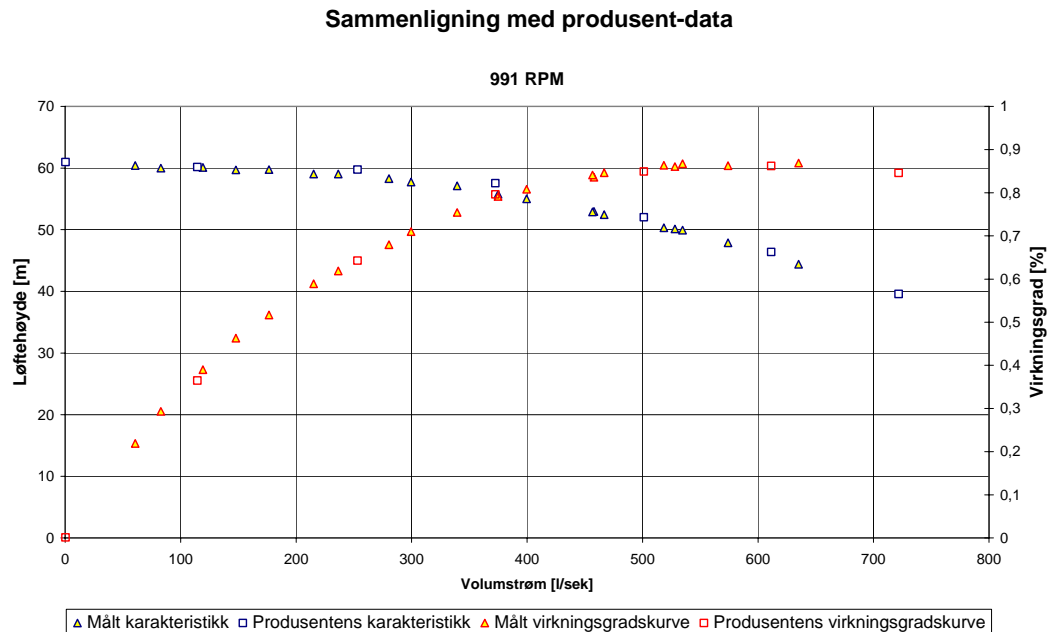


**Figur 5-4, sammenligning av målte karakteristikk med beregnede karakteristikk**

Begge figurene gir sammenfallende kurver.

### 5.1.3 Sammenligning av målte verdier og garantidata fra produsent

I påfølgende figur vises en illustrativ sammenligning av måleresultater og produsentens garantidata.



Figur 5-5, sammenligning med produsentens egne garantidata

Sammenligningen viser at målingene er i overensstemmelse med data levert fra produsenten. Testdataene fra produsenten er vedlagt i vedlegg A.

## 5.2 Trykkpulsasjoner

Det ble foretatt trykkpulsasjonsmålinger i singel-, serie-, samt paralleldrif. I dette kapittelet presenteres og diskuteres utvalgte målinger og analyser fra forsøkene.

### 5.2.1 Sammenligning av trykkamplituder ved forskjellige frekvenser

#### 5.2.1.1 Løpehjulsfrekvensen

Løpehjulsfrekvensen til pumpene var identifiserbar i trykkpulsasjonsmålingene under singel og seriedrift, men var derimot vanskeligere å identifisere under paralleldrif.



Fra sammenligningen mellom full- og dellast i singeldrift ble det observert at amplituden er størst ved fullast.

I målingene på rørstrekket mellom høytrykkstank og turbin er derimot løpehjulsfrekvensen dempet betraktelig.

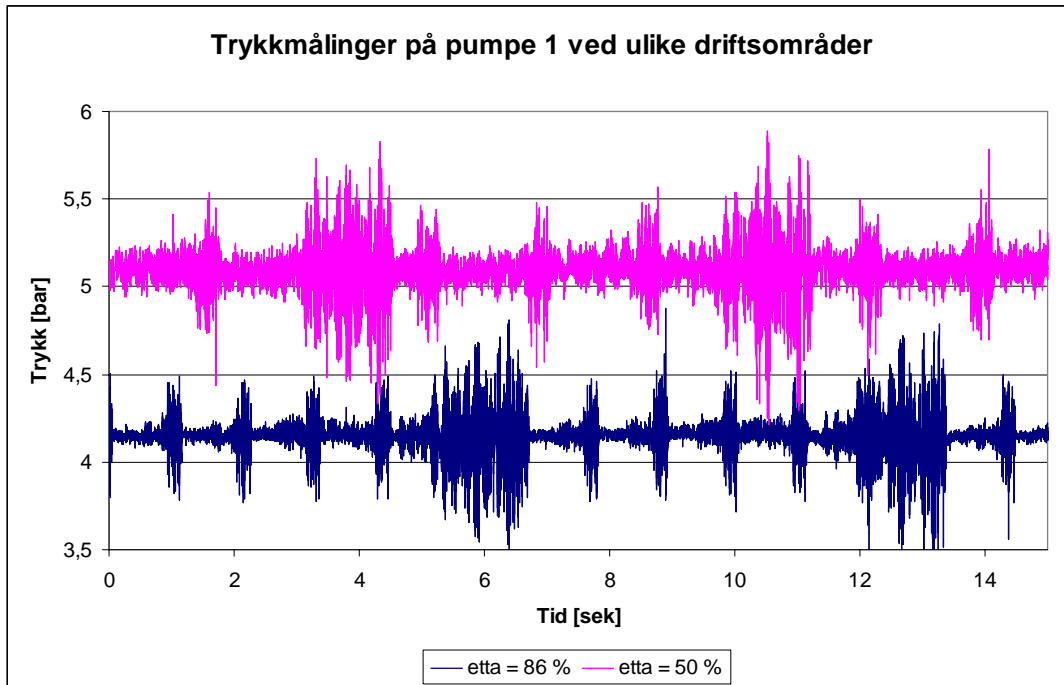
### **5.2.1.2 Løpeskovlfrekvensen**

Løpeskovlfrekvensen er identifiserbar i trykkpulsasjonsmålingene under singel-, serie-, samt paralleldrift, der amplituden er, i motsetning til løpehjulsfrekvensen, større ved dellast. I målingene fra rørstrekket er denne frekvensen knapt registrerbar.

Frekvensanalysen av trykkpulsasjonene i rørstrekket var dominert av turbinmodellens løpeskovlfrekvens. Denne frekvensen ble imidlertid ikke registrert i målingene på pumpene, noe som underbygger påstanden om at høytrykkstanken demper og eliminerer slike frekvenser.

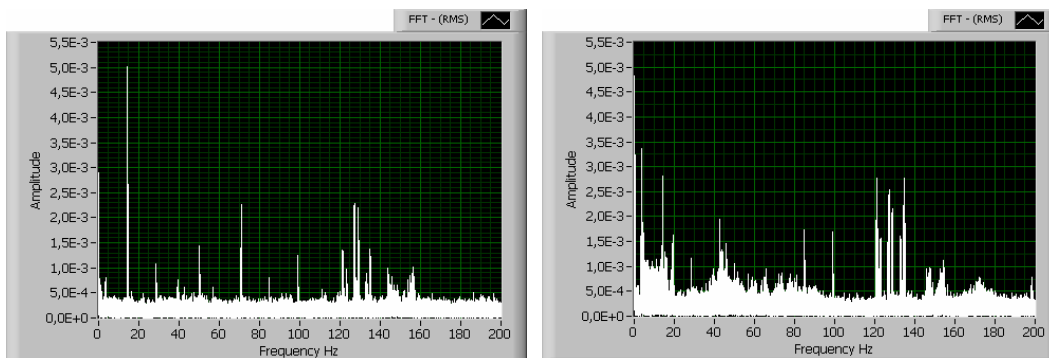
### **5.2.2 Trykkpulsasjoner i ulike driftsområder**

Påfølgende figur viser trykkpulsasjoner i tidsplanet ved to ulike driftsområder. Begge målingene er tatt i singeldrift ved et pumpeturtall på 850 RPM, der den ene grafen representerer trykkmålinger fra pumpe en med virkningsgrad på 86 %, og den andre med virkningsgrad på 50 %.



**Figur 5-6, trykkmålinger ved ulike driftsområder. Blå graf er ved fullast, rosa ved dellast**

Figur 5-6 viser at trykkpulsasjonene hovedsakelig har en høyere amplitude ved dellast. Figuren viser kraftige burster på begge grafer som skyldes interferens med kraftelektronikk (mer om dette finnes i kapittel 5.2.3).



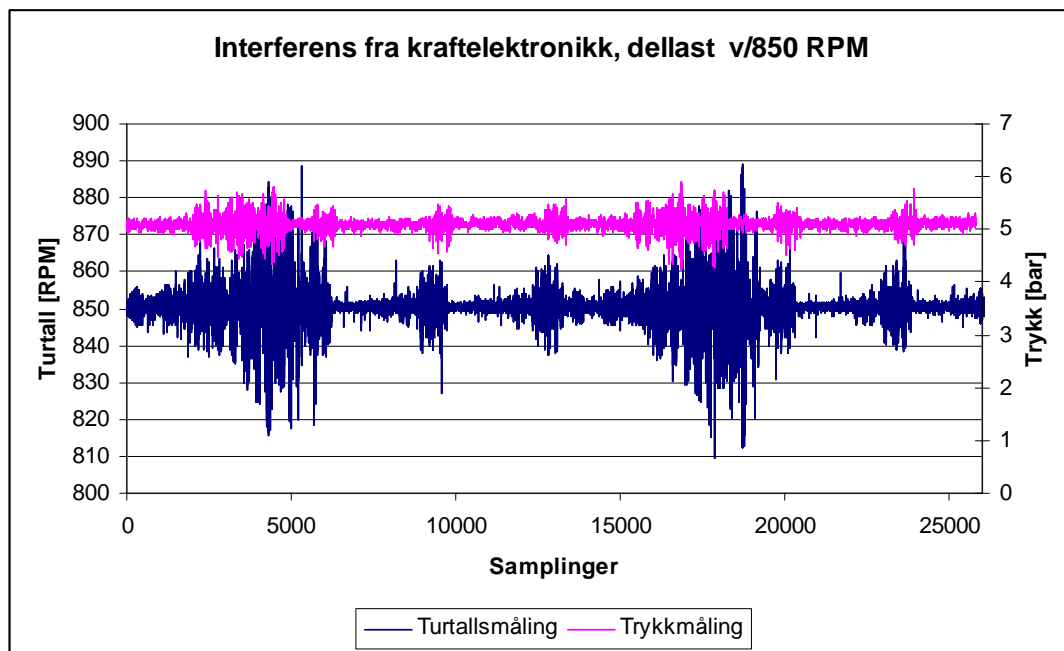
**Figur 5-7, frekvensanalyse av trykkpulsasjoner på pumpe 1 ved henholdsvis full- og dellast**

Figur 5-7 viser frekvensanalyser av trykkpulsasjonsmåling på pumpa, ved absolutte frekvenser for henholdsvis full- og dellast. Det framkommer av sammenligningen at det ved dellast er flere frekvenser med relativt høye amplituder som dominerer strømningsbildet, enn det er ved fullast. Frekvensanalysen av dellast-målingene viser høye amplituder ved relativt lave frekvenser, mens begge har en høy amplitude ved

rundt 0,3 Hz (se Figur 4-15). Det er uklart hva kilden til denne frekvensen er, men det anslås at de kan være en egenfrekvens til en komponent i systemet.

### 5.2.3 Interferens med kraftelektronikk

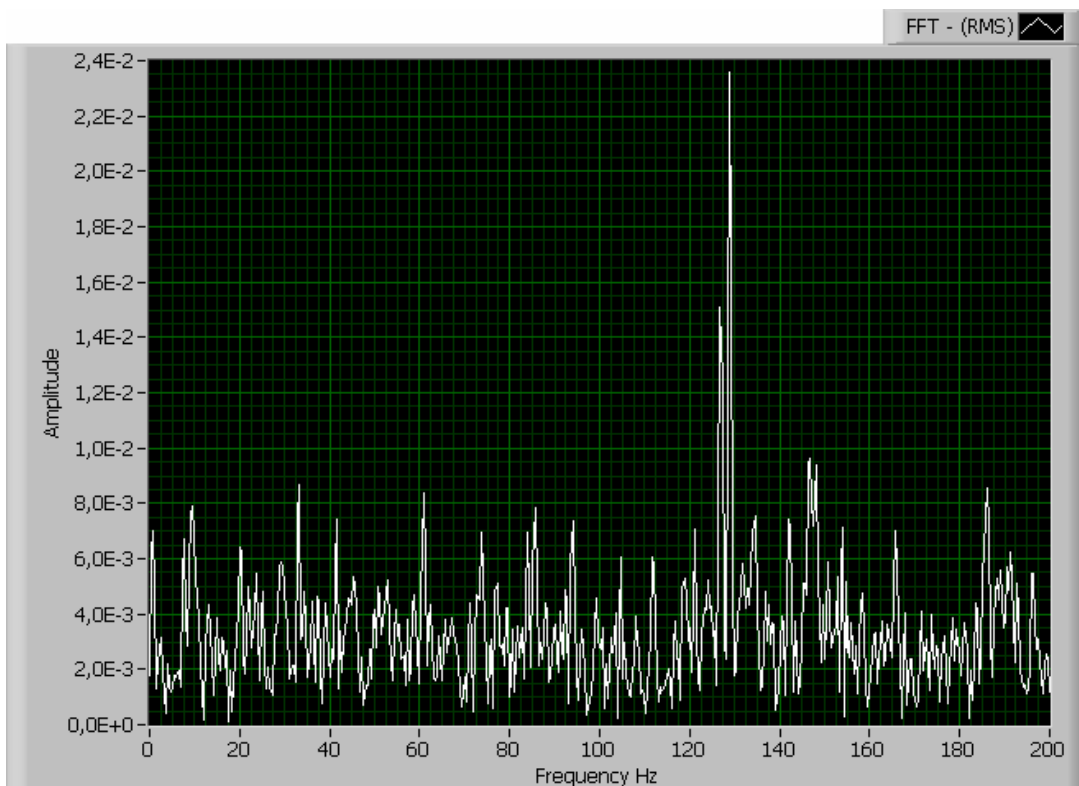
Trykkmålingene preges av burster, eller høyfrekvente svingninger med stor amplitude, hvert sekund eller mer. Dette skyldes interferens med kraftelektronikk som befinner seg i rommet hvor pumpene står. Dette kan illustreres ved å sammenligne målinger av turtall versus trykkmålingene. Turtallsmålingene viser samsvarende burster ved samme tidsintervall. Etersom turtall ikke kan endres momentant, på grunn av treghet i systemet, kan det derfor antas at burstene skyldes støy fra omkringliggende kraftelektronikk. Kilden til denne støyen er fortsatt uklar, men det antas at det kommer fra frekvensomformereren.



Figur 5-8, interferens fra kraftelektronikk

Figuren viser en sammenligning av logget turtalls- og trykksignal. Burstene inntreffer med samme periode, og viser en klar korrelasjon. En tilsvarende figur ved fullast er vist i vedlegg B.

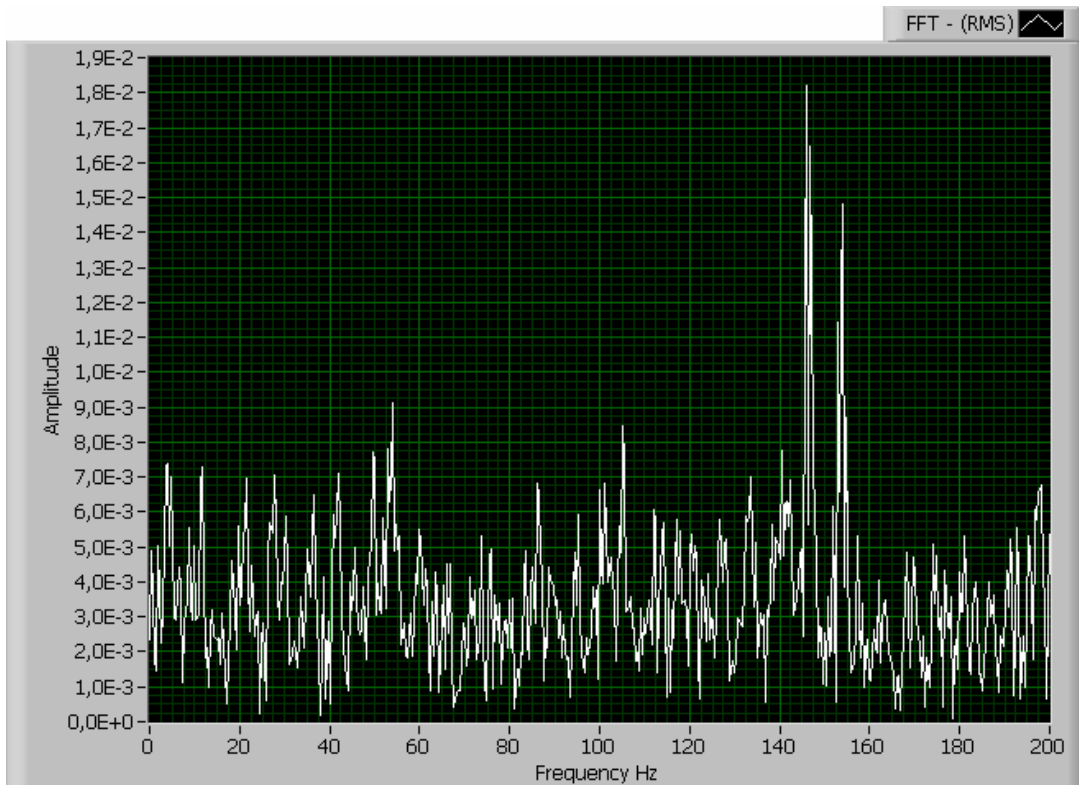
Ved å frekvensanalysere burstene kan en se hvilke frekvens de er ved. En slik analyse er vist i påfølgende figur, tatt i singeldrift ved dellast.



**Figur 5-9, FFT-analyse av interferens med kraftelektronikk, pumpeturtall 850 RPM**

Analysen gir utslag store utslag ved 130 Hz, en frekvens som går igjen i alle frekvensanalysene av trykkpulsasjonene fra pumpe, hvor den går ved 850 RPM.

I serie- og paralleldrif ble pumpe kjørt ved 650 RPM, og frekvensanalysene ga store utslag ved 150 Hz. Ved å analysere burstene fra disse målingene ble denne frekvensen funnet, vist i Figur 5-10. Her er burstene i trykkmålingene fra pumpe 1 i paralleldrif analysert.



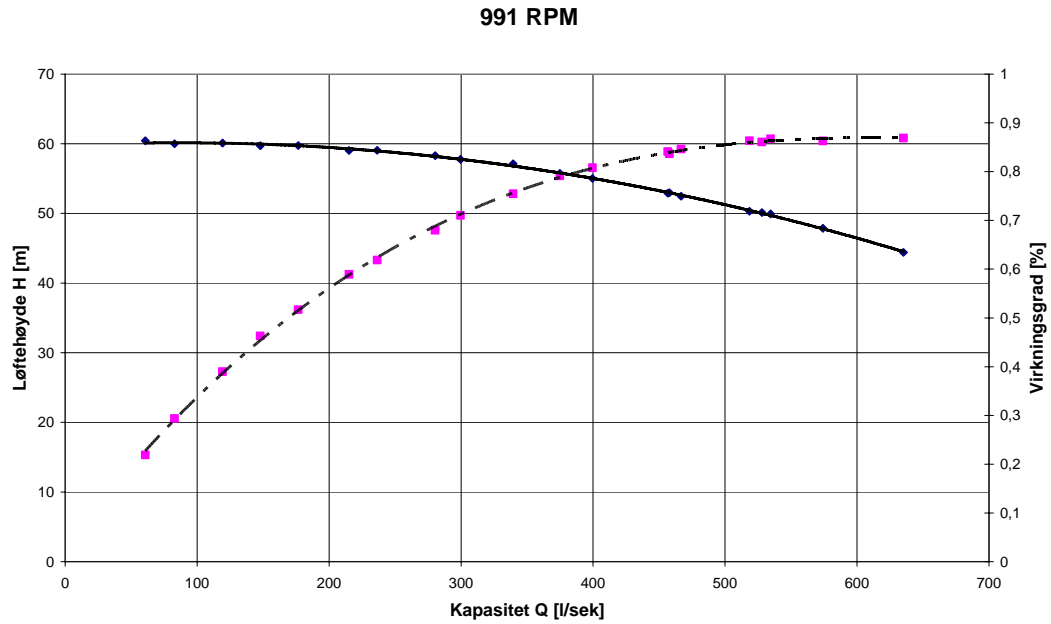
**Figur 5-10, FFT-analyse av interferens med kraftelektronikk, pumpeturtall 650 RPM**

Signalkablene som ble brukt var relativt lange på grunn av den store avstanden mellom måleseksjon og loggeterminal (rundt 35 meter). Kablene var utstyrt med elektrisk skjerming, men under forsøket ble ikke disse koblet mot jord. Kabelskjerming er laget av et lavmotstands-materiale, og siden strøm alltid vil ta den minstes motstands vei, ville jording av skjermingen ha ført til at storparten av den induerte strømmen ville vært unngått.

Turtallet ble logget som strømsignal, og trykket som spenningssignal, noe som forklarer forskjellen i den prosentvise påvirkningen av støy. Spenningssignal er mer ømfintlig for ytre påvirkninger på grunn av at støy, ofte i form av induert spenning, adderes på voltsignalet.

### **5.3 Ustabile områder i Q-H-diagram**

Målingene gir en pumpekaraktistikk uten positive trykkgradienter, noe som indikerer at pumpekaraktistikken er stabil.



**Figur 5-11, pumpekarakteristikk for pumpe i singeldrift ved nominelt turtall**

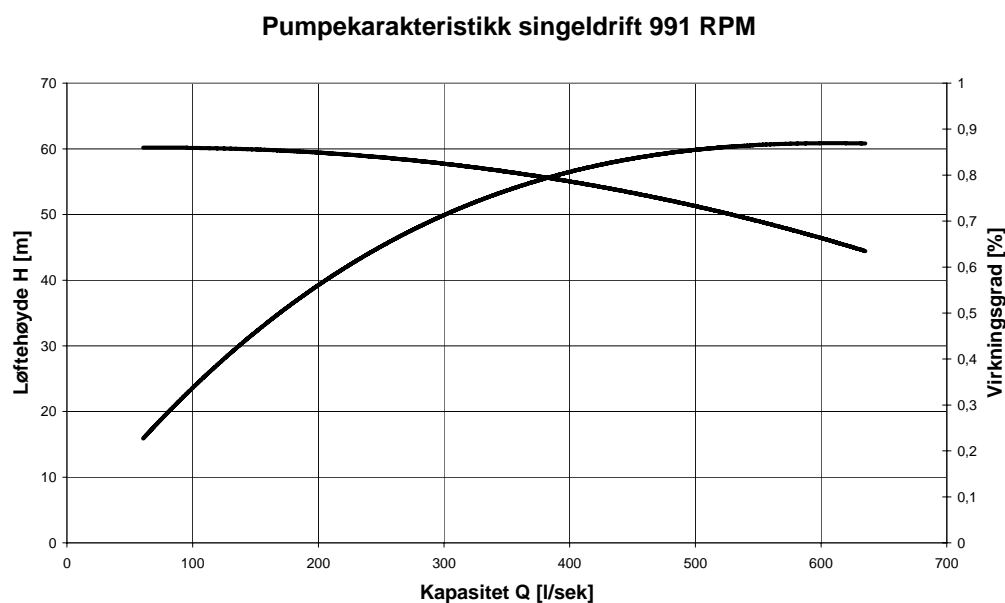
Fra produsentens side er det oppgitt at pumpene har en ustabil pumpekarakteristikk i området der volumstrøm er mindre enn 27 % av optimal volumstrøm [15]. Ved 991 RPM vil det derfor være ustabilitet ved volumstrøm mindre enn 140 liter per sekund. Ut fra egne målinger er det derimot lite som tyder på at pumpa har en statisk ustabilitet.

## 6 Konklusjon

### 6.1 Konklusjoner i forbindelse med pumpekarakteristikken

Det ble laget en pumpekarakteristikk med virkningsgradskurve på grunnlag av trykk-, volumstrøms-, effekt- og turtallsmålinger. Det ble brukt affinitetslover for å kunne presentere karakteristikken ved nominelt turtall. Tilført effekt til pumpene ble målt over den ene av totalt to frekvensomformere ved hjelp av wattmetermetoden. Denne målingen inngår i ABBs interne styringssystem av pumpene. Andre målinger som ble utført var temperaturmålinger og måling av vannets gassinnhold, i tillegg til andre målinger som inngår i typiske turbinforsøk.

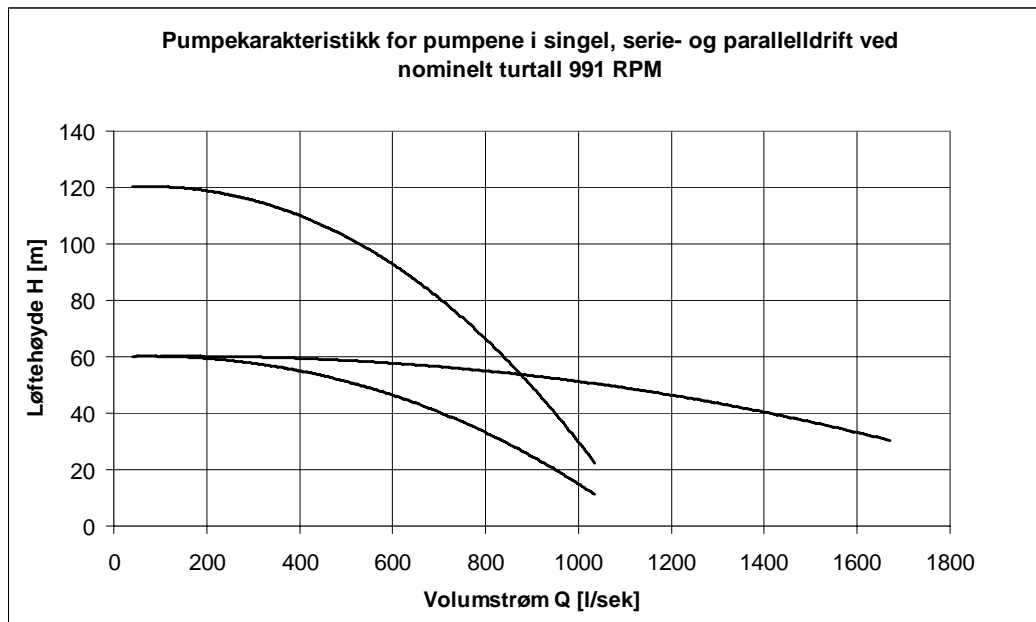
Figur 6-1 viser den resulterende pumpekarakteristikken og virkningsgradskurven ved nominelt turtall, basert på målinger på pumpe 1. Pumpa har bestpunkt ved  $Q = 600$  l/sek. Virkningsgraden i bestpunktet er 86,7 %.



**Figur 6-1, Pumpekarakteristikk for pumpe 1 i singel drift ved nominelt turtall**

Pumpekarakteristikken er i overensstemmelse med garantidata fra produsent.

Pumpene ble også kjørt i serie- og paralleldrif, og det ble utarbeidet pumpekarakteristikk med virkningsgradskurve fra disse målingene. Figuren under viser komplette pumpekarakteristikk for de ulike driftskonfigurasjonene. Kurvene baserer seg på målingene fra pumpe 1 i singel drift, hvor punktene utenfor området som lot seg måle ble estimert i MS Excel.



Figur 6-2, pumpekarakteristikk ved singel-, serie- og paralleldrif ved nominelt turtall

## 6.2 Konklusjoner fra frekvensanalysen

Frekvensanalysen viste at trykkpulsasjoner produsert i pumpene dempes kraftig ut gjennom høytrykkstanken. Pumpas løpeskivfrekvens elimineres, mens løpehjulsfrekvensen dempes med en faktor på rundt 4 ved singeldrift av pumpe. Denne frekvensen forventes å bli dempet ytterligere i rørstrekket før vannet går inn i turbinens spiraltromme. I serie- og paralleldrif er løpehjulsfrekvensen totalt eliminert i høytrykkstanken. FFT-analysen av trykkpulsasjoner i rørstrekket domineres av turbinmodellens løpeskivfrekvens, mens denne ikke er registrerbar i det hele tatt i pumpemålingene. Denne pulsasjonen er dermed helt eliminert i høytrykkstanken. Fra disse observasjonene kan det konkluderes med at turbinforsøk ikke lar seg påvirke av trykkpulsasjoner fra pumpene, med et unntak i pumpas løpehjulsfrekvens. Ved fremtidige trykkpulsasjonsanalyser av turbinhjul bør pumpas turtall logges eller registreres, slik at denne frekvensen kan tilskrives pumpa.



### **6.3 Konklusjoner fra stabilitetsanalysen**

Pumpekarakteristikken som fremkommer av forsøket viser ingen tegn på statisk ustabilitet. Det eksisterer ingen klare positive trykkgradienter, verken på kurven som fremkommer av forsøket og kurven levert fra produsent. Produsenten advarer likevel at pumpekarakteristikken er ustabil i området opp til 27 % av optimal volumstrøm, noe som tilsvarer rundt 140 liter per sekund ved nominelt turtall.

Under forsøket ble pumpene kjørt i både serie og parallell. Pumpenes turtall ble regulert hver for seg. Det ble ikke registrert problemer under turtallsregulering av pumpene.

### **6.4 Videre arbeid**

Under arbeidet med oppgaven ble det bekreftet at frekvensomformerne er satt opp til å kjøre effekt begge veier, noe som muliggjør turbindrift av pumpene. Dette er ønskelig fra vannkraftlaboratoriet side, slik at også pumpe-turbiner kan testes ut i laboratoriet. For å sette opp pumpene til dette kreves det imidlertid en omprogrammering av PLS.

Ved fremtidige målinger av pumpene bør signalkablene beskyttes mot elektrisk interferens. Dette kan til en viss grad gjøres ved å jorde kabelskjermen.

## Referanser

- [1] Kjølle, A., *Hydraulisk Måleteknikk. Grunnleggende prinsipper og målemetoder*, 2. utg. Trondheim 2003.
- [2] IEC 9906:1999: Rotodynamic pumps. Hydraulic performance acceptance tests. Grades 1 and 2. Brussels 1999.
- [3] Anderson, H., *Centrifugal pumps and allied machinery*, 4th edition. Oxford: Elsevier Advanced Technology, 1994.
- [4] Holzenberger, K., Jung, K., *Centrifugal pump lexicon*, 3rd edition. Frankenthal: KSB AG, 1990.
- [5] ABB, Dyrendahl, I. Personlig kommunikasjon, 3. september 2007.
- [6] Brekke, H., *Pumper og turbiner kompendium*. Trondheim: Kompendieforlaget, 1999.
- [7] Lazarkiewicz, S., Troskolanski, A., *Impeller pumps*, 1st edition. Warsaw: Pergamon Press, 1965.
- [8] ABB Oy., Firmware manual, ACS800 Standard application program 7.x., 2006.
- [9] Guelich, J.F., *Pressure pulsations in centrifugal pumps*. Transactions of ASME 114, 1992, p. 272 – 279.
- [10] Greitzer, E.M., *Stability of pumping systems – the 1980 Freeman scholar lecture*. Transactions of ASME 103, 1981, No 2, p. 193 – 242.
- [11] Haugan, K., Diplomoppgave – *Trykkpulsasjoner i Francisturbiner*, NTNU Vannkraftlaboratoriet 2007.
- [12] Wheeler, A., Ganji, A., *Introduction to engineering experimentation*, 2nd edition IE. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2004.

- [13] Technical specifications for the ACS800-17 [online], Tilgjengelig fra:  
<http://www.abb.no> [besøkt 17. jan. 08].
- [14] White, Frank M., *Fluid Mechanics*, 5th edition, New York: McGraw-Hill Higher Education, 2003.
- [15] E-post korrespondanse, Brandåstrø, B., Langnes, M., Lindflaten AS, 14. juni 2002.
- [16] E-post korrespondanse, Jenssen, T., Dyrendahl I., ABB AS, 19. oktober 2007.
- [17] Korrespondanse, Jenssen, T., Kjeldsen, M., 4. februar 2008.
- [18] Dokumentasjon RDLO 400-665 B, Oslo 2003, Lindflaten AS.
- [19] Brekke, H., *Grunnkurs i hydrauliske strømningsmaskiner*. Trondheim: Vannkraftlaboratoriet 2000.
- [20] Kobro, E., Jenssen, T. W., DAK-tegninger av Vannkraftlaboratoriet.
- [21] Produktbeskrivelse av RDLO pumper [online], Tilgjengelig fra:  
<http://www.ksb.com> [besøkt 13. okt. 2007]

## Vedlegg

- Vedlegg A – Virkningsgrad motor og pumpekarakteristikk fra produsent
- Vedlegg B – Interferens med kraftelektronikk
- Vedlegg C – Hastighetsdiagrammer

# Vedlegg A, Virkningsgrad motor og pumpekarakteristikk fra produsent

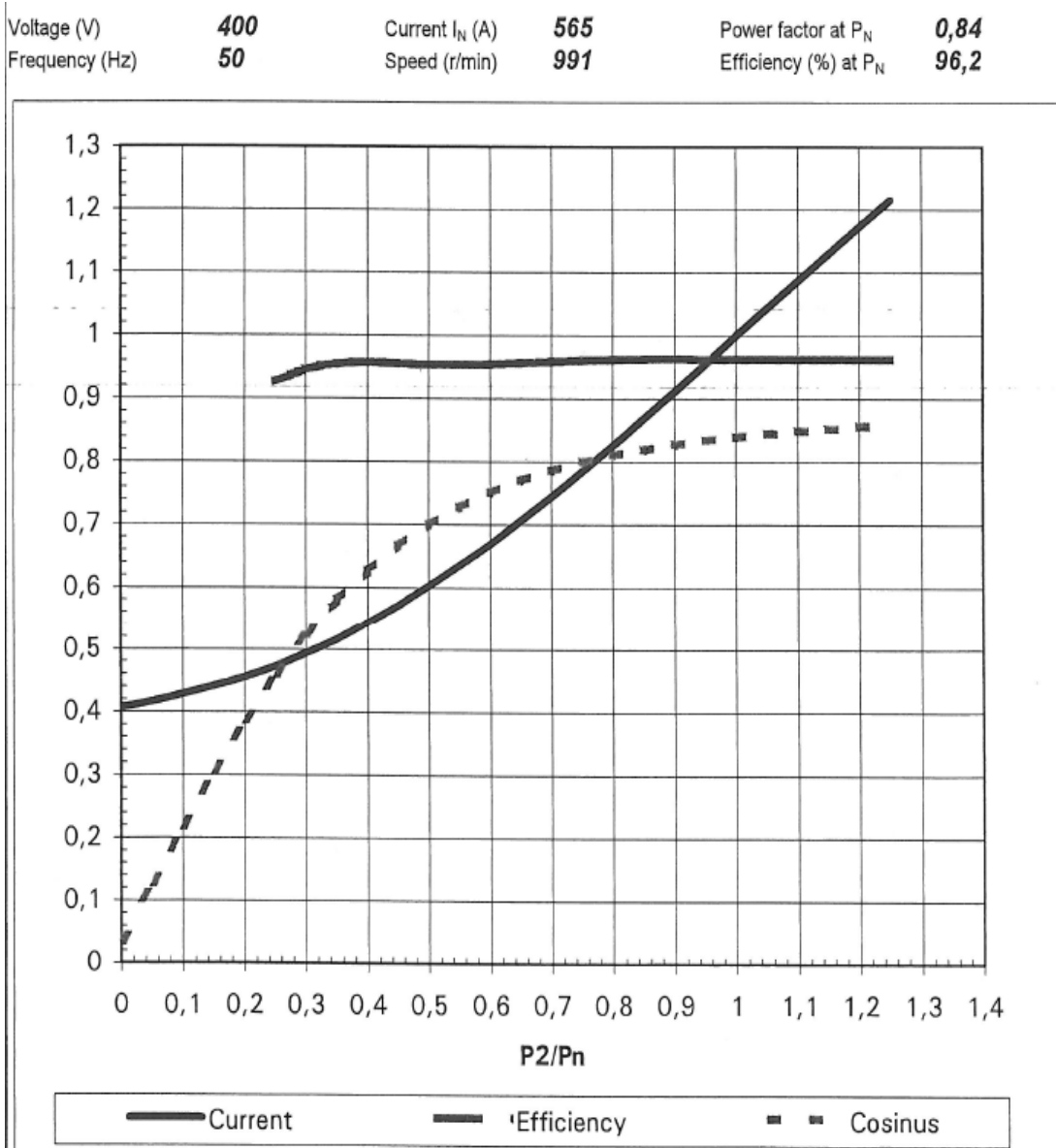
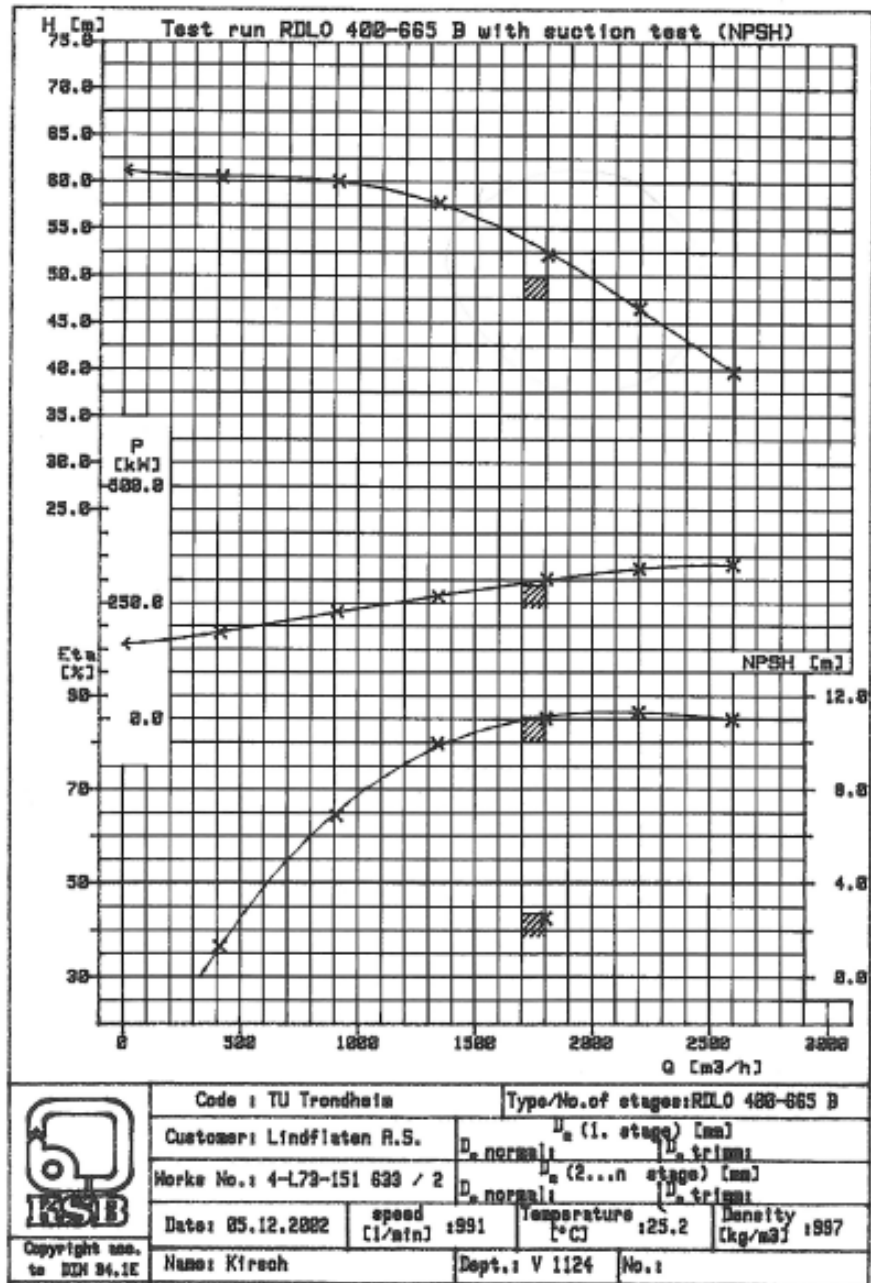


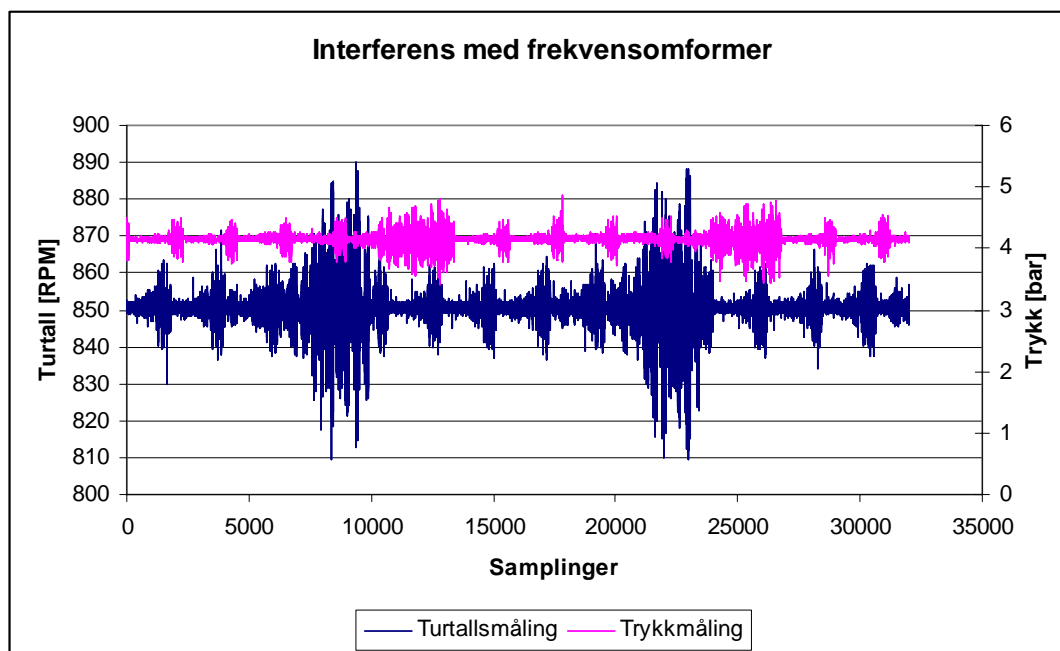
Fig. 1, virkningsgrad av asynkronmotor ved nominelt turtall 991 RPM [18]



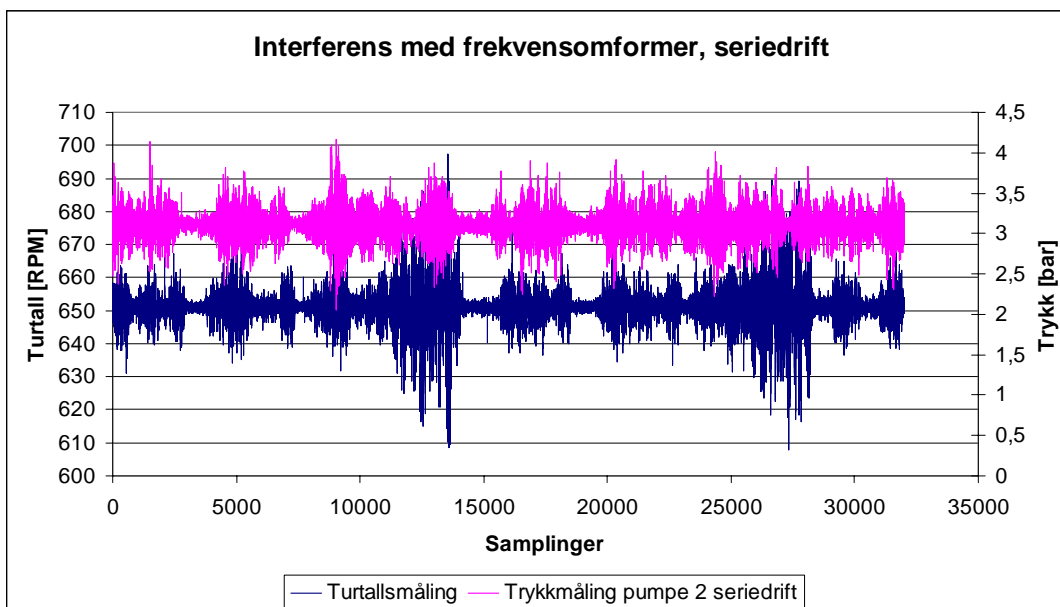
[ | 11 / 11 ]

Fig. 2, pumpekarakteristikk fra produsent [18]

## Vedlegg B, Interferens med kraftelektronikk



Figuren viser trykk- og turtallsmålinger ved singeldrift av pumpe 1. Burstene som inntreffer rundt en gang i sekundet på trykkmålingene sammenfaller med burstene i turtallsmålingene. Dette tyder på at burstene kommer fra en ekstern kilde.



## Vedlegg C, Hastighetsdiagrammer

Et generelt hastighetsdiagram er vist i Fig. 3.  $u$  er periferihastighet,  $c$  er absolutthastighet og  $w$  er vannets relative hastighet i forhold til løpehjulet. Retningen på  $w$  er definert av blandvinkelen. Sammenhengen mellom hastighetene er vist i ligningene under, der  $\omega$  er pumpas vinkelhastighet, og  $\vec{r}_1$  og  $\vec{r}_2$  er henholdsvis pumpas inn- og utløpsradius.

$$\vec{u} + \vec{w} = \vec{c}$$

$$\vec{u} = \omega \cdot \vec{r}_1$$

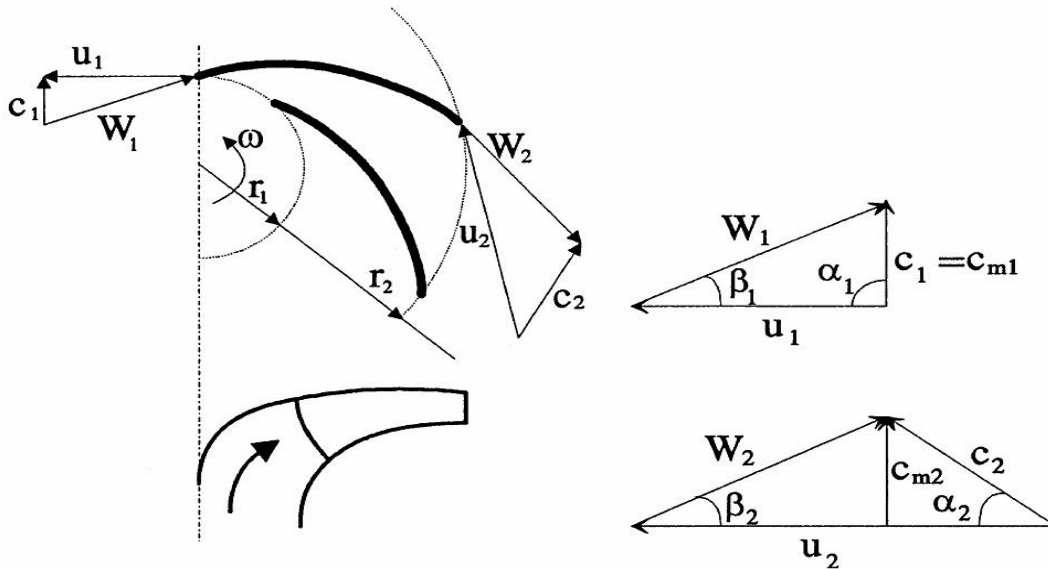


Fig. 3, hastighetsdiagram på en radialpumpe

Den teoretiske løftehøyden til pumpa kan defineres ut fra størrelsene i diagrammene:

$$H_t = \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g} - \frac{u_1 \cdot c_{u1}}{g} \quad [m]$$



Det er vanlig å anta rotasjonsfritt innløp, dvs  $c_{u1} = 0$ , noe som gjør at det siste leddet i ligningen kan strykes. Hastighetsdiagrammene skaleres i forhold til omløpstallet, men forblir geometrisk lik, dersom det forutsettes at virkningsgraden er konstant.