

# Pumpe- og turbinkarakteristikker i fire kvadranter

**Magni Fjørtoft Svarstad**

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2014

Hovedveileder: Torbjørn Kristian Nielsen, EPT

Medveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosessteknikk



EPT-M-2013-146

**MASTEROPPGAVE**

for

Stud.techn Magni Fjørtoft Svarstad

Høst 2013

**Pumpe og turbinkarakteristikker i fire kvadranter***Pump and turbine characteristics in four quadrants***Bakgrunn**

Pumper og turbiner er på mange måter lignende maskiner. En pumpe kan gå i turbindrift, og en turbin kan, hvis rotasjonsretningen snus, pumpe vann mot øvre magasin. Under dynamiske forhold, ved svingninger i vannveien, kan begge typer maskiner bevege seg inn i slike uvanlige driftsområder.

I prosjektoppgaven sin har kandidaten systematisert målinger som allerede foreligger, målt i Vannkraftlaboratoriets RPT-modell, og presentert dem i 4. kvadranter. Det er, imidlertid områder i diagrammet som ikke er målt, dessuten er noen av målingene beheftet med stor grad av usikkerhet. Masteroppgaven går ut på å fylle hullene i diagrammet med bedre målinger. I tillegg skal hun gjøre rede for og gjennomføre dynamiske målinger tilfellet når maskinene går i pumpedrift, mister lasten og gjennomløper forløpet fra pumpe til stillstand og så til rusing turbin, såkalt "kjempeslengen". Den dynamiske målingen skal sammenlignes med stasjonære målinger av samme forløpet.

**Mål**

Etablere RPT karakteristikkene for en modellturbin i 4.kvadranter ved stasjonære målinger og målt dynamisk forløp.

**Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:**

1. Planlegge og forberede testtriggen for måling av karakteristikkene.
2. Gjennomføre stasjonære målinger av hele diagrammet
3. Instrumentere testtriggen for dynamiske målinger og gjennomføre målingene
4. Sammenligne stasjonære og dynamiske karakteristikker
5. Gi en vurdering om, og betingelser for at den dynamiske målemetoden er mulig å gjennomføre i prototyp

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell 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 velskrevet. 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 eventuelt 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 (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesseteknikk.

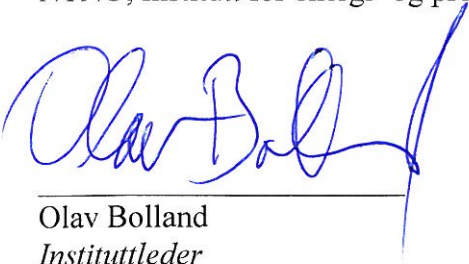
Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

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


Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømmingsteknisk, varmeteknisk)  
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesseteknikk, 20. august 2013



Olav Bolland  
Instituttleder



Torbjørn K. Nielsen  
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Ole Gunnar Dahlhaug

# Forord

Vannkraftlaboratoriet ved NTNU har en helt egen atmosfære, det har vært en glede og et privilegie å få skrive masteroppgave i et slikt miljø. Det gode sosiale miljøet gjør det lett å spørre om hjelp eller diskutere problemstillinger med både medstudenter, administrativt ansatte, laboratorieteknikere, phd-er og professorer. Jeg ønsker derfor å takke alle på Vannkraftlaboratoriet som har svart på mine utallige spørsmål gjennom denne prosessen. Jeg vil også rette en takk til alle som indirekte har hjulpet, ved å gjøre laben til et hyggelig sted å være.

Jeg ønsker i tillegg å rette en spesiell takk til min veileder, Torbjørn Nielsen, for all hjelp og tilrettelegging under arbeidet med masteroppgaven. Til doktorgradsstipendiatene Joachim Gogstad og Bjørn Solemslie som har bidratt med hjelp og motivasjon langt utover det som er forventet, og til Carl Bergan og Kjetil Guddal Ruud for gode diskusjoner og samarbeid i laboratoriet.

Sist men ikke minst takk til Jo, min fantastiske samboer, som har passet Anna og gitt meg lange dager på universitetet.



# Sammendrag

Reversible pumpeturbiner blir i økende grad brukt for å balansere kraftproduksjonen. Den økte bruken av reversible pumpeturbiner gjør også at det er nødvendig med bedre kjennskap til hvordan maskinen oppfører seg i uønskede situasjoner. Hvis en pumpeturbin mister kontakten med nettet, vil vannet presse pumpeturbinen i rusing siden generatoren normalt regulerer turbinens hastighet. Dette kan blant annet skje ved en kortslutning eller større feil i nettet.

Målingene i denne oppgaven viser hele driftsområdet til en reversibel pumpeturbin. Planlegging og gjennomføring av instrumenteringen har vært en del av dette arbeidet. Målingene har blitt gjennomført stasjonært og dynamisk. De stasjonære målingene har fokus på det ustabile området etter rusingspunktet. De dynamiske målingene ble gjennomført ved å simulere et lastavslag, fra pumpedrift til rusing i turbindrift.

Ved sammenligning viser de stasjonære og dynamiske målingene god korrelasjon. Forskjellen mellom målingene kan i hovedsak forklares av den varierende ledeskovlåpningen.

De dynamiske målingene viser flere interessante fenomener; den dempede svingningen og det mulige motsatte utslaget. To måleserier viser et stort avvik som kan minne om et trykkstøt. Problemer med instrumentene ved enkelte måleserier, gjør det vanskelig å fastslå om avviket i målingene skyldes et hydraulisk fenomen eller instrumentfeil.





# Abstract

Reversible pump turbines are increasingly being used to balance power production. The increased use of reversible pump turbines also makes it necessary to have better knowledge of how the hydraulic machine behaves in adverse situations. If a pump turbine loses the connection to the grid, the water will press the pump turbine to runaway speed since the generator normally regulates the turbine speed. This can be achieved by a short circuit or major faults in the grid.

The measurements in this paper show the entire operating range of a reversible pump turbine. Planning and implementation of instruments has been a part of this work. The measurements have been conducted stationary and dynamic. The stationary measurements have focused on the unstable region by runaway speed. The dynamic measurements were conducted by simulating a connection loss between the generator and the turbine, from the pump operation to runaway speed in turbine operation.

By comparison, the stationary and dynamic measurements show good correlation. The difference between the measurements can be mainly be explained by the varying guide vane angle.

The dynamic measurements show several interesting phenomena; the damped oscillation and the possible opposite effect. Two measurement series shows a large deviation reminiscent of a pressure shock. Problems with the instruments in some of the measurement series, makes it difficult to determine if the deviation in the measurements due are to a hydraulic phenomenon or instrument failure.



# Innhold

<b>Forord</b>	<b>i</b>
<b>Sammendrag</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iv</b>
<b>Figurliste</b>	<b>1</b>
<b>Symbolliste</b>	<b>3</b>
<b>1 Innledning</b>	<b>5</b>
<b>2 Bakgrunn</b>	<b>7</b>
<b>3 Teori</b>	<b>9</b>
3.1 Utforming av reversibel pumpeturbin . . . . .	9
3.2 Teoretisk bakgrunn . . . . .	11
3.2.1 Definisjon av vannretning . . . . .	11
3.2.2 Dimensjonsløse størrelser . . . . .	11
3.2.3 Affinitetslikningene . . . . .	11
3.2.4 Dynamisk prosess . . . . .	12
3.3 Karakteristikker i fire kvadranter . . . . .	13
3.4 Stabilitetskriterier . . . . .	15
3.4.1 Stabilitet i laboratoriet . . . . .	16
<b>4 Metode</b>	<b>19</b>
4.1 Francis-testtriggen . . . . .	19
4.2 Gibsons målemetode av volumstrøm . . . . .	21
4.3 Utstyr og kalibrering . . . . .	21
4.4 Gjennomføring av målinger . . . . .	22
4.4.1 Stasjonære målinger . . . . .	22
4.4.2 Dynamiske målinger . . . . .	22
<b>5 Resultat</b>	<b>25</b>
5.1 Stasjonært . . . . .	25
5.2 Dynamisk . . . . .	28
5.3 Sammenlignede resultater . . . . .	31

5.4	Avvik i målinger . . . . .	32
5.5	Usikkerhet og repeterbarhet . . . . .	32
<b>6</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>35</b>
6.1	Stasjonære målinger . . . . .	35
6.2	Dynamiske målinger . . . . .	35
6.3	Avvik i målinger . . . . .	36
6.4	Usikkerhet . . . . .	36
6.5	Dynamisk test på prototyp . . . . .	36
<b>7</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>37</b>
<b>8</b>	<b>Videre arbeid</b>	<b>39</b>
	<b>Bibliografi</b>	<b>42</b>
<b>A</b>	<b>Konstant nivå i nedre reservoar</b>	<b>43</b>
<b>B</b>	<b>Datablad Sewatec pumpe</b>	<b>47</b>
<b>C</b>	<b>Prosedyre for gjennomføring av kjempeslengen i åpen sløyfe</b>	<b>55</b>
<b>D</b>	<b>Erfaringer fra dynamiske målinger</b>	<b>59</b>
D.1	Instrumentering . . . . .	59
D.2	Loggeprogram . . . . .	59
D.3	Generator . . . . .	60
<b>E</b>	<b>Usikkerhetsanalyse</b>	<b>61</b>
E.1	Utledning av usikkerhet for en størrelse . . . . .	62
E.2	Usikkerhet i fysiske konstanter . . . . .	62
E.3	Systematisk usikkerhet i kalibreringer . . . . .	63
E.4	Tilfeldig usikkerhet i kalibreringer . . . . .	64
E.5	Usikkerhet i et målepunkt . . . . .	65
E.6	Total usikkerhet . . . . .	66
<b>F</b>	<b>Kalibreringsrapporter</b>	<b>69</b>
<b>G</b>	<b>Matlabkode</b>	<b>85</b>

# Figurer

3.1	Løpehjulsskovel for Francisturbin og RPT . . . . .	9
3.2	De ulike delene til en RPT/Francisturbin . . . . .	10
3.3	Sprangrespons . . . . .	12
3.4	Simulering av driftssituasjonene til en RPT . . . . .	13
3.5	Driftssituasjonene til en RPT . . . . .	14
3.6	Ustabilitet i S-kurven . . . . .	16
3.7	QH-diagram over ustabil område . . . . .	17
3.8	Tilgjengelig fallhøyde . . . . .	17
4.1	Lukket sløyfe i Vannkraftlaboratoriet . . . . .	20
4.2	Åpen sløyfe i Vannkraftlaboratoriet . . . . .	20
5.1	Alle driftssituasjonene til RPTen målt stasjonært . . . . .	25
5.2	Endring i ledeskovl åpning for stasjonære målinger . . . . .	26
5.3	Stabilisert ustabil område for $\alpha 4$ . . . . .	27
5.4	Stabilisert ustabil område for $\alpha 11$ . . . . .	27
5.5	Alle driftssituasjonene til RPTen målt dynamisk . . . . .	28
5.6	Dynamiske målinger av rotasjonshastighet mot tid . . . . .	29
5.7	Dynamiske målinger volumstrøm mot tid . . . . .	29
5.8	Endring i ledeskovl åpning for dynamiske målinger . . . . .	30
5.9	Alle driftssituasjonene målt stasjonært og dynamisk for $\alpha 7$ og $\alpha 9$ . . . . .	31
5.10	Alle driftssituasjonene målt stasjonært og dynamisk for $\alpha 11$ . . . . .	31
5.11	Avvik i trykk for dynamisk måling . . . . .	32
5.12	Avvik i volumstrøm og hastighet for dynamisk måling . . . . .	32
5.13	Usikkerhet dynamisk . . . . .	33
5.14	Usikkerhet stasjonært . . . . .	34
A.1	Sugerørstanken med matepumpe utgjør det nedre reservoaret . . . . .	44
A.2	Overfallsskjermen i sugerørstanken med dimensjoner i mm . . . . .	45
C.1	Åpen sløyfe i Vannkraftlaboratoriet . . . . .	56
E.1	Kalibreringskurve . . . . .	65



# Symbolliste

$\Delta P$	Trykkdifferanse	Pa
$\Delta P_f$	Falltapsdifferanse	Pa
$A$	Tverrsnittareal	m
$D$	Utløpsdiameter turbin	m
$f_{cal}$	Usikkerhet fra kalibreringer	—
$f_{n_{ED}}$	Total usikkerhet til $n_{ED}$	—
$f_{Q_{ED}}$	Total usikkerhet til $Q_{ED}$	—
$Fr$	Froude nummer	—
$H$	Fallhøyde	m
$H_0$	Total tilgjengelig fallhøyde	m
$H_f$	Falltap	m
$H_{t+throttle}$	Karakteristikken til turbin og struping	m
$H_{throttle}$	Falltap over ventil	m
$H_t$	Falltap over turbin	m
$K_{th}$	Falltapskonstant for struping	—
$K_f$	Falltapskonstant	—
$K_n$	Falltapskonstant for turbin, basert på rotasjonshastigheten	—
$K_r$	Falltapskonstant for turbin, basert på ventillikningen	—
$K_t$	Falltapskonstant for turbin, $K_n + K_r$	—
$L$	Lengde	m
$n$	Turtall, rotasjonshastighet, rotasjon	<i>rpm</i>
$n_{ED}$	Dimensjonsløst turtall	—
$Q$	Volumstrøm	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$

$q$	Perturbasjon, liten forstyrrelse i $Q$	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
$Q_0$	Stasjonær volumstrøm	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
$Q_{dyn}$	Volumstrøm beregnet fra Gibsons metode	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
$Q_{ED}$	Dimensjonsløs volumstrøm	–
$T$	Moment	$\text{N m}$
$t$	Tid	$\text{s}$
$u(t)$	Pådraget til en dynamisk prosess	–
$y(t)$	Responsten til en dynamisk prosess	–
$g$	Tyngdeakselerasjon	$\text{m s}^{-2}$
P1	Trykket ved innløpet til RPTen	$\text{Pa}$
P2	Trykket ved utløpet til RPTen	$\text{Pa}$
PG	Trykket oppstrøms RPTen, brukt i utregningen av $Q$ ved Gibsons metode	$\text{Pa}$

### Forkortelser

EMF Elektromagnetisk volumstrømmåler

rpm Rotasjoner per minutt

RPT Reversibel pumpeturbin

S-kurve Ustabilt område nær rusningshastighet

S-pumpe Sewatec-pumpe, lokalisert ved siden av sugerørstanken

### Greske Bokstaver

$\alpha$	Ledskovlåpning	°
$\rho$	Tetthet	$\text{kg m}^{-3}$



# 1 | Innledning

Kraftmarkedet i Norge og Europa har endret karakter. Flere ulike energikilder i samme nett og mer kjøp og salg av strøm på tvers av landegrenser skaper tekniske utfordringer. Reversible pumpeturbiner blir i økende grad brukt for å balansere kraftproduksjonen. Andre fornybare energikilder, som vindkraft og solenergi er prisgitt været for å kunne levere kraft. Reversible pumpeturbiner kan kjøre i pumpedrift når markedet har overskudd av kraft og lagre overskuddskraften i vannet. Ved høye strømpriser og lite kraftproduksjon fra andre kilder kan pumpeturbinen kjøre i turbindrift og produsere strøm. Dette fører ofte til en hyppig endring av driftspunkt for pumpeturbinen og behov for en hurtig til- og frakobling til kraftnettet. Spesielt når pumpeturbinen skal fases inn på nettet er det fare for ustabilitet i vannveien. Dette forsinker prosessen med innfasingen til nettet og kan i verste fall føre til skader grunnet store svingninger i vannet [1].

Den økte bruken av reversible pumpeturbiner gjør at det også er nødvendig med bedre kjenskap til hvordan maskinen oppfører seg i uønskede situasjoner. Hvis en pumpeturbin mister kontakten med nettet, dette kan blant annet skje ved en kortslutning eller større feil i nettet, vil vannet presse pumpeturbinen i rusing siden generatoren normalt regulerer pumpeturbinens hastighet. Ved en slik hendelse lukkes ledeskovlene for hindre at vannet strømmer gjennom turbinen og turtallet går ned. Hele dette hendelsesforløpet, fra frislipp av pumpeturbinen til lukking av ledeskovler er kjent som et lastavslag. I denne oppgaven vil lastavslag bli brukt om forløpet fra frislipp av pumpeturbinen til rusing, uten lukking av ledeskovlene.

Denne oppgaven presenterer måleresultater for hele driftsområdet til en reversibel pumpeturbin. Målingene har blitt gjort i stasjonær drift med fokus på det ustabile området etter rusingspunktet og dynamisk fra pumpedrift til rusing i turbindrift ved å simulere et lastavslag.



## 2 | Bakgrunn

Stabilitetsproblematikk nær rusing for pumpeturbiner, den såkalte S-kurven, er et veldokumentert fagområde. Martin og Dörfler blir referert til i arbeid som omhandler stabilisering av systemsvingninger i dette området. Staubli med flere [1] [2] beskriver årsakene til denne ustabiliteten.

Ved Vannkraftlaboratoriet har Olimstad [3] jobbet med samme problematikk i sin doktorgradsavhandling. Mye av den tidligere testingen av den reversible pumpeturbinen i Vannkraftlaboratoriet er knyttet til dette arbeidet. Stranna [4] har i sin masteroppgave videre dokumentert karakteristikken til RPTen ved laboratoriet i pumpedrift.

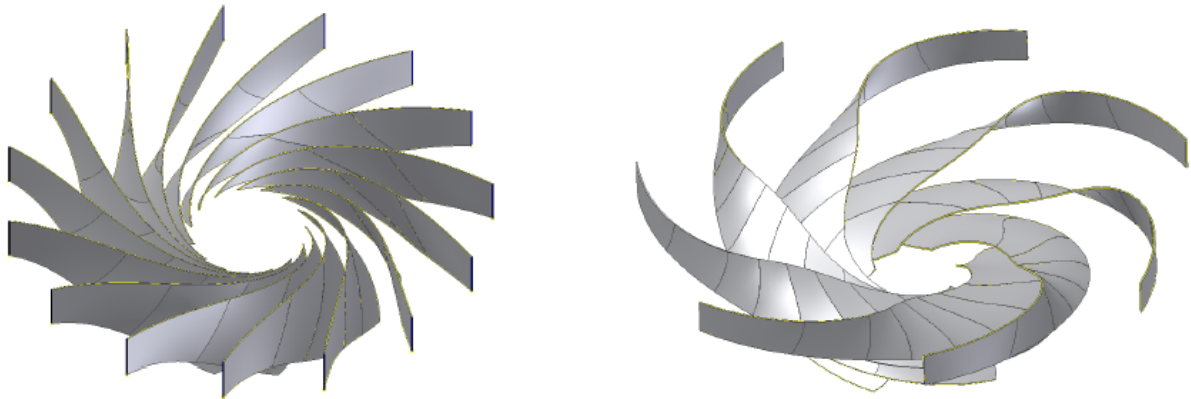
Transiente eller dynamiske karakteristikker av Francisturbiner er også et fagfelt med mange bidragsyttere. Martin har levert et verdifullt bidrag også her, spesielt knyttet til problematikken ved lave ledeskovlånninger. Nielsen [5] har i sin doktorgradsavhandling videreført dette arbeidet, og blant annet målt den dynamiske karakteristikken til en høytrykks Francisturbin ved lastavslag, den såkalte *kjempeslengen*. Imidlertid har det ikke lyktes forfatteren å finne dokumentasjon på at det er gjennomført målinger av lastavslag fra pumpedrift i en reversibel pumpeturbin.



## 3 | Teori

### 3.1 Utforming av reversibel pumpeturbin

En reversibel pumpeturbin (RPT) er en hydraulisk strømningsmaskin som er designet for å kjøre både som pumpe og som turbin [6]. Den kan sees på som en kombinasjon av en Francisturbin og en sentrifugalpumpe. Francisturbinen er en type reaksjonsturbin der den hydrauliske energien blir omsatt til mekanisk energi i løpehjulet [7]. Figur 3.1 viser Francisskovler til venstre og skovlene til en RPT til høyre. Løpehjulsskovlen til en RPT er mer lik skovlen til en pumpe enn en turbin. Skovlens utløpsvinkel i pumpedrift er skråstilt bakover og dette er en forutsetning for å ha stabilitet når RPTen kjøres i pumpedrift [8].

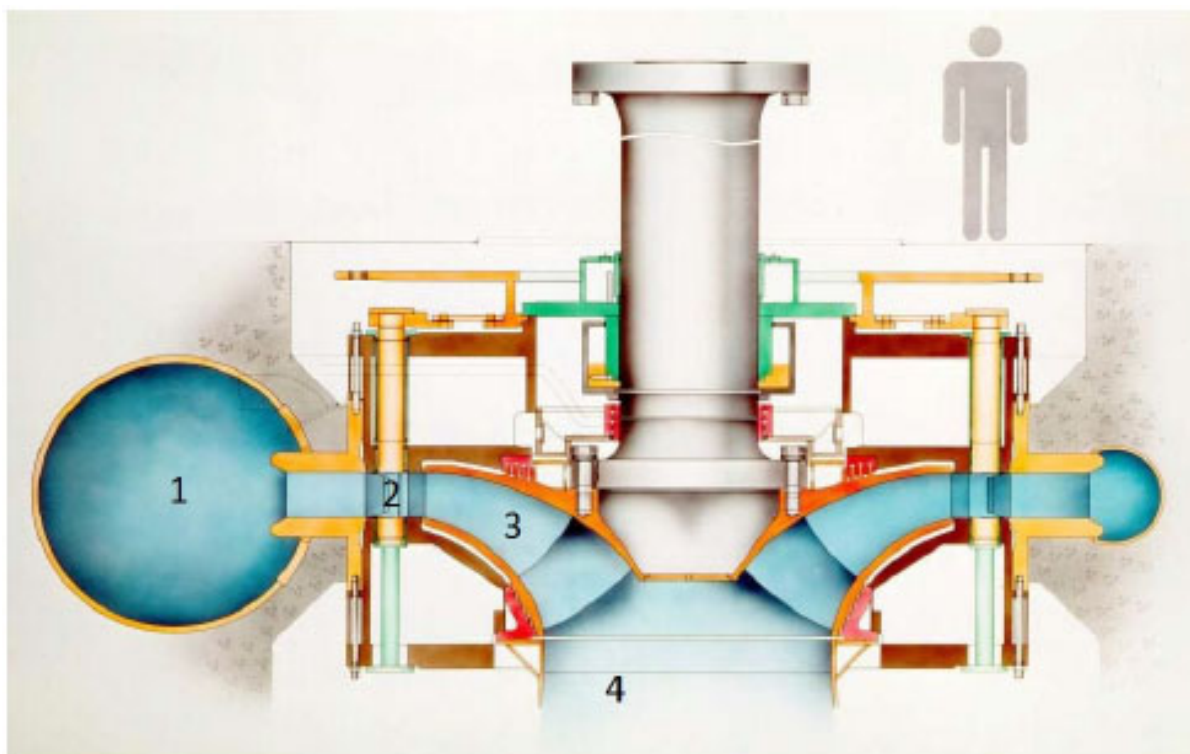


Figur 3.1: Løpehjulsskovl for Francisturbin og RPT

De ulike delene til en reversibel pumpeturbin er de samme som for en Francisturbin. Delene er vist i Figur 3.2 og forklart i Tabell 3.1.

Komponent	Turbindrift	Pumpedrift
<b>1</b> Spiraltromme	Fører vannet inn på ledeskovlene med jevnest mulig strømningsforhold	Rotasjonen til vannet ut av ledeskovlene blir omgjort til trykk
<b>2</b> Ledeskovler	Regulerer vannføringen og sørger for at vannet har rotasjon med riktig strømningsvinkel inn på løpehjulet	Regulerer vannføringen ut av løpehjulet og inn i spiraltrommen
<b>3</b> Løpehjul	Roterer grunnet energien i vannet. Her blir hydraulisk energi omgjort til mekanisk energi	Mekanisk energi fra en motor blir omdannet til oppstrøms bevegelse i vannet gjennom løpehjulet
<b>4</b> Sugerør	Fører vannet vekk fra turbinen på en slik måte at minst mulig av nyttbar energi går tapt	Vannet blir løftet opp til løpehjulet, er innløpet til løpehjulet

Tabell 3.1: Komponentene i en reversibel pumpeturbin



Figur 3.2: De ulike delene til en RPT/Francisturbin

## 3.2 Teoretisk bakgrunn

### 3.2.1 Definisjon av vannretning

For en RPT vil vannretningen endres og det følger da at innløpet og utløpet bytter plass. Innløpet av RPTen i turbindrift tilsvarer utløpet av RPTen i pumpedrift. Dette fører til at innløpet i pumpemodus tilsvarende vil være utløpet i turbindrift.

Også ved definisjonen av positiv og negativ retning av volumstrøm  $Q$ , fallhøyde  $H$  og turtall  $n$  tas det utgangspunkt i turbindrift. Altså er  $Q$  og  $H$  positiv fra øvre til nedre reservoar.  $H$  blir oftest kalt løftehøyde i pumpedrift, siden vannet skal løftes fra nedre til øvre reservoar, men i denne oppgaven vil fallhøyde brukes i begge retninger. Normal turbindrift gir positiv  $n$ .

### 3.2.2 Dimensjonsløse størrelser

Volumstrømmen  $Q$  og turtallet  $n$  kan regnes om til de dimensjonsløse størrelsene  $Q_{ED}$  og  $n_{ED}$ . Disse er gitt av likning 3.1 og 3.2. Det er vanlig å fremstille RPTens karakteristikker ved disse dimensjonsløse størrelsene. Karakteristikken blir da uavhengig av fallhøyden  $H$  og størrelsen av RPTen, representert ved utløpsdiameteren  $D$ . Dette gjør det mulig å sammenligne en modell med en prototyp eller ulike maskiner med samme geometri men ulik størrelse i forhold til hverandre.

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{gH}} \quad (3.1)$$

$$n_{ED} = \frac{nD}{\sqrt{gH}} \quad (3.2)$$

### 3.2.3 Affinitetslikningene

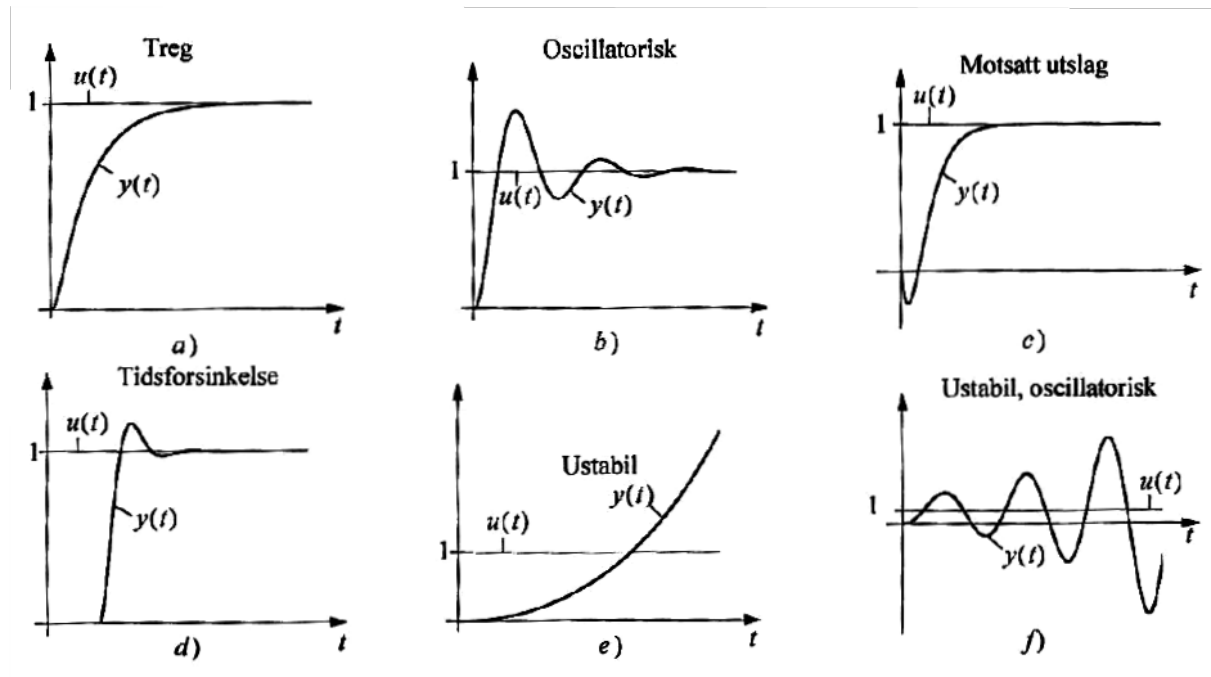
Ved valg av passende turbin og pumpe må man ta hensyn til mulige endringer i driftssituasjonen. Endringen i  $Q$ ,  $H$  og  $n$  følger absolutte regler kalt affinitetslovene. Som vist av likning 3.3 og 3.4 endrer  $n$  seg i direkte sammenheng med  $Q$  og med roten av  $H$  [9]. Disse sammenhengene gjør det blant annet mulig å regne ut hvordan maskinen vil oppføre seg i ulike driftssituasjoner.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.3)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad (3.4)$$

### 3.2.4 Dynamisk prosess

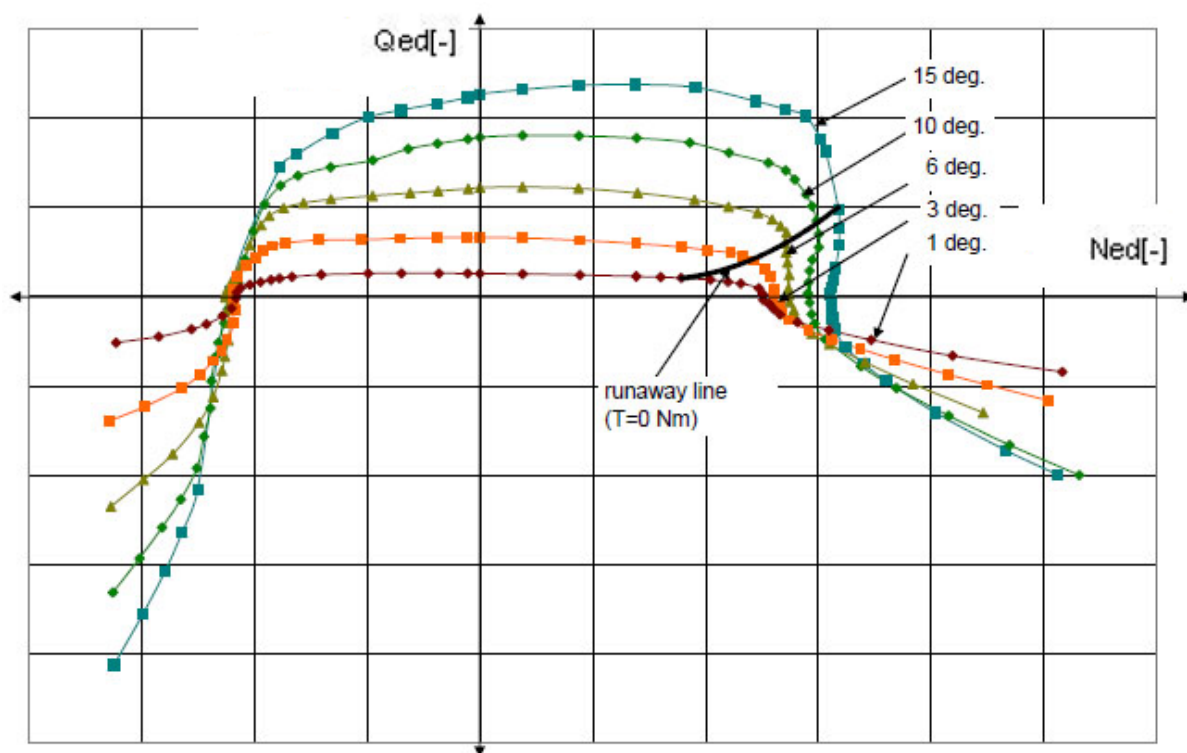
Dynamiske prosesser følger dels kompliserte bevegelseslover som gir flere forskjellige typer responser [10] på ulike pådrag. En respons  $y(t)$  er det som skjer med den dynamiske prosessen ved et gitt pådrag  $u(t)$ . Figur 3.3 viser ulike responser for et pådrag i en dynamisk prosess.



Figur 3.3: Ulike sprangresponser for en dynamisk prosess



### 3.3 Karakteristikk i fire kvadranter



Figur 3.4: Simulering av driftssituasjonene til en RPT [2]

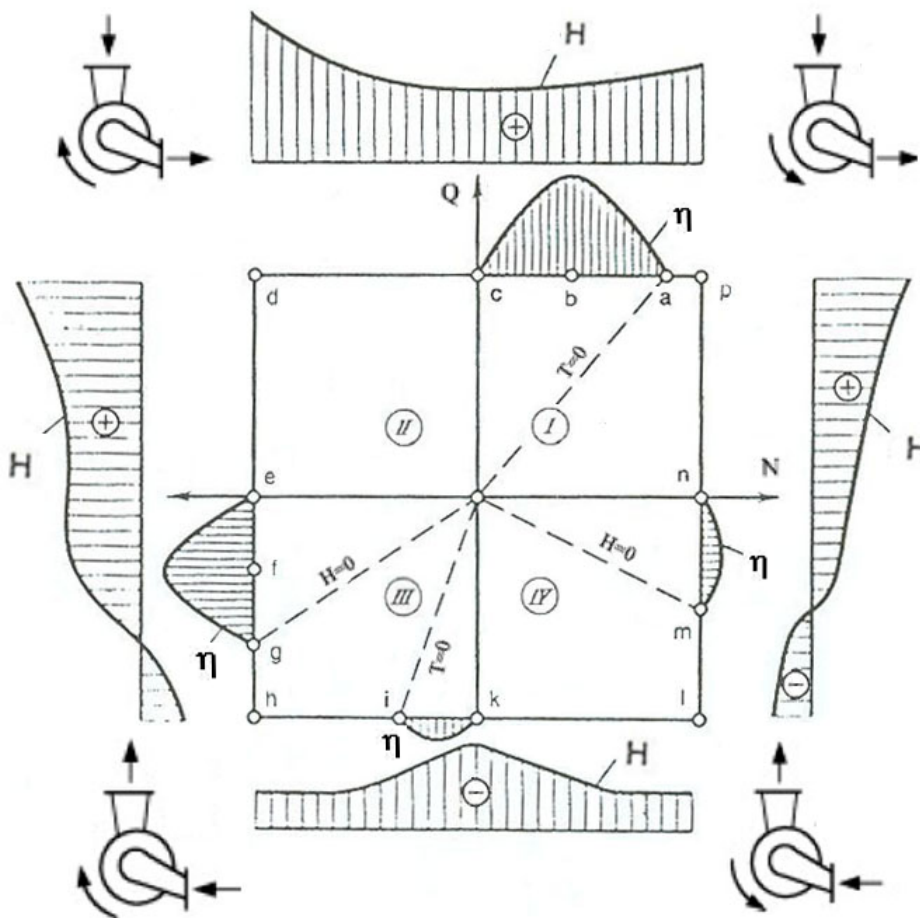
Karakteristikken til en pumpeturbin kan illustreres på flere måter. Figur 3.4 viser en pumpeturbin i et  $Q_{ED}(n_{ED})$ -diagram. Når diagrammet i tillegg viser virkningsgraden blir det ofte referert til som et Hill-diagram.

I figur 3.5 vises sammenhengen mellom retningen på vannet, rotasjonsretningen til løpehjulet og om energi er levert til eller hentet ut fra systemet [4]. Den viser også hvordan virkningsgraden endrer seg i de ulike områdene. Figur 3.5 er en illustrasjon over hvilke verdier for de ulike variablene som gir hvilken driftssituasjon, vi kan se på den som en sirkulær karakteristikk over driftssituasjonene.

Figur 3.5 har  $n$  som x-akse og  $Q$  som y-akse. De fire kvadrantene er nummerert mot klokken der I. kvadrant er øverst til høyre med positiv  $Q$  og  $H$ . Som figur 3.5 viser kan disse fire kvadrantene igjen deles inn i åtte driftssituasjoner. For en pumpeturbin med et fast øvre reservoar er det ikke mulig å havne i de driftssituasjonene med negativ  $H$ , nærmere bestemt fra g til m. Da må man ha en installasjon med mulighet til å endre retningen på  $H$  [6]. Det har ikke relevans her og vil ikke bli forklart nærmere.

#### 1. kvadrant - turbinmodus

I 1. kvadrant har vi to ulike driftssituasjoner. Fra a til c kjører RPTen i normal turbindrift, energi kan hentes ut fra turbinen. Her er  $Q$ ,  $n$  og  $H$  positiv. RPTen begynner å rotere på grunn av det positive trykket. Mengden vann som strømmer gjennom RPTen øker samtidig som rotasjonshastigheten øker helt til den når høyeste virkningsgrad, merket med b. Fra



Figur 3.5: Driftssituasjonene til en RPT [6]

b til a vil  $Q$  reduseres på grunn av RPTens selvregulering [11]. Denne selvreguleringen kommer på grunn av et mottrykk skapt av den høye rotasjonen.

Ved den stiplede linjen  $T = 0$  blir momentet null og RPTen leverer ikke effekt, den går i såkalt rusing. Ved rusing vil energien fordeles som økt rotasjonsenergi i sugerøret og økt tap i løpehjulet og i vannet rundt hjulet [7]. For å operere i området fra a til n må man tilføre energi til systemet.

## 2. kvadrant - bremsemodus

Med negativ  $n$  og positiv  $Q$  og  $H$  befinner maskinen seg i 2. kvadrant. I dette området foregår kun energiabsorpsjon, det vil si at løpehjulet roterer i pumperetning, men klarer ikke å pumpe vannet. Vannet strømmer fortsatt i positiv retning og man må tilføre energi til RPTen.

## 3. kvadrant - pumpemodus

Fra e til g kjører RPTen i en normal driftssituasjon som pumpe. Energi blir tilført fra en motor. I punkt e er volumstrømmen  $Q = 0 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . Her er sammenhengen mellom volumstrøm og pumpens hastighet slik at den ikke klarer å løfte vannet, men akkurat klarer å holde det fra å bevege seg. Med økt negativ  $n$ , siden rotasjonsretningen i turbindriften er satt som referanse i figur 3.5, pumpes vannet til et høyere reservoar. Rotasjonshastigheten

som gir høyest virkningsgrad, punkt f, er avhengig av  $Q$  og  $H$ .

#### 4. kvadrant - revers pumpemodus

Fra m til n kjører den som revers pumpe. Dette betyr at rotasjonsretningen er den samme som i turbindriften, men RPTen pumper vannet fra nedre til øvre reservoar.  $Q$  endrer derfor retning og blir negativ. Denne driftssituasjonen skjer som en konsekvens av den økende sentripetalkraften grunnet økt turtall og krever også at man tilfører energi til RPTen.

### 3.4 Stabilitetskriterier

Turbinkarakteristikker er som oftest karakterisert som enten stabile eller ustabile. I virkeligheten kan ikke en turbinkarakteristikk i seg selv være stabil eller ustabil. Den må sees i sammenheng med hele vannkraftsystemet [1].

Stabilitetskriteriene for vannkraftsystemet presentert her er publisert i *Unstable behaviour of RPT when testing turbine characteristics in the laboratory* [8]. Vannkraftsystemet uten svingesjakt kan representeres av differensiallikningen 3.5.

$$\frac{L}{gA} \frac{dQ}{dt} = H_0 - H_f - H_t \quad (3.5)$$

$H_0$  er total tilgjengelig fallhøyde, altså høydeforskjellen mellom øvre og nedre reservoar. Falltapet er representert ved ventillikningen som gir  $H_f = K_f Q^2$ . Konstantene  $K$  i denne utledningen er i virkeligheten transiente i samspill med systemet. Turbinens falltap  $H_t$  består av to ledd. Et ledd,  $K_r$ , som likner ventillikningen og et ledd,  $K_n$ , som er en funksjon av rotasjonshastigheten. Dette gir  $H_t$  som vist i likning 3.6.

$$H_t = (K_r + K_n) Q^2 \propto K_t Q^2 \quad (3.6)$$

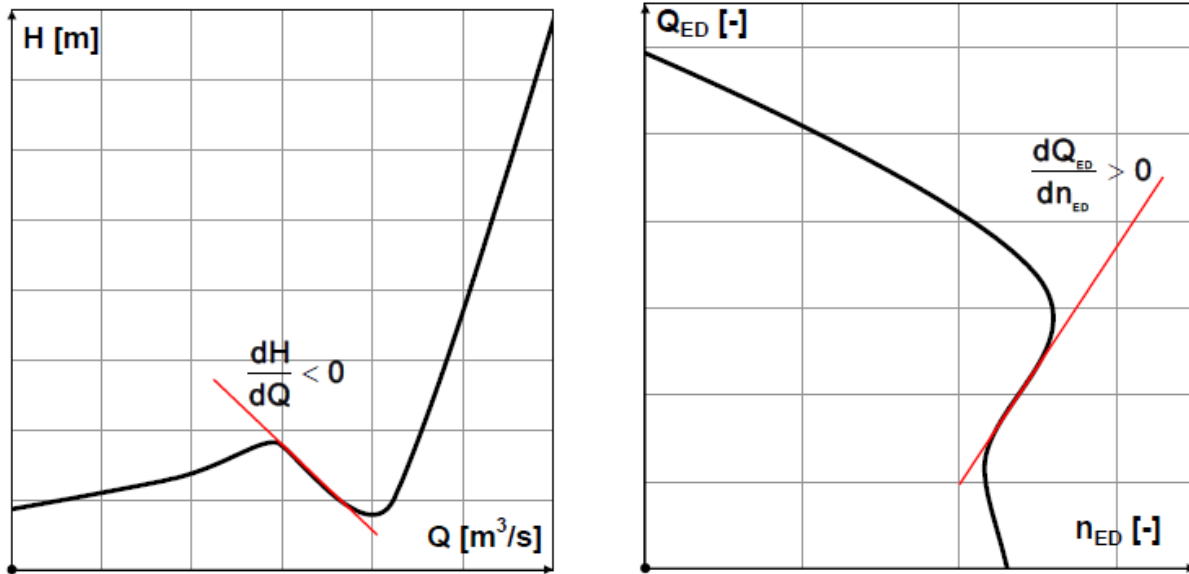
Med en liten forstyrrelse  $q$  i systemet under stasjonær volumstrøm  $Q_0$  satt inn i likning 3.5 blir likningen som vist i likning 3.7

$$\frac{L}{gA} \frac{d(Q_0 + q)}{dt} = H_0 - K_f(Q_0 + q)^2 - K_t(Q_0 + q)^2 \quad (3.7)$$

Differensiallikningen for forstyrrelsen får man ved å trekke fra  $\frac{L}{gA} \frac{d(Q_0)}{dt} = H_0 - K_f(Q_0)^2 - K_t(Q_0)^2$  og se vekk ifra andreordens ledd, i tillegg separeres variablene. Dette gir likning 3.8.

$$\frac{dq}{q} = -\frac{Ag}{L} (2K_f + 2K_t) Q_0 dt \quad (3.8)$$

$$q = e^{-\frac{Ag}{L} (2K_f + 2K_t) Q_0 t} \quad (3.9)$$



Figur 3.6: Ustabilitet i henholdsvis et  $QH$ -diagram og et  $Q_{ED}(n_{ED})$ -diagram [1]

$$K_f + K_t < 0 \quad (3.10)$$

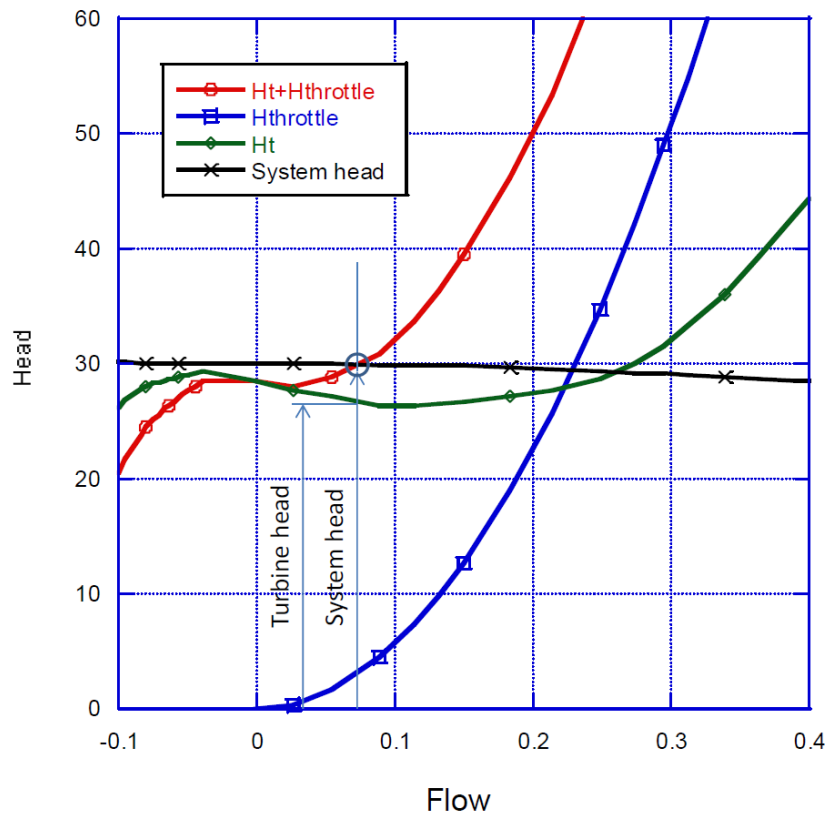
Løsningen på likning 3.8 og det påfølgende kriteriet for når systemet er ustabil er gitt av henholdsvis likning 3.9 og 3.10. Dette kan vises grafisk som i Figur 3.6, hvor det ustabile området er gitt av den negative helningen på grafene. Den negative helningen tilsvarer kriteriet for ustabilitet  $K_f + K_t < 0$ . Det ustabile området blir ofte kalt en S-kurve på grunn av formen på grafen i  $Q_{ED}(n_{ED})$ -diagrammet<sup>1</sup>

### 3.4.1 Stabilitet i laboratoriet

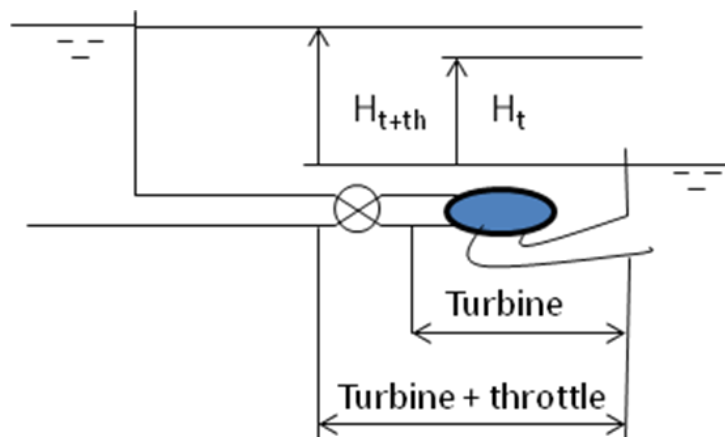
Falltapet i laboratoriet er svært lite, det vil si at  $K_f \approx 0$ . Ustabiliteten er derfor i hovedsak avhengig av at turbinkarakteristikken representert av  $K_t$ , er negativ. For å gjennomføre målinger i det ustabile området må systemet stabilisere den negative turbinkarakteristikken. En måte å gjøre dette på er ved å endre kausaliteten i systemet slik at moment blir en drivende variabel, mens turtallet blir en effekt. Dette har blitt gjennomført ved Vannkraftlaboratoriet av Olimstad [3].

Å innføre en struping i systemet, er en annen utprøvd måte for å stabilisere systemet. Denne strupingen kan beskrives ved  $H_{throttle} = K_t h Q^2$  og skjer gjennom å delvis lukke en ventil på innløpsrøret til turbinen. Dette ble først foreslått av Dörfler [12].

<sup>1</sup>Som med litt godvilje kan se ut som en speilvendt S



Figur 3.7: Sammenhengen mellom ustabilitet i turbinen og stabilitet i systemet [8]



Figur 3.8: Tilgjengelig fallhøyde i systemet [8]

Figur 3.7 viser grafisk hvordan en tilført struping i systemet stabiliserer et område som i utgangspunktet er ustabil [8]. Den grønne grafen har et ustabil område på samme måte som HQ-diagrammet i Figur 3.6. Ved å innføre en struping som har falltapet  $H_{throttle}$ , vist av den blå grafen, blir karakteristikken til turbin og struping ( $H_t + H_{throttle}$ ) stabil, samtidig som man kan måle ( $H_t$ ) karakteristikken. For at strupingen skal klare å stabilisere systemet må  $K_{th} > H_t$ , slik at summen av disse blir  $K_{th} + H_t > 0$ . Som vist i figur 3.7 får da opplevde karakteristikken en positiv helning og er da stabil.

Ved å bruke ventillikningen for falltapet  $H_f = K_f Q^2$  og falltapskonstanten  $K$  for en spjeldventil med redusert åpning funnet i *Fluid Mechanics* av White [13, s. 386] kan man regne ut hvor stort falltap lukkingen av ventilen vil føre til.

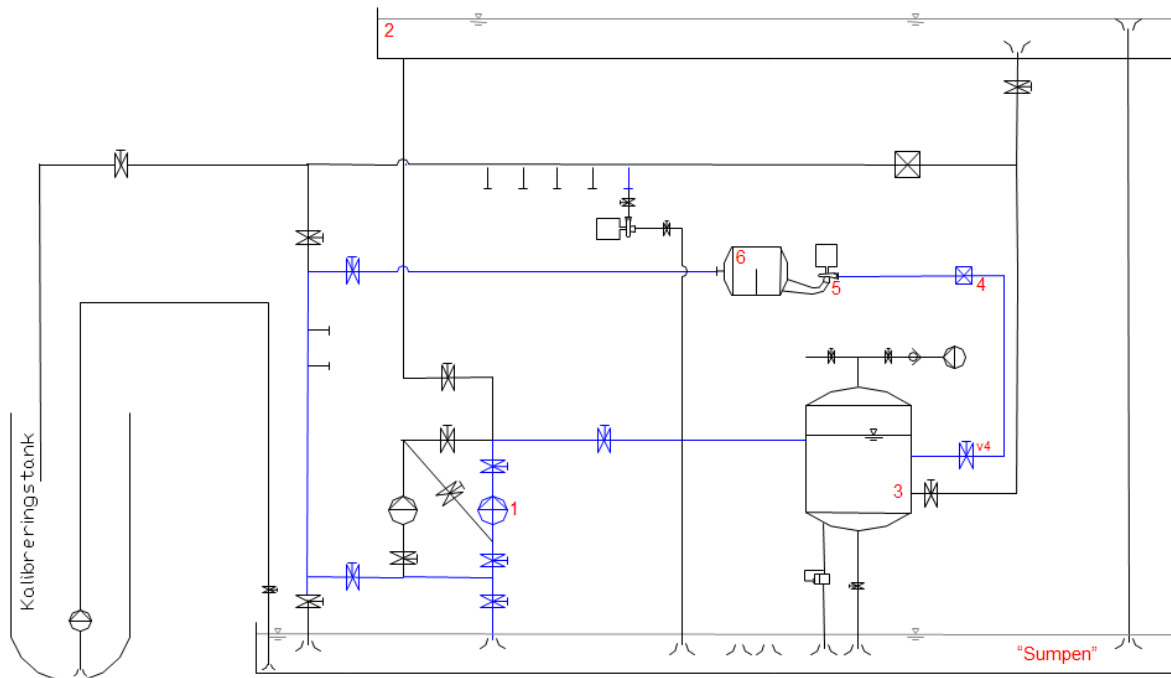
## 4 | Metode

Målingene i denne oppgaven viser hele driftsområdet til en reversibel pumpeturbin. Målingene har blitt gjennomført i stasjonær drift med fokus på det ustabile området etter rusingspunktet og dynamisk fra pumpedrift til rusing i turbindrifft ved å simulere et lastavslag. Videre i dette kapittelet presenteres laboratoriesettet for å muliggjøre disse målingene.

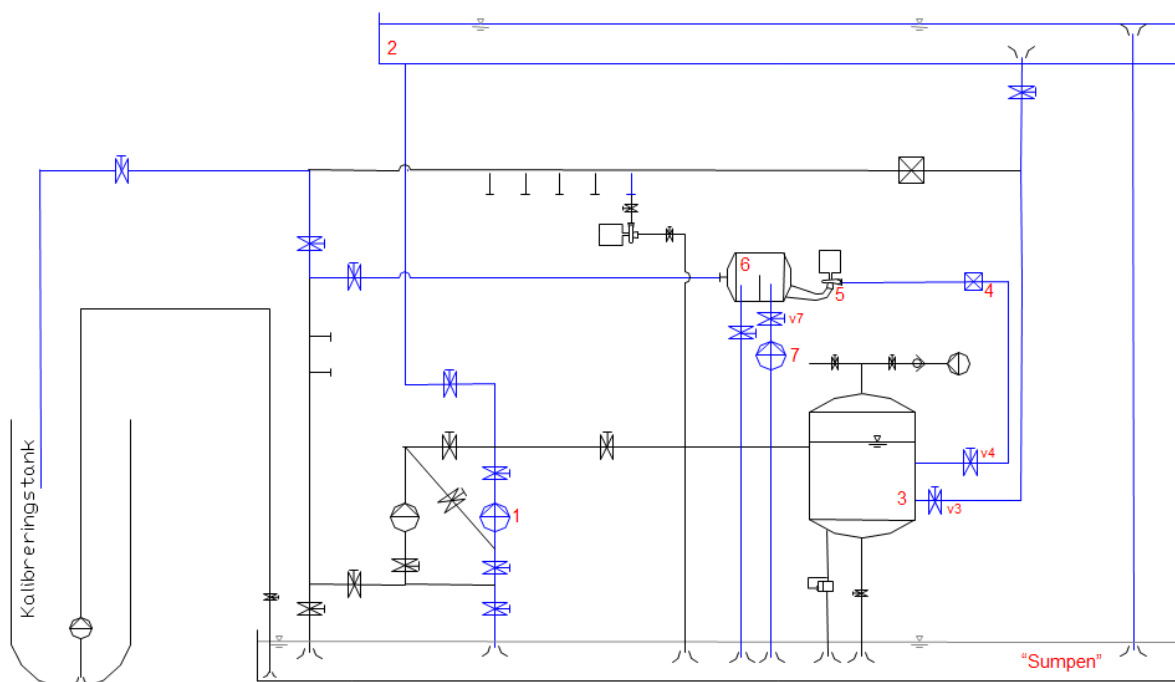
### 4.1 Francis-testriggen

Francis-testriggen kan kjøres både med åpen og lukket sløyfe. Den aktive sløyfen er merket blå i figurene. Den lukkede sløyfen i Figur 4.1, ble brukt for de stasjonære målingene og den åpne sløyfen i Figur 4.2, for de dynamiske målingene. De ulike komponentene og deres funksjon er markert på figurene og er:

1. **Kjeller-pumpe:** I kjelleren står to kjeller-pumper som brukes for å styre fallhøyden i lukket sløyfe og løfte vannet til loftet i åpen sløyfe.
2. **Loftsrennen:** Fungerer som et øvre reservoar med konstant fallhøyde i åpen sløyfe.  $H$  holdes konstant ved at matepumpen leverer så mye vann at det alltid renner vann i overløpet. Fallhøyden fra loftet til turbinen er omtrent 13 m.
3. **Trykktank:** Er delvis fylt med vann, denne fungerer da som et luftputekammer.
4. **Volumstrømmåler (EMF):** Måler volumstrømmen i den stasjonære testen i lukket sløyfe.
5. **Turbin og generator:** Francis-testriggen har flere ulike løpehjul som passer inn i riggen. Løpehjulet benyttet er en reversibel pumpeturbin, designet av Grunde Olimstad som en del av hans doktorgradsavhandling. Generatoren kan operere både som generator og motor.
6. **Sugerørstanken:** Inne i sugerørstanken er det satt opp en overfallskjerm som sørger for konstant vannmengde i fremste del av tanken under kjøring i åpen sløyfe. I lukket sløyfe fylles tanken over skjermen, slik at denne ikke påvirker kjøringen.
7. **Sewatec-pumpen:** Ved siden av sugerørstanken står en pumpe som fremover vil bli kalt S-pumpen. Denne brukes i åpen sløyfe for å mate sugerørstanken med vann slik at den fungerer som et nedre reservoar.



Figur 4.1: Lukket sløyfe i Vannkraftlaboratoriet



Figur 4.2: Åpen sløyfe i Vannkraftlaboratoriet



## 4.2 Gibsons målemetode av volumstrøm

Ved hurtig endring av volumstrømmen er ikke den elektromagnetiske volumstrømmåleren nøyaktig nok til å få med seg hele endringen. Gibsons målemetode bruker trykkdifferansen som oppstår i en rørledning når vannstrømmen endres [14]. Ved å måle trykkdifferansen  $\Delta P$  mellom et rørstrekk ved lengde  $L$  og et konstant tverrsnittareal av røret  $A$ , kan man ved likning 4.1 finne trykkendringen. Dette forutsetter at volumstrømmen  $Q_0$  ved oppstart er kjent og konstant for å avgjøre falltapet  $\Delta P_f = KQ^2$  mellom de to trykksensorene.

$$Q_{dyn} = Q_0 + \frac{A}{\rho L} \int (\Delta P - \Delta P_f) dt \quad (4.1)$$

## 4.3 Utstyr og kalibrering

Måleinstrumentene, deres funksjon og usikkerheten fra kalibreringen  $f_{cal}$  er presentert i listen nedenfor. Disse ble kalibrert i henhold til kalibreringsprosedyrene som er gjeldende ved laboratoriet ???. Fremgangen for å finne den totale usikkerheten fra kalibreringen er beskrevet i Vedlegg E og kalibreringsrapportene finnes i Vedlegg F.

### 1. Volumstrømmåler

Den elektromagnetiske volumstrømmåleren er produsert av Krohne og baserer seg på Faradays lov om induksjon [15]. Den ble brukt i de stasjonære forsøkene for å finne  $Q$ , og i de dynamiske forsøkene som initiell verdi for Gibsons metode.

### 2. Trykksensor differensial

Måler differansen i trykket mellom innløpet og utløpet på turbinen. Denne verdien blir brukt for å finne fallhøyden  $H$  i de stasjonære målingene.

### 3. Trykksensor innløp

Måler trykket ved innløpet av turbinen og blir brukt i de dynamiske målingene både som en av to sensorer i Gibsons metode, og sammen med trykksensor utløp for å finne fallhøyden.

### 4. Trykksensor gibson

Måler trykket 5.43 m oppstrøms for innløpet og blir brukt i de dynamiske målingene som en av to sensorer i Gibsons metode.

### 5. Trykksensor utløp

Måler trykket ved utløpet av turbinen og blir brukt i de dynamiske målingene sammen med trykksensor innløp for å finne fallhøyden.

### 6. Rotasjonshastighetsmåler

To ulike skiver, en med ett hakk og en med 60 hakk brukes i henholdsvis de stasjonære og dynamiske målingene. Skiven med hakk leses av en optisk måler som sender signalet videre til loggeprogrammet. For skiven til de dynamiske målingene ble signalet fra den optiske måleren omgjort til et voltsignal og kalibrert opp mot skiven med ett hakk.

Loggeprogrammet benyttet ble programmert i LabView, et virtuelt instrumenteringsprogram med et grafisk brukergrensesnitt levert av National Instruments. Loggeprogrammet tar inn voltsignalene fra de ulike instrumentene og lagrer disse til fil. Postprosesseringsen av resultatene blir gjennomført i Matlab og koden ligger i Vedlegg G.

## 4.4 Gjennomføring av målinger

Stasjonære målinger er her definert som målinger mellom en rekke stabile punkt, der variablene ikke endrer seg uten en påtrykt endring av systemet. Dette er den vanligste måten å gjennomføre målinger på, der hvert punkt som blir logget først får stabilisere seg, så logger man punktet og beveger seg videre til neste loggepunkt. Dynamiske målinger er målinger der systemet ikke er stabilt, men endrer seg i løpet av loggesekvensen.

### 4.4.1 Stasjonære målinger

De stasjonære målingene ble gjort ved å følge *Procedure for Running the Francis test rig* [16]. Denne prosedyren holder IEC standard for testing [17]. Målingene ble gjort med konstant ledeskovlåsning på henholdsvis  $\alpha_4$ ,  $\alpha_7$ ,  $\alpha_9$ ,  $\alpha_{11}$ ,  $\alpha_{13}$  og  $\alpha_{17}$ . Sugerørstanken ble fylt over det anbefalte nivået for å sørge for at det ikke ble dratt inn luft i den lukkede sløyfen. Dette grunnet overfallskjermen i sugerørstanken.

En pumpekaraktistikk blir vanligvis målt ved å ha konstant turtall på pumpen og endre trykket for å se sammenhengen mellom  $Q$  og  $H$ . I dette tilfellet, der ønsket er å presentere hele driftsområdet til en pumpeturbin i en figur med aksene  $n_{ED}$  og  $Q_{ED}$ , ble ledeskovlene til pumpeturbinen holdt konstant og turtallet økt. Kjellerpumpene brukes som energidissipator for vannet som pumpes av RPTen. Rotasjonsretningen på løpehjulet er nå motsatt av retningen i turbindriften.

I et virkelig vannkraftverk er fallhøyden den drivende parameteren, avhengig av denne og ledeskovlåsning får vi et gitt turtall og volumstrøm. I laboratoriet er derimot turtallet styrt ved hjelp av frekvensomformer og generator, og de avhengige parameterene vi måler er fallhøyde og volumstrøm. Dette fører til at RPTen kan presses ut i driftsområder som normalt ikke vil forekomme i et kraftverk. Når generatormomentet når 0 Nm etter å ha kjørt i turbindriften går turbinen i rusing som beskrevet i Kapittel 3. Økes turtallet til RPTen videre er vi i et ustabilisert energidissipasjonsområde også beskrevet i Kapittel 3. Systemet stabiliseres ved å innføre en struping i systemet. Dette muliggjør å dokumentere det ustabile området stasjonært. Ved å øke rotasjonen til RPTen ytterligere ender man opp i revers pumpedrift.

### 4.4.2 Dynamiske målinger

De dynamiske målingene ble gjennomført med en åpen sløyfe som vist i Figur 4.2 med konstant ledeskovlåsning på henholdsvis  $\alpha_7$ ,  $\alpha_9$ ,  $\alpha_{11}$  og  $\alpha_{13}$ .

Hver måleserie ble startet i pumpedrift med ønsket ledeskavlåpning. Deretter ble generatormomentet satt til 0 N m fra kontrollprogrammet. Dette simulerer et lastavslag. Vannet blir da den drivende parameteren som presser turbinen til å endre rotasjonsretning og ende opp i rusing i turbindrift.

Sugerørstanken ble brukt som et nedre reservoar, der S-pumpen pumper vann inn i sugerørstanken og sørger for at det er et overfall gjennom hele prosessen. S-pumpen er ikke brukt i tester i laboratoriet tidligere, og nødvendig rotasjonshastighet på pumpen ble beregnet i Vedlegg A. Kjeller-pumpen pumper vannet opp på loftet med et turtall som sørger for overfall fra loftet gjennom hele prosessen. Overfall både på loftet og sugerørstanken sørger for konstant fallhøyde.

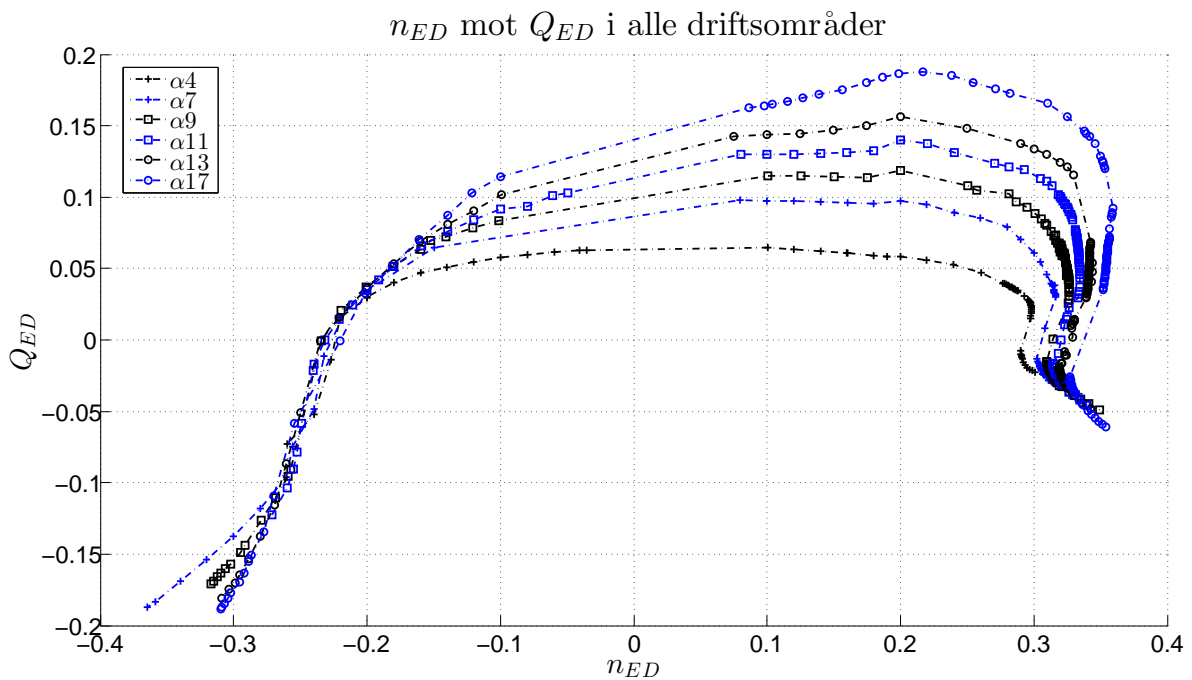
Prosedyren for å gjennomføre et lastavslag og dens innvirkning på RPTen har ikke blitt gjennomført tidligere (ved Vannkraftlaboratoriet) og en detaljert prosedyre over testen finnes i Vedlegg C.



# 5 | Resultat

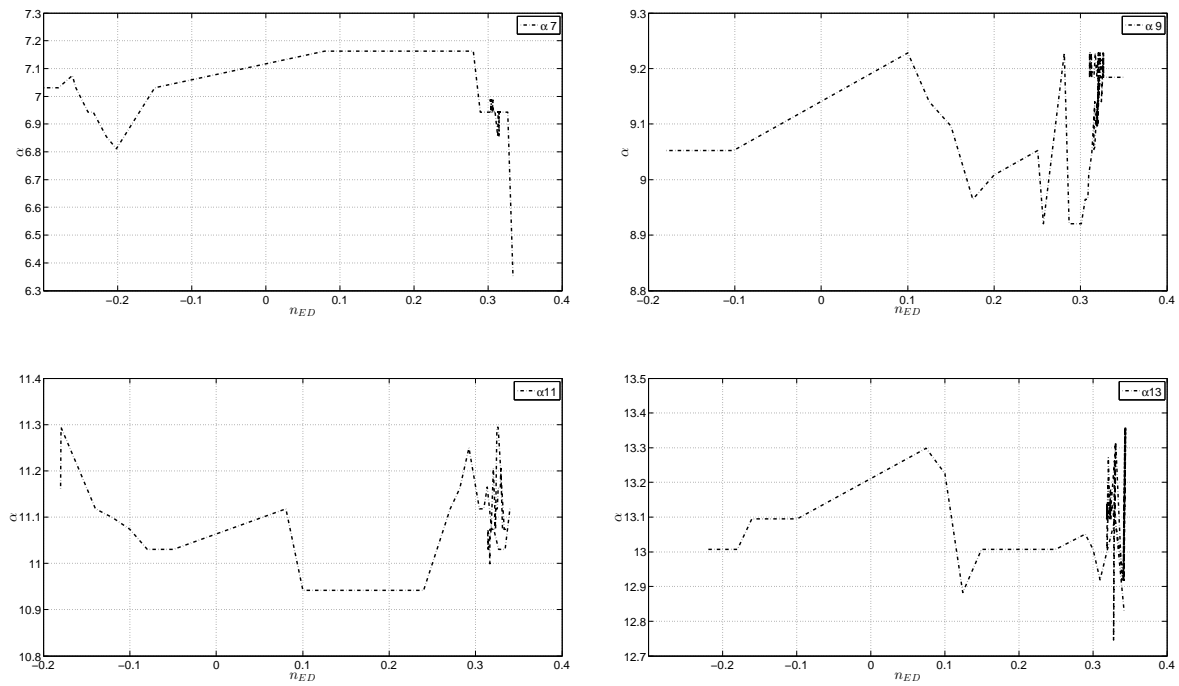
## 5.1 Stasjonært

Resultatet for  $n_{ED}$  mot  $Q_{ED}$  fra de stasjonære målingene er gjengitt i Figur 5.1. Som vist av figuren mangler det målinger ved lavt turtall. Ledeskovlenes endring mot  $n_{ED}$  er vist i Figur 5.2.



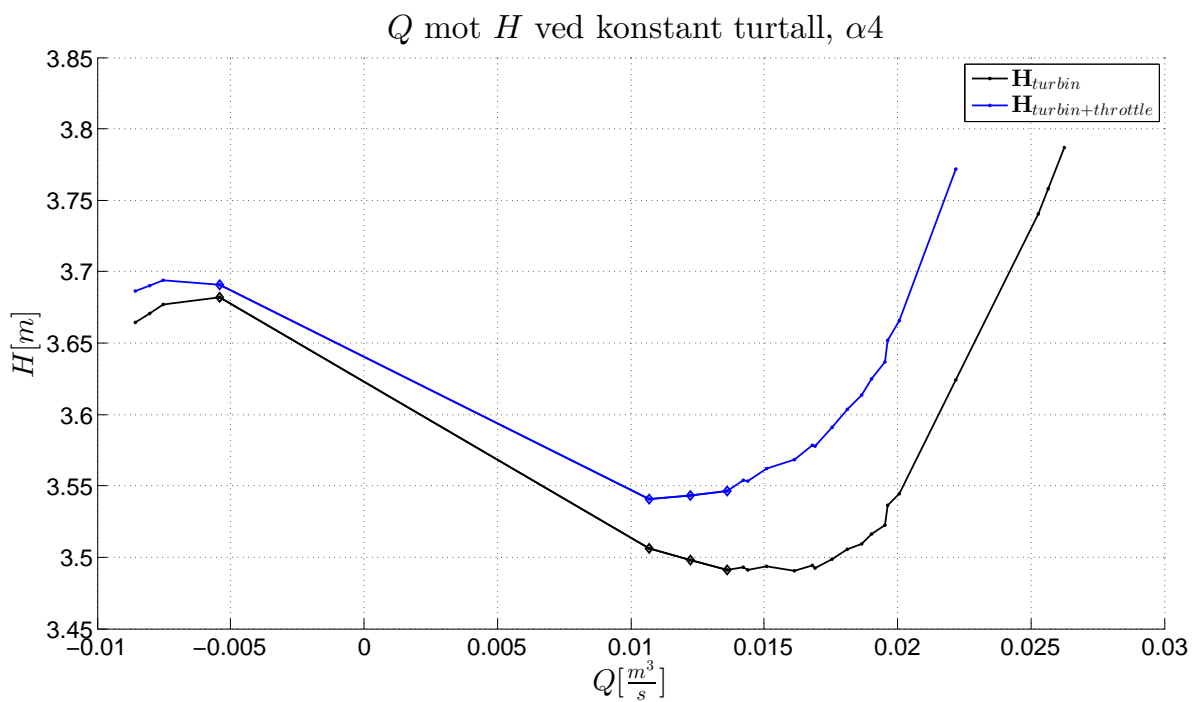
Figur 5.1: Alle driftssituasjonene til RPTen målt stasjonært

Det ustabile området for  $Q$  mot  $H$  etter rusning og til revers pumpedrift er gjengitt for to ledeskovlåpninger i Figur 5.3 og Figur 5.3. Ved hjelp av affinitetslikningene og et satt turtall på  $300rpm$ , gir dette samme karakteristikk som Figur 3.7 fra Kapittel 3. Figurene viser det ustabile området og stabiliseringen av dette.  $H_{turbin}$  viser turbinens karakteristikk.  $H_{turbin+throttle}$  er karakteristikken til turbinen og strupingen. Effekten av strupingen er regnet ut basert på teoretiske verdier. Enkelte punkter i figurene er uthevet. I Figur 5.3 viser de tre uthevede punktene mellom  $Q$  lik  $0.01 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  til  $Q$  lik  $0.015 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  tydelig at det ustabile området for turbinen blir stabilisert. De to uthevede punktene på hver side

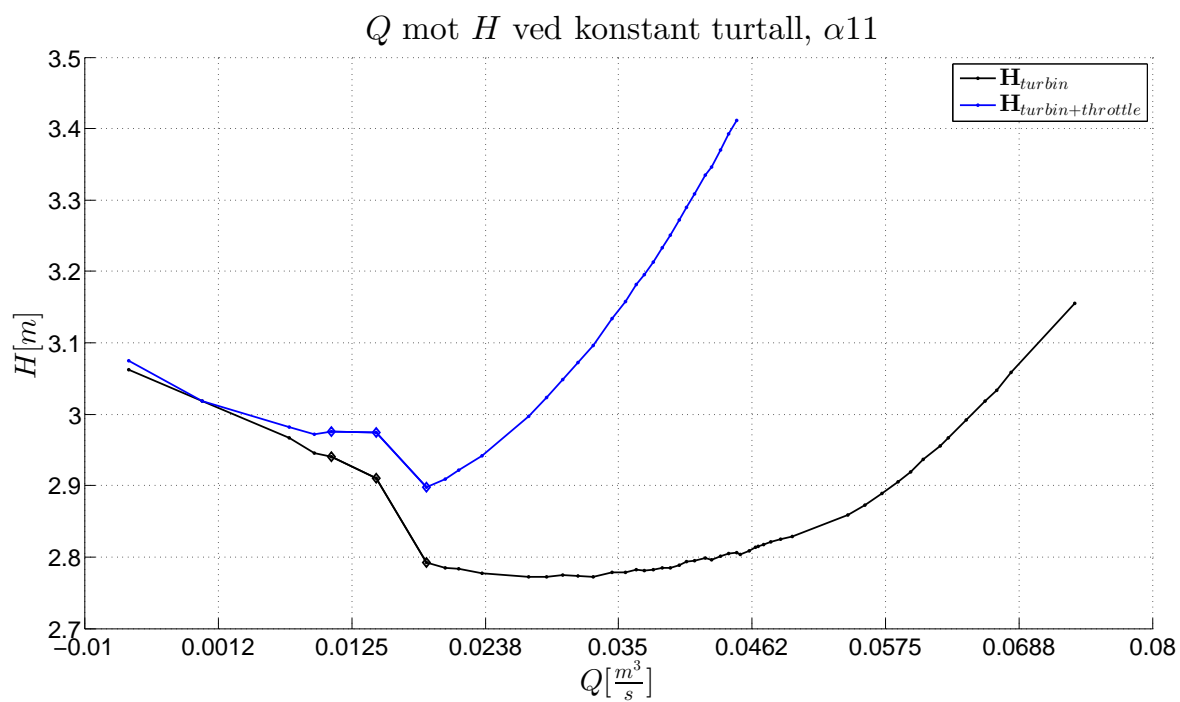


Figur 5.2:  $\alpha$  mot  $n_{ED}$ , endring i ledeskavlåpning for stasjonære målinger

av  $Q$  lik  $0 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  viser et område som fortsatt er ustabil til tross for strupingen tilført systemet. I revers pumpedrift, helt til venstre i figuren, viser grafen at strupingen fører til å destabilisere et område som i turbinkarakteristikken vises som stabilt. De uthevede punktene lengst til høyre i Figur 5.4 viser også et område som ikke lar seg stabilisere av strupingen, mens mellom de to neste punktene stabiliseres systemet.



Figur 5.3: Stabilisert ustabil område for  $\alpha 4$

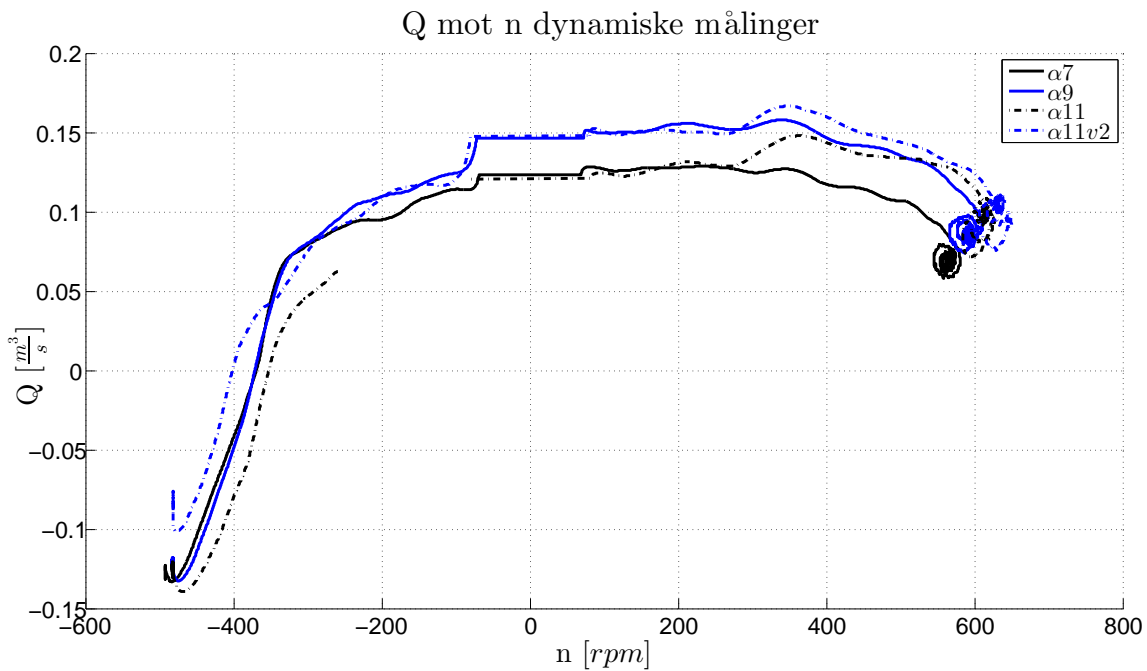


Figur 5.4: Stabilisert ustabil område for  $\alpha 11$

## 5.2 Dynamisk

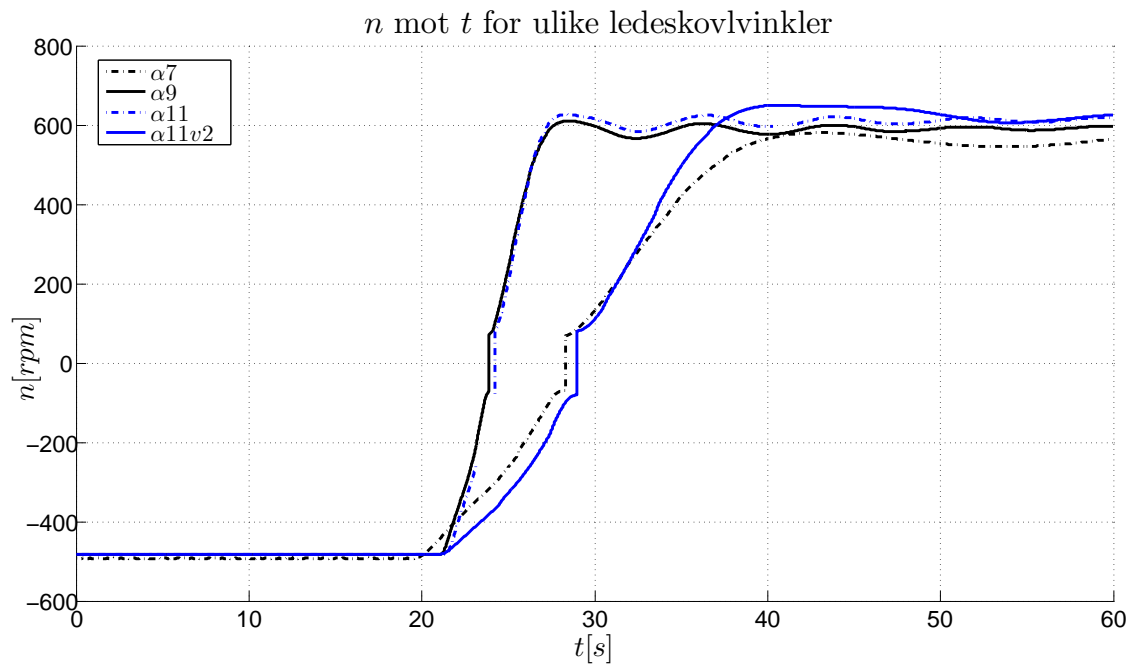
De dynamiske målingene er presentert for  $Q$  mot  $n$  i Figur 5.5. Her vises samme flate parti rundt  $0rpm$  som i Figur 5.6. Ledeskovlenes endring mot  $n_{ED}$  er vist i Figur 5.8.

Volumstrømmen og rotasjonshastigheten målt dynamisk er vist i tidsplanet i Figur 5.6 og Figur 5.7. I turtallsgrafene har alle ledeskovlåpningene et område uten data rundt  $0rpm$ , dette vises som en rett linje på alle grafene. Ledeskovlåpningen rundt  $11^\circ$  grader er tatt med to ganger, da disse viser et avvik fra hverandre. I tillegg gjør grafen til  $\alpha_{11}$  et hopp fra omtrent  $-250rpm$  til  $-60rpm$ . Volumstrømmen går fra negativ i pumpedrift til positiv i turbindrift. Svingningene flater etter hvert ut når turbinen når rusing. Også her er det forskjell mellom de to målingene gjort med ledeskovlåpning rundt  $11^\circ$ .  $\alpha_{11v2}$  starter med en lavere volumstrøm enn de andre og følger i større grad kurven til  $\alpha_7$ . Alle ledeskovlåpningene viser en liten reduksjon i volumstrøm før den bratte stigningen over i turbindrift.

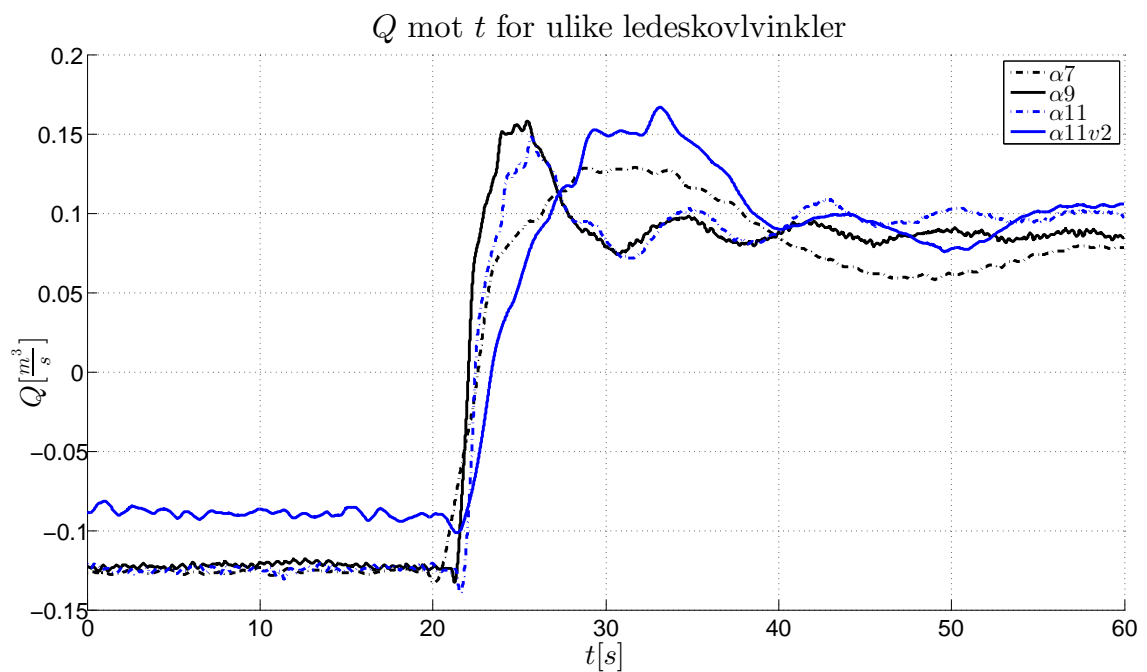


Figur 5.5: Alle driftssituasjonene til RPTen målt dynamisk

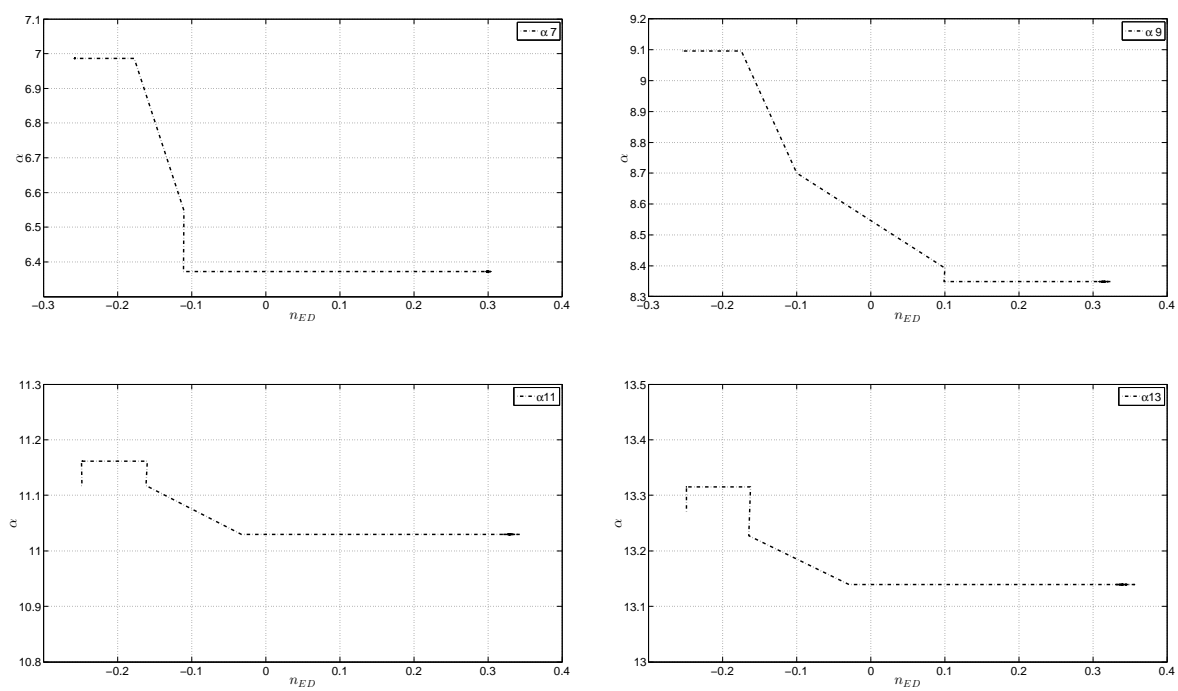




Figur 5.6: Dynamiske målinger av rotasjonshastighet mot tid



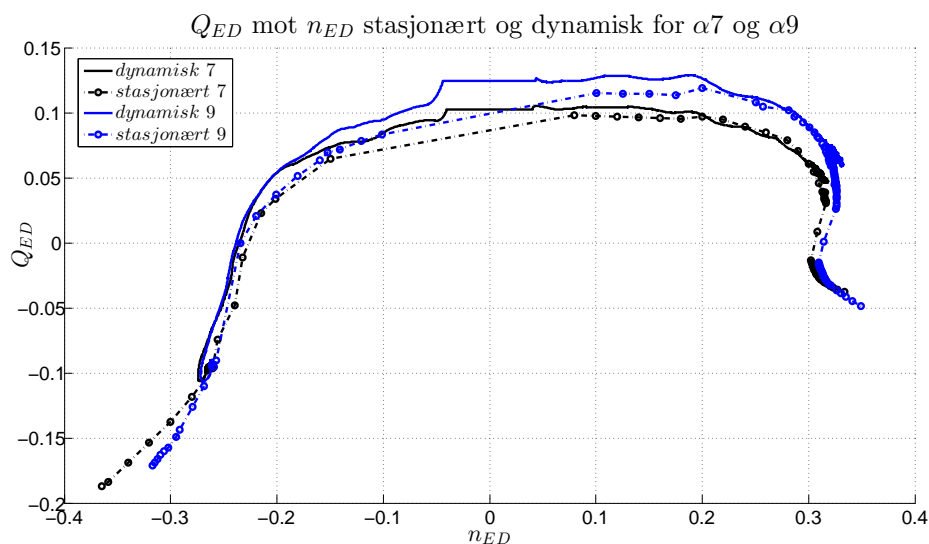
Figur 5.7: Dynamiske målinger volumstrøm mot tid



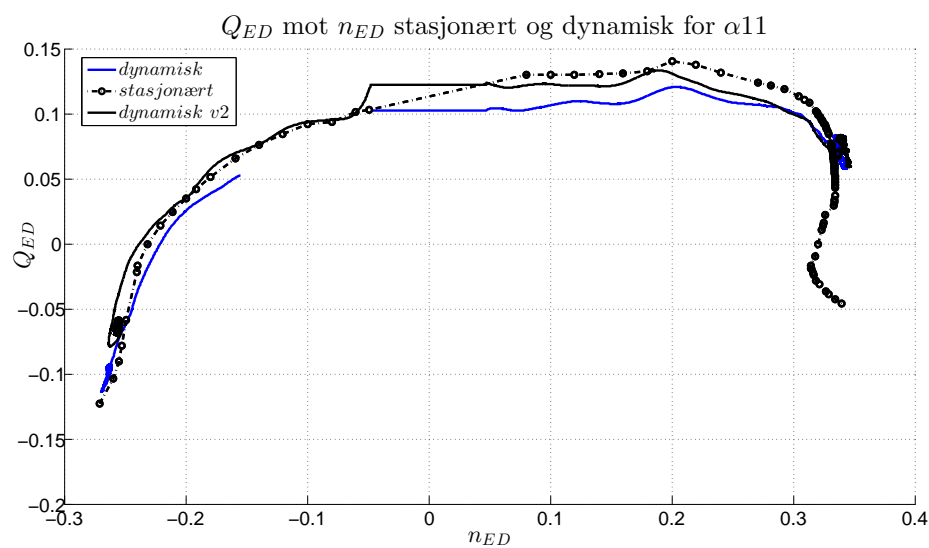
Figur 5.8:  $\alpha$  mot  $n_{ED}$ , endring i ledeskovlåpning for dynamiske målinger

### 5.3 Sammenlignede resultater

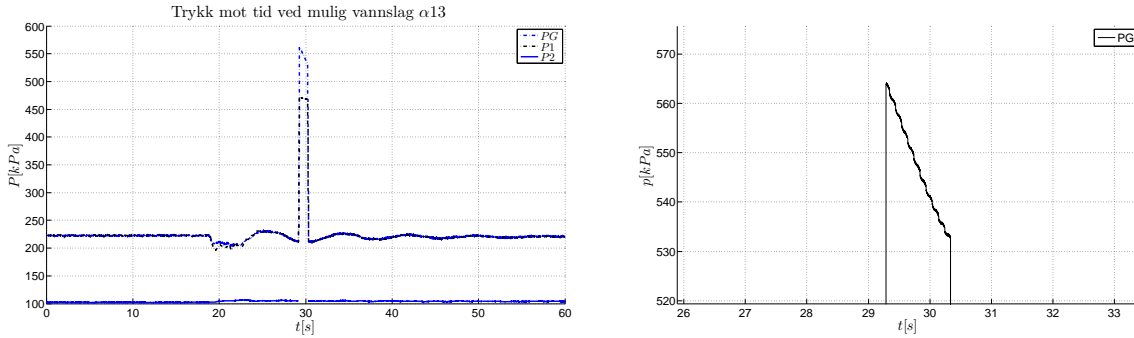
Grafene i Figur 5.9 og 5.10 viser resultatene fra både de stasjonære og dynamiske målingene. Med unntak av området rundt  $n_{ED} = 0$  viser grafene god korrelasjon. Det ble gjort flere målingeserier med samme ledeskovlåsning,  $\alpha_{11}$  og  $\alpha_{11v2}$  er begge illustrert i figur 5.10.



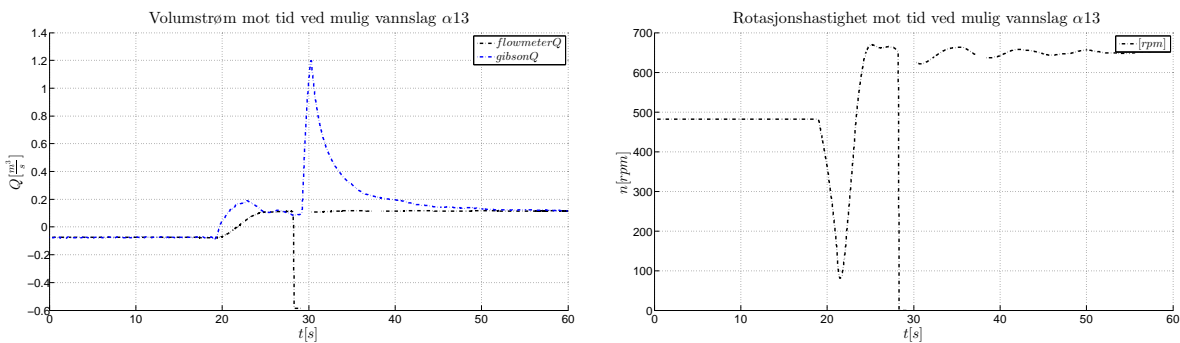
Figur 5.9: Alle driftssituasjonene målt stasjonært og dynamisk for  $\alpha_7$  og  $\alpha_9$



Figur 5.10: Alle driftssituasjonene målt stasjonært og dynamisk for  $\alpha_{11}$



Figur 5.11: Avvik i trykket for  $\alpha 13$



Figur 5.12: Avvik i volumstrøm og rotasjons hastighet for  $\alpha 13$ . Fra tid 0s til 22s er rotasjonsretningen egentlig negativ og går fra  $-500rpm$  til  $80rpm$

## 5.4 Avvik i målinger

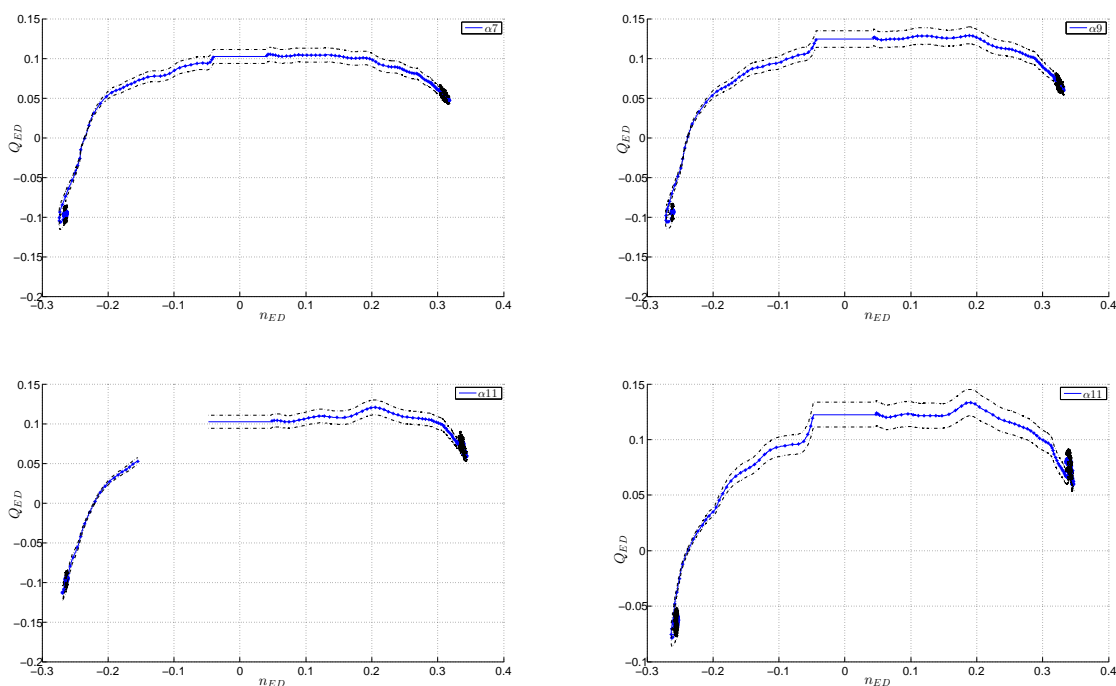
For to ledeskovlåpninger  $\alpha 9$  og  $\alpha 13$  ble det målt store avvik fra de andre dynamiske målingene. Figur 5.11 og 5.12 viser henholdsvis trykket, volumstrømmen og rotasjons hastigheten i disse målingene. Figur 5.11 viser en økning i trykket for PG og P1, mens der er et område uten trykkmåling for P2. Øvre del av P1 er gjengitt i et nærbilde for å få frem svingningen i toppen. Volumstrømmen i Figur 5.12 viser målingene både fra volumstrømmåleren og Gibson-metoden. Volumstrømmåleren viser en endring av vannretningen negativ strømning, altså strømning i pumperetning, mens Gibson-metoden viser en kraftig økning av strømningen i turbinretning. Figur 5.12 viser at turtallet etter å ha gått fra rotasjon i pumperetning til rotasjon i turbinretning hurtig reduseres til  $0rpm$  for så å fortsette et hendelsesforløp likt måleseriene presentert tidligere i kapittelet.

## 5.5 Usikkerhet og repeterbarhet

Usikkerhetene i målingene er vist for de stasjonære målingene i Figur 5.14 og for de dynamiske målingene i Figur 5.13. Den maksimale usikkerheten for hver ledeskovlåsning er gjengitt for de stasjonære målingene i Tabell 5.2 og for de dynamiske målingene i Tabell 5.1. Teorien og beregningen av usikkerhetene presentert her finnes i Vedlegg E. Usikkerhetsbåndene er multiplisert med 20 for å få frem endringen i usikkerheten.

$\alpha$	$Q_{ED}$	$f_{Q_{ED}}$ [%]	$n_{ED}$	$f_{n_{ED}}$ [%]
7	-0.097	0.45	-0.06	0.76
9	0.069	0.43	-0.06	0.76
11	-0.095	0.41	0.06	0.49
11v2	-0.059	0.47	-0.09	0.83

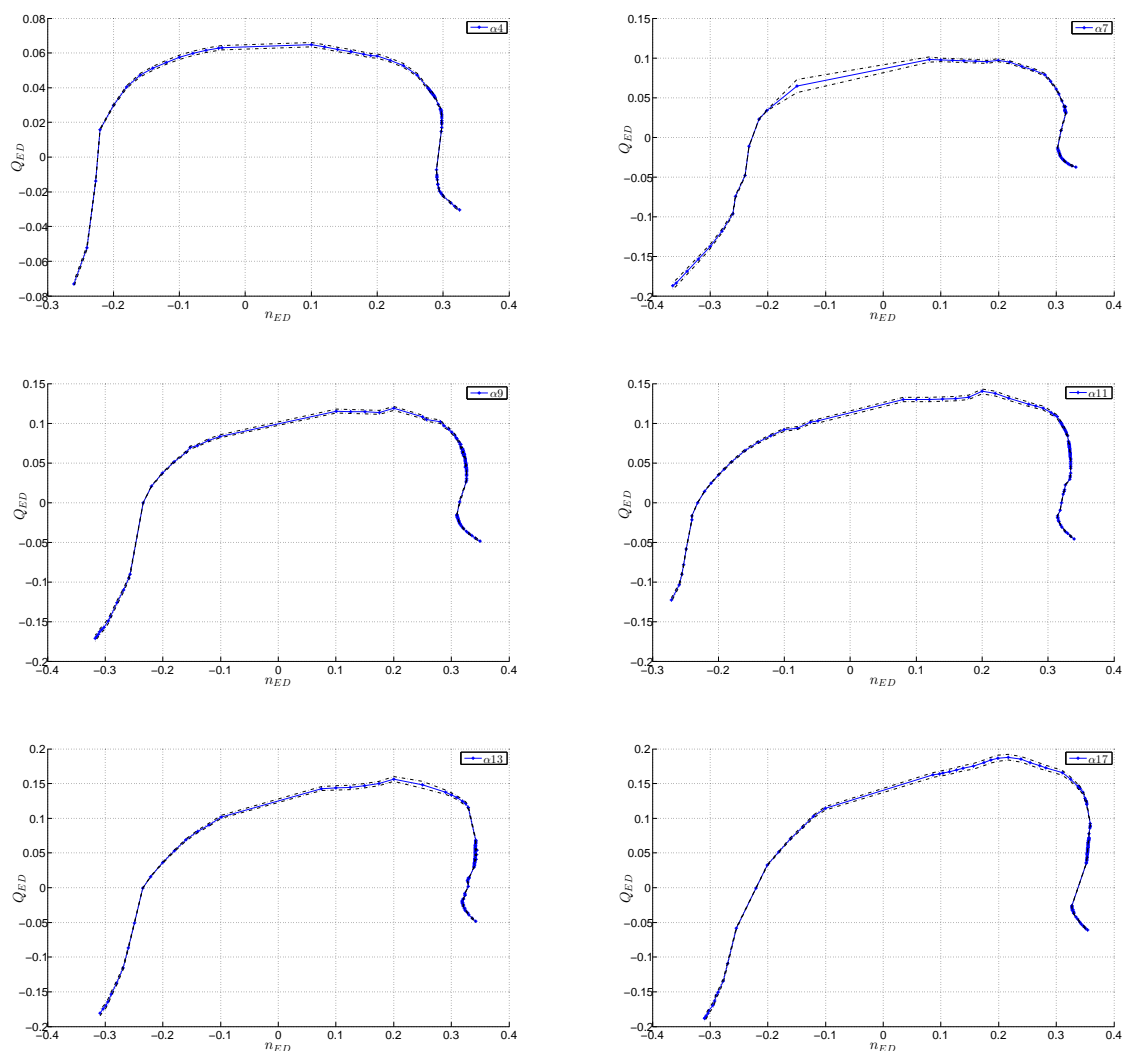
Tabell 5.1: Maksimal usikkerhet for  $Q_{ED}$  og  $n_{ED}$  ved alle ledeskovlåsninger i de dynamiske målingene



Figur 5.13:  $Q_{ED}$  mot  $n_{ED}$  med usikkerhetsbånd for dynamiske målinger. Usikkerhetsbåndet er ganget med 20

$\alpha$	$Q_{ED}$	$f_{Q_{ED}}$ [%]	$n_{ED}$	$f_{n_{ED}}$ [%]
4	0.0149	0.14	-0.26	0.03
7	0.0084	1.71	-0.15	1.03
9	0.0007	20.7	-0.15	0.10
11	-0.0094	0.15	-0.05	0.59
13	-0.0017	2.39	-0.25	0.05
17	-0.0005	0.18	-0.31	0.06

Tabell 5.2: Maksimal usikkerhet for  $Q_{ED}$  og  $n_{ED}$  ved alle ledeskavlåpninger i de stasjonære målingene



Figur 5.14:  $Q_{ED}$  mot  $n_{ED}$  med usikkerhetsbånd for stasjonære målinger. Usikkerhetsbåndet er ganget med 20

## 6 | Diskusjon

Samlet sett synes de stasjonære og dynamiske målingene å sammenfalle godt. Det største avviket mellom disse kan forklares av vanskeligheten for å treffe samme ledeskovlåsning gjentatte ganger, samt at ledeskovlåsningen endres underveis i måleserien. Det andre store avviket skyldes mangelfulle målinger ved lavt turtall. Ved de stasjonære målingene er det momentgrensen til generatoren som setter begrensningen for å oppnå målinger ved lavt turtall. Generatorens momentgrense er avhengig av turtallet, men det faktiske forholdet er ikke kjent. For å være på den sikre siden ble det antatt at momentet i Nm ikke kunne overstige turtallet i rpm, som er årsaken til de manglende målingene. I de dynamiske målingene er det turtallsmålingen som er årsak til det mangelfulle resultatet rundt  $0rpm$ . Det ble installert en ny skive med 60 hakk, som i prinsippet skal kunne vise hastigheten ned til  $1rpm$ , men målingene viser ikke turtall lavere enn  $\pm 60rpm$ . Dette kan skyldes en viss treghet i signaloverføringen.

### 6.1 Stasjonære målinger

Den ustabile S-kurven ble stabilisert gjennom en struping i testsløyfen. Dette ble gjort ved å delvis lukke en spjeldventil i sløyfen. De teoretiske beregningene av falltapskonstanten  $K$  til strupingen sammenfaller godt med de målte verdiene. Den viser også at denne metoden ikke stabiliserer hele området under testforholdene ved Vannkraftlaboratoriet, men nok til å få frem den karakteristiske S-kurven.

### 6.2 Dynamiske målinger

Volumstrøm mot tid vist i Figur 5.7 viser en økning av  $|Q|$  i pumpedrift rett før økningen til positiv volumstrøm. Dette kan være en sprangrespons som gir motsatt utslag. En annen tenkelig årsak er at  $|Q|$  ikke var helt stabil i pumpedrift grunnet en endring i ledeskovlåsningen i dette området. Den andre sprangresponsen i den dynamiske prosessen, er den dempede svingningen i rusing som vist i sirklene ved rusingshastighet i Figur 5.5.

## 6.3 Avvik i målinger

Avvikene i målingene skjer på to ulike ledeskovlåpninger på akkurat samme tidspunkt for både  $Q$ ,  $n$  og  $P$ . Skal man tro måledataen får man et økt trykk ved innløpet, en midlertidig stans av turbinen og en volumstrømning som først går fra den dempede svingningen i turbindriften, til pumpedriften og tilbake i turbindriften. Men med tanke på at trykksensoren P2 ved utløpet av turbinen, samt både rotasjonshastigheten og volumstrømmen har områder uten måledata i det hele tatt er det grunn til å være kritisk. I tillegg har svingningen ved det høyeste trykket PG en frekvens på 50 Hz. Det kan derfor tenkes at det er forstyrrelser i strømtilførselen eller elektrisk feil i loggeboks eller datamaskin som har forårsaket dette fenomenet. Det vil i så fall også kunne forklare tapet av måledata i måleserien for ledeskovlåpning  $\alpha 11$ . For en endelig konklusjon bør det gjøres flere målinger i dette området. Grunnet begrenset tid i laboratoriet og prosessen frem til målingene, som er beskrevet i mer detalj i Vedlegg D, er ikke dette gjennomført i denne oppgaven.

## 6.4 Usikkerhet

Usikkerheten for de dynamiske målingene og de stasjonære målingene som vist i Figur 5.14 og Figur 5.13. Usikkerhetsbåndet er multiplisert med 20 for både de stasjonære og dynamiske målingene, og figurene viser tydelig at den dynamiske usikkerheten i hovedsak er større enn de stasjonære målingene.

Fra Tabell 5.2 og Tabell 5.1 ser man at den største usikkerheten i alle måleseriene, både stasjonært og dynamisk, finner sted ved lav volumstrøm,  $Q_{ED}$ . S-kurven finnes kun i de stasjonære målingene, og det er i dette området usikkerheten til  $Q_{ED}$  er størst. For ledeskovlåpning  $\alpha 9$  er den 20.7%, noe som tyder på at dette loggepunktet ikke ble fullstendig stabilisert. De andre ledeskovlåpningene viser også en høy usikkerhet i dette området.

Den største usikkerheten til  $n_{ED}$  for de dynamiske målingene skjer i pumpedriften rett før vannretningen snur til turbindriften. Siden dette er det område der både volumstrømmen og rotasjonshastigheten endrer seg raskest er dette naturlig. Unntaket er ledeskovlåpning  $\alpha 11$ , men det er denne måleserien som mangler rotasjonshastighetsmåling akkurat i det området de andre måleseriene har størst usikkerhet.

## 6.5 Dynamisk test på prototyp

Basert på erfaringene fra den dynamiske testen i laboratoriet skal det være mulig å gjennomføre liknende forsøk på et virkelig kraftverk med en reversibel pumpeturbin. Noen kriterier for dette ligger til grunn:

- **Generator** må tåle rusehastighet og må kunne skrus av, eller på annen måte miste momentet kontant, uten nedramping av turtallet.
- **Rørstrekk** med mulighet for å koble på trykksensorer. Ifølge IEC60041 [18] må rørstrekket være rett, minst 10 metre langt og med konstant radius.



## 7 | Konklusjon

Sammenligningen av de stasjonære og dynamiske målingene viser en god korrelasjon. Forskjellen mellom disse kan i hovedsak forklares av den varierende ledeskovlåpningen. Målingene er mangelfulle ved lav turbinhastighet, forårsaket av henholdsvis momentgrensen for de stasjonære målingene, og rotasjonshastighetsmåleren for de dynamiske målingene.

Stabiliseringen av S-kurven i de stasjonære målingene kan ansees som vellykket i den grad at dens karakteristiske form kommer frem. Den stemmer også overens med relevant teori for falltap ved delvis lukket ventil. Området er derimot ikke fullstendig stabilisert, og bør undersøkes nærmere som nevnt i Kapittel 8.

De dynamiske målingene viser flere interessante fenomener som den dempede svingningen og det mulige motsatte utslaget. Instrumenteringen og gjennomføringen av målingene ga resultater med akseptabel usikkerhet. Problemer med instrumentene ved enkelte måleserier gjør det vanskelig å fastslå om avviket i målingene skyldes et hydraulisk fenomen eller instrumentfeil.



## 8 | Videre arbeid

De stasjonære målingene ble ikke fullstendig stabilisert i S-kurven av metoden gjennomført i denne oppgaven. Testen kan gjentas ved å stabilisere området ved hjelp av generatormomentet. Man kan også måle det ustabile området dynamisk og se om den samme karakteristikken fremkommer som indikert i *Unstable behaviour of RPT when testing turbine characteristics in the laboratory* [8]. Det bør også sees på muligheten til å få gjennomført målinger ved lav rotasjonshastighet, der målingene presentert i Kapittel 5 er mangelfulle.

Kapittel 6 og Vedlegg D peker på noen svakheter ved de dynamiske målingene grunnet måleinstrumentene. En gjentakelse av måleseriene kan gjennomføres, der følgende er endret:

- Turtallsmåler som klarer å logge ved lav hastighet
- Trykksensorer med en mer passende rekkevidde
- Ledeskovler som ikke endrer posisjon under måleserien i like stor grad
- Undersøke/endre måleinstrumenter og datamaskin for å eliminere elektriske feil

Gjentakelsen av måleseriene bør ha fokus på å det mulige motsatte uslaget når generatorens moment settes til 0 Nm og en videre vurdering av sammenhengen mellom de stasjonære og dynamiske målingene. I tillegg bør forsøket gjentas for bekrefte eller avkrefte avvikene i målingene for ledeskovlåpning  $\alpha_9$  og  $\alpha_{13}$ .

Gjennomføre dynamiske målinger på en prototyp.



# Bibliografi

- [1] T. Staubli, C. Widmer, T. Tresch, and M. Sallaberger, “Starting pump-turbines with unstable characteristics,” *Hydro 2010*, 2010.
- [2] T. Staubli, F. Senn, and M. Sallaberger, “Instability of pump-turbines during start-up in turbine mode,” *Hydro 2008*, p. 6–8, 2008.
- [3] G. Olimstad, *Characteristics of reversible-pump turbines*. PhD thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2012.
- [4] A. Stranna, “Testing of rpt in pumping mode of operation,” 2013.
- [5] T. K. Nielsen, *Transient characteristics of high head Francis turbines*. PhD thesis, Norges Tekniske Høyskole, 1990.
- [6] G. Krivichenko, *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*. Mir, 1994.
- [7] H. Brekke, *Grunnkurs i hydrauliske Strømningsmaskiner*. NTNU, 2000.
- [8] T. K. Nielsen and M. F. Svarstad, “Unstable behaviour of rpt when testing turbine characteristics in the laboratory,” *Montreal 2014*, 2014.
- [9] A. J. Stepanoff, *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design, and application*. New York: Wiley, 1957.
- [10] J. G. Balchen, T. Andresen, and B. A. Foss, *Reguleringsteknikk*. Institutt for kybernetikk, NTNU, 2003.
- [11] T. K. Nielsen, “Dynamisk dimensjonering av vannkraftverk,” 1990.
- [12] P. Dörfler, A. Engineer, R. Pendse, P. Huvet, and M. Brahme, “Stable operation achieved on a single-stage reversible pump-turbine showing instability at no-load,” in *19th IAHR Symposium, Section on Hydraulic Machinery and Cavitation*, pp. 9–11, 1998.
- [13] F. M. White, *Fluid Mechanics*. Mc Graw Hill, 2008.
- [14] A. Kjølle, *Hydraulisk måleteknikk*. PhD thesis, Norges Tekniske Høyskole/NTNU, 2003.
- [15] P.-T. S. Storli, “Modelltest av francis turbin i vannkraftlaboratoriet ved ntnu,” 2006.
- [16] A. Stranna, “Hydraulic performance of a high head francis turbine,” 2012.

- [17] I. International Electrotechnical commision, “Iec 60193 hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines, model acceptance tests,” 1999.
- [18] I. International Electrotechnical commision, “Iec 60041 field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines, model acceptance tests,” 1991.
- [19] H. for bygningsingeniører, *Torkild Carstens, m.fl.* Trondheim: Den Norske Ingeniørforening, Institutt for Vassbygging, NTH, 1969.
- [20] J. Ramdal, *Efficiency measurements in low head hydro power plants.* PhD thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2011.

## A | Konstant nivå i nedre reservoar

For å simulere et nedre reservoar med konstant vannhøyde til forsøket i åpen sløyfe settes det inn en overfallsskjerm i sugerørstanken. Denne blir matet av en pumpe lokalisert ved siden av tanken som vist i Figur A.1. Denne måten å kjøre Francis-testriggeren på er ny, og det er behov for å gjøre noen utregninger for å unngå at det nedre reservoaret endrer høyde underveis i testen.

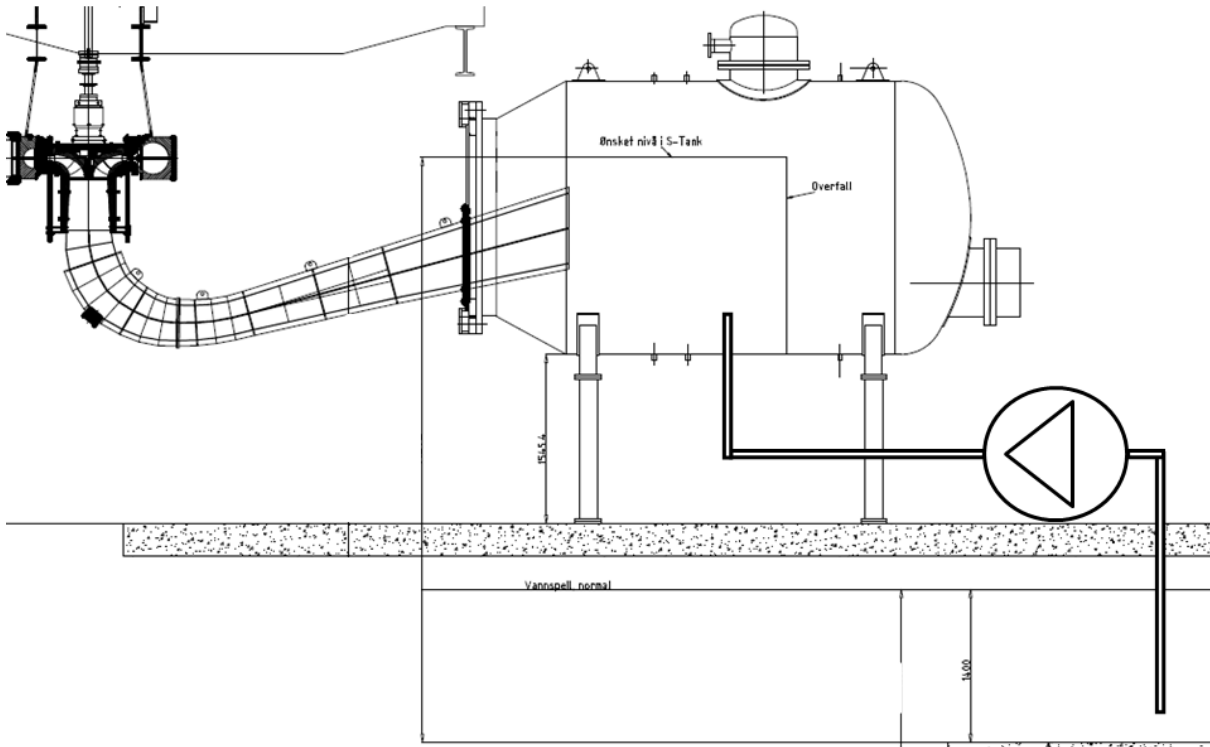
For at nivået skal være konstant må det være et overfall gjennom hele testen. For å undersøke dette brukes ligning A.1 fra kompendiet *Hydraulikk for bygningsingeniører* [19, kap. 4.13]. Her er  $Q$  er volumstrømmen,  $C$  er en variabel avhengig av karakteristikken til overløpet,  $B = 1.3\text{ m}$  er bredden på overfallet fra Figur A.2 og  $H$  er vannivået over overfallet.  $C = 1.71$  for et bredt overløp, og benyttes videre i utregningen. Ligning A.2 viser Froude nummeret, forenklet for et rektangulært tverrsnitt med høyde  $H$ , hastighet  $v$  og gravitasjonskonstanten  $g$ . Med  $Fr < 1$  har man underkritisk strømning. Det betyr også at man ikke får en forstyrrelse oppstrøms fra overfallet. Dette sikrer at nivået holdes konstant over skjermen så lenge vannmengde inn er større enn vannmengde ut [19, kap. 4.11].

$$Q = CH^{\frac{3}{2}}B \rightarrow H = \sqrt[2/3]{\frac{Q}{CB}} \quad (\text{A.1})$$

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gH}} = \frac{Q}{HB\sqrt{gH}} \quad (\text{A.2})$$

Maksimal vannmengde ut av sugerørstanken er i pumpedrift på turbinen. Fra de stasjonære målingene er denne  $Q_{pumpe} = 0.1765\text{ m}^3\text{ s}^{-1}$ . Dette gir minimal vannmengde over overfallet. I turbindrif vil sugerørstanken både ha tilførsel fra RPTen og fra \*pumpen\*. Maksimal volumstrøm fra turbinen, fra de stasjonære målingene, er  $Q_{turbin} = 0.187\text{ m}^3\text{ s}^{-1}$ . Dette gir maksimal vannmengde over overfallet. Hvis overfallsskjermen er dimensjonert til å tåle begge disse ytterpunktene vil nivået i det konstruerte nedre reservoaret være konstant. Med  $Q_{inn} = 0.2\text{ m}^3\text{ s}^{-1}$  er volumstrømmen fra S-pumpen stor nok til å gi et overfall i begge ekstremtilfellene som vist i Tabell A.1. Froude nummeret er også mindre enn en i begge tilfellene.

Sewatec-pumpen må derfor levere en  $Q = 0.2\text{ m}^3\text{ s}^{-1}$  ved  $H = 3.5\text{ m}$ . For å finne det nødvendige turtallet brukes affinitetslikningene 3.4 og 3.3 fra kapittel 3.2.3 og informasjon om referansedriftspunktet fra pumpens datablad B. Dette gir  $n = 750\text{ rpm}$  ved nødvendig  $Q$  og  $H$ .

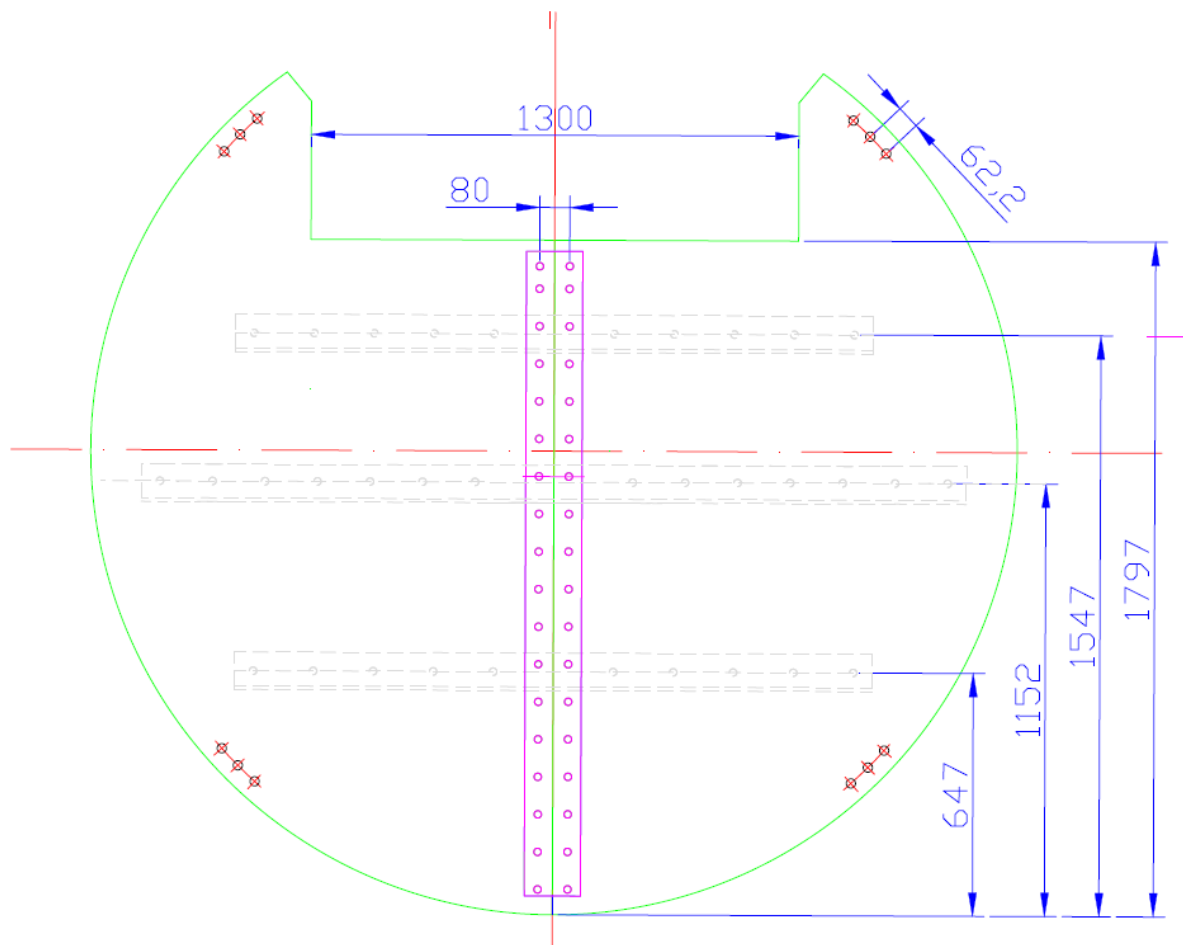


Figur A.1: Sugerørstanken med matepumpe utgjør det nedre reservoaret

	Volumstrøm	H	Fr
Minimal	$Q_{inn} - Q_{pumpe} = 0.028 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	0.0543m	0.5425m
Maksmimal	$Q_{inn} - Q_{turbin} = 0.38 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	0.3092 m	0.5425 m

Tabell A.1: Variabler





Figur A.2: Overfallsskjermen i sugerørstanken med dimensjoner i mm



## B | Datablad Sewatec pumpe

## Data sheet



Customer item no.:

Order dated:

Order no.:

Quantity: 1

Number: ES 2638269

Item no.: 100

Date: 11/11/2013

Page: 1 / 7

**Sewatec K 300-400G 3ENH**

Version no.: 1

### Operating data

Requested flow rate	1080.00 m <sup>3</sup> /h	Actual flow rate	1080.00 m <sup>3</sup> /h
Requested developed head	10.00 m	Actual developed head	10.00 m
Pumped medium	Water, contaminated water Slightly contaminated water Not containing chemical and mechanical substances which affect the materials	Efficiency	83.7 %
Ambient air temperature	20.0 °C	Power absorbed	35.10 kW
Fluid temperature	15.0 °C	Pump speed of rotation	844 rpm
Fluid density	999 kg/m <sup>3</sup>	NPSH required	3.91 m
Fluid viscosity	1.14 mm <sup>2</sup> /s	Permissible operating pressure	10.00 bar.g
Suction pressure max.	0.00 bar.g	Discharge press.	0.98 bar.g
Mass flow rate	299.67 kg/s	Min. allow. mass flow	122.81 kg/s
Max. power on curve	35.79 kW	Shutoff head	17.57 m
Min. allowable flow rate	442.60 m <sup>3</sup> /h	Max. allow. mass flow Design	401.66 kg/s Single system 1 x 100 % Tolerances to ISO 9906 Class 3B; below 10 kW acc. to paragraph 4.4.2

### Design

Pump standard	KSB-Aggregate international execution	Type	MG
Design	Baseplate mounted, long-coupled	Material code	SIC/SIC/NBR
Orientation	Horizontal	Impeller type	Multivane radial flow impeller (K)
Suction nominal dia.	DN 300	Wear ring	Casing wear ring
Suction nominal pressure	PN 10	Impeller diameter	408.0 mm
Suction position	axial	Free passage size	100.0 mm
Discharge nominal dia.	DN 300	Direction of rotation from drive	Clockwise
Discharge nominal pressure	PN 10	Bearing bracket size	S05
Discharge position	top (0°/360°)	Bearing seal	Lip seal
Discharge flange drilled according to standard	EN 1092-2	Bearing type	Anti-friction bearings
Suction nozzle drilled acc. to DIN2501 with tapped blind holes		Lubrication type	Grease
Shaft seal	2 mech. seals in tandem arrangement with oil reservoir	Color	Ultramarine blue (RAL 5002) KSB-blue
Manufacturer	KSB		

### Driver, accessories

Manufacturer	Flender	Driver type	Electric motor
Coupling type	Arpex NHN	Drive standard	IEC
Nominal size	175	Drive supplied by	without motor
Spacer length	300.0 mm	Motor const. type	B3
Coupling guard type	Tread-proof (ZN3230)	Motor size	315S
Guard size	A2	Speed control selection	Speed adjustment
Guard material	Steel ST	Frequency	50 Hz
Baseplate type	Welded steel for Sewatec	Rated power P2	75.00 kW
Baseplate size	H26	available reserve	113.68 %
Motorside drill	Yes	Number of poles	6

## Data sheet



Customer item no.:  
Order dated:  
Order no.:  
Quantity: 1

Number: ES 2638269  
Item no.: 100  
Date: 11/11/2013  
Page: 2 / 7

**Sewatec K 300-400G 3ENH**

Version no.: 1

### Materials G

Pump casing (101)  
Discharge cover (163)  
Shaft (210)  
Impeller (230)

Grey cast iron JL 1040  
Grey cast iron JL 1040  
Chrome steel 1.4021+QT800  
Grey cast iron JL 1040

O-Ring (412)  
Casing wear ring (502.1)  
Screwed plug (903)  
Hexagon socket head cap  
screw (914)

Nitrile rubber NBR  
Grey cast iron JL 1040  
Steel ST  
Carbon steel C35E+N

# Performance curve

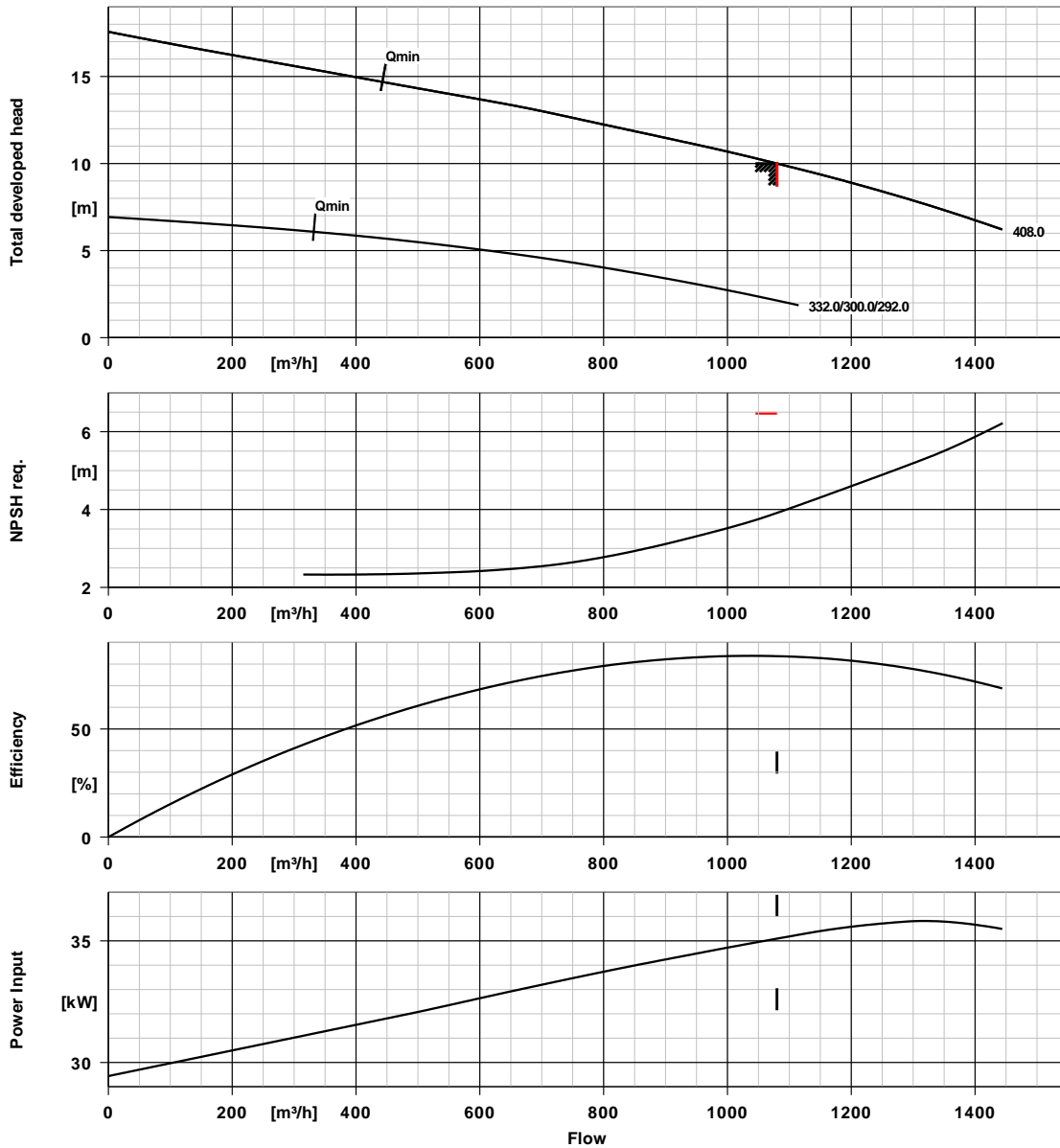


Customer item no.:  
 Order dated:  
 Order no.:  
 Quantity: 1

Number: ES 2638269  
 Item no.:100  
 Date: 11/11/2013  
 Page: 3 / 7

**Sewatec K 300-400G 3ENH**

Version no.: 1



## Curve data

Speed of rotation	844 rpm	Efficiency	83.7 %
Fluid density	999 kg/m <sup>3</sup>	Power absorbed	35.10 kW
Viscosity	1.14 mm <sup>2</sup> /s	NPSH required	3.91 m
Flow rate	1080.00 m <sup>3</sup> /h	Curve number	K42700
Requested flow rate	1080.00 m <sup>3</sup> /h	Effective impeller diameter	408.0 mm
Total developed head	10.00 m	Acceptance standard	Tolerances to ISO 9906
Requested developed head	10.00 m		Class 3B; below 10 kW acc. to paragraph 4.4.2

# Speed curve

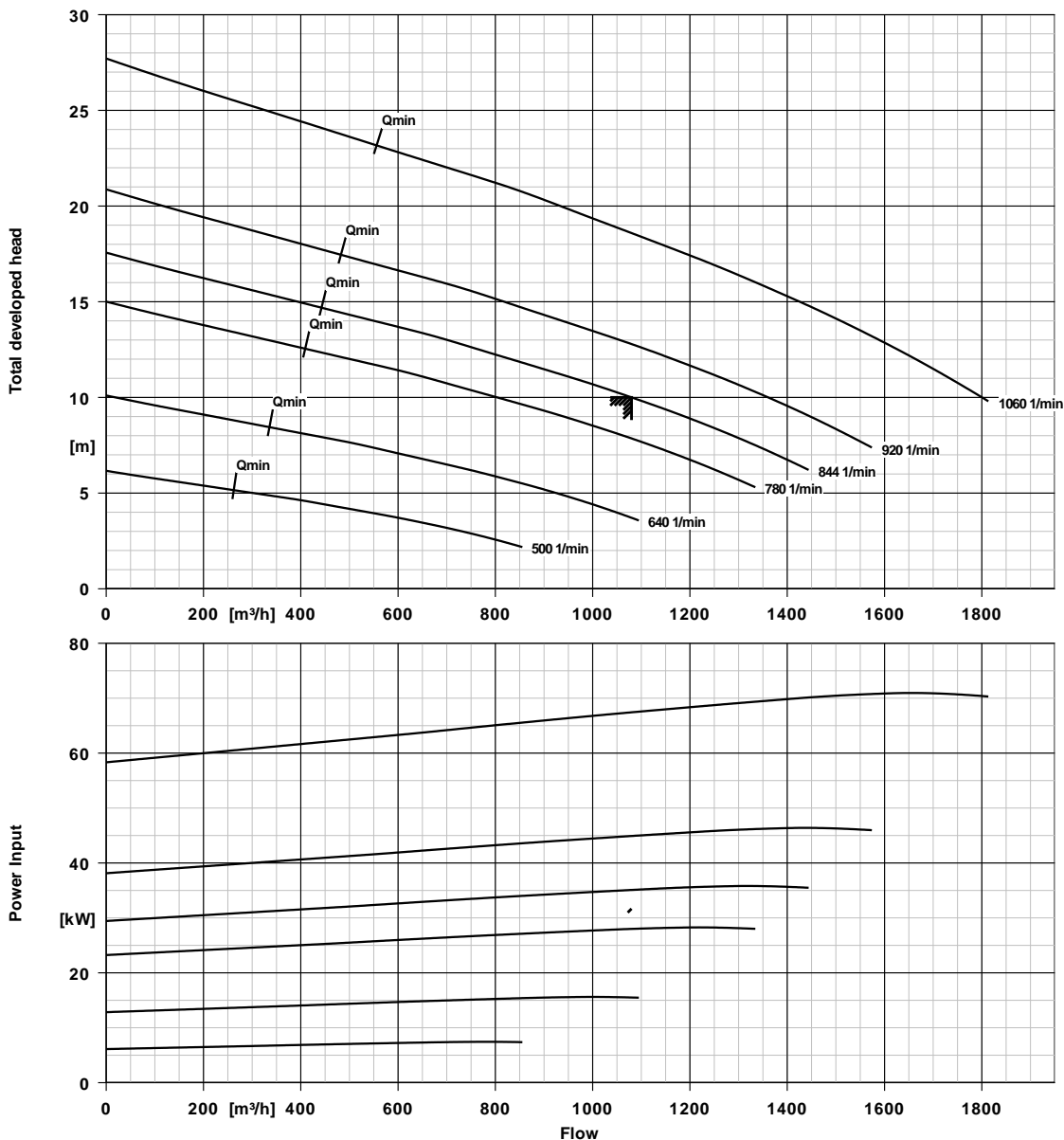


Customer item no.:  
 Order dated:  
 Order no.:  
 Quantity: 1

Number: ES 2638269  
 Item no.:100  
 Date: 11/11/2013  
 Page: 4 / 7

**Sewatec K 300-400G 3ENH**

Version no.: 1



### Curve data

Fluid density	999 kg/m³	Total developed head	10.00 m
Viscosity	1.14 mm²/s	Requested developed head	10.00 m
Requested flow rate	1080.00 m³/h	Effective impeller diameter	408.0 mm

# Installation plan

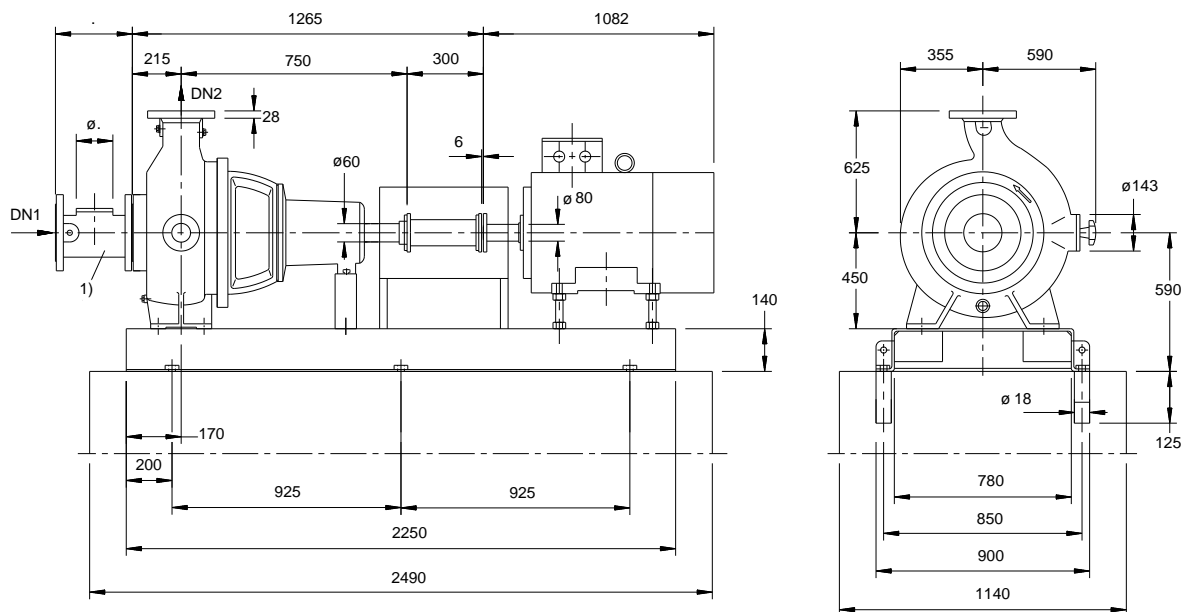


Customer item no.:  
 Order dated:  
 Order no.:  
 Quantity: 1

Number: ES 2638269  
 Item no.:100  
 Date: 11/11/2013  
 Page: 5 / 7

## Sewatec K 300-400G 3ENH

Version no.: 1



1) The inlet flange spacer is available as an accessory

Drawing is not to scale

Dimensions in mm

### Motor

Not in scope of supply  
 Motor size 315S  
 Motor power 75.00 kW  
 Number of poles 6  
 Speed of rotation 994 rpm

### Connections

Suction nominal size DN1 DN 300 / EN 1092-2  
 Discharge nominal size DN2 DN 300 / EN 1092-2  
 Nominal pressure suct. PN 10  
 Rated pressure disch. PN 10  
 Suction nozzle drilled acc. to DIN2501 with tapped blind holes

### Baseplate

Design Welded steel for Sewatec  
 Size H26  
 Material Steel ST  
 Leakage drain baseplate Rp1, Without  
 (8B)  
 Foundation bolts M16x200 (Not in scope of supply)

### Coupling

Coupling manufacturer Flender  
 Coupling type Arpex NHN  
 Coupling size 175  
 Spacer 300.0 mm

### Weight net

Pump 630 kg  
 Baseplate 280 kg  
 Coupling 22 kg  
 Coupling guard 4 kg  
 Total 936 kg

### Connect pipes without stress or strain!

Dimensional tolerances for shaft axis height:  
 Dimensions without tolerances, middle tolerances to:  
 Connection dimensions for pumps:  
 Dimensions without tolerances - welded parts:  
 Dimensions without tolerances - gray cast iron parts:

DIN 747  
 ISO 2768-m  
 EN735  
 ISO 13920-B  
 ISO 8062-CT9

**For auxiliary connections see separate drawing.**



## Connection plan

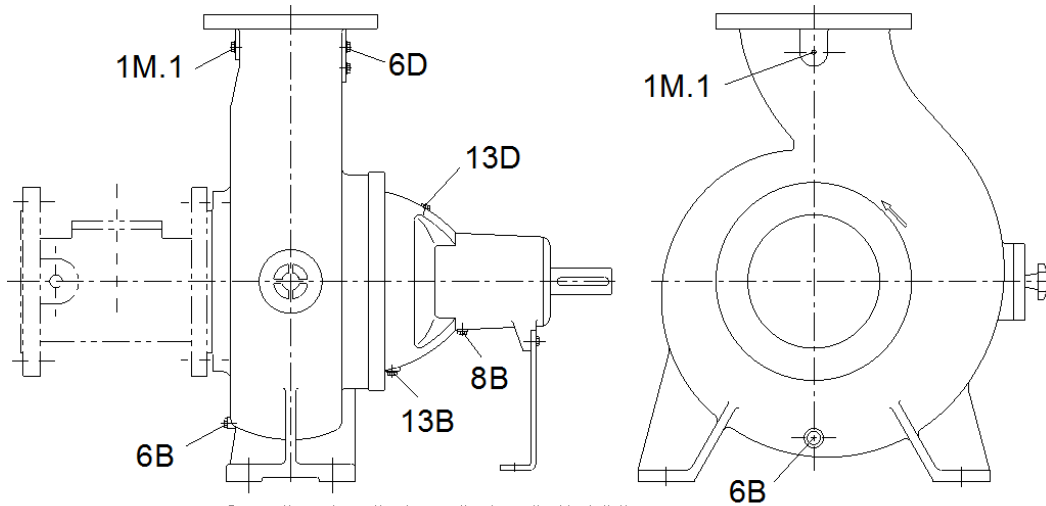


Customer item no.:  
Order dated:  
Order no.:  
Quantity: 1

Number: ES 2638269  
Item no.:100  
Date: 11/11/2013  
Page: 6 / 7

**Sewatec K 300-400G 3ENH**

Version no.: 1



Connection schematic also applies to vertical installation.

### Connections

1M.1 Pressure gauge connection	G 1/2	Drilled and plugged.
6B Pumped liquid drain	G 1	Drilled and plugged.
6D Pumped medium - filling / venting	G 1 1/4	Drilled and plugged.
8B Leakage drain	G 1/2	Drilled and plugged.
13B Oil drain	G 1/2	Drilled and plugged.
13D Refill / venting	G 1/2	Drilled and plugged.

# Force and Moment Limits

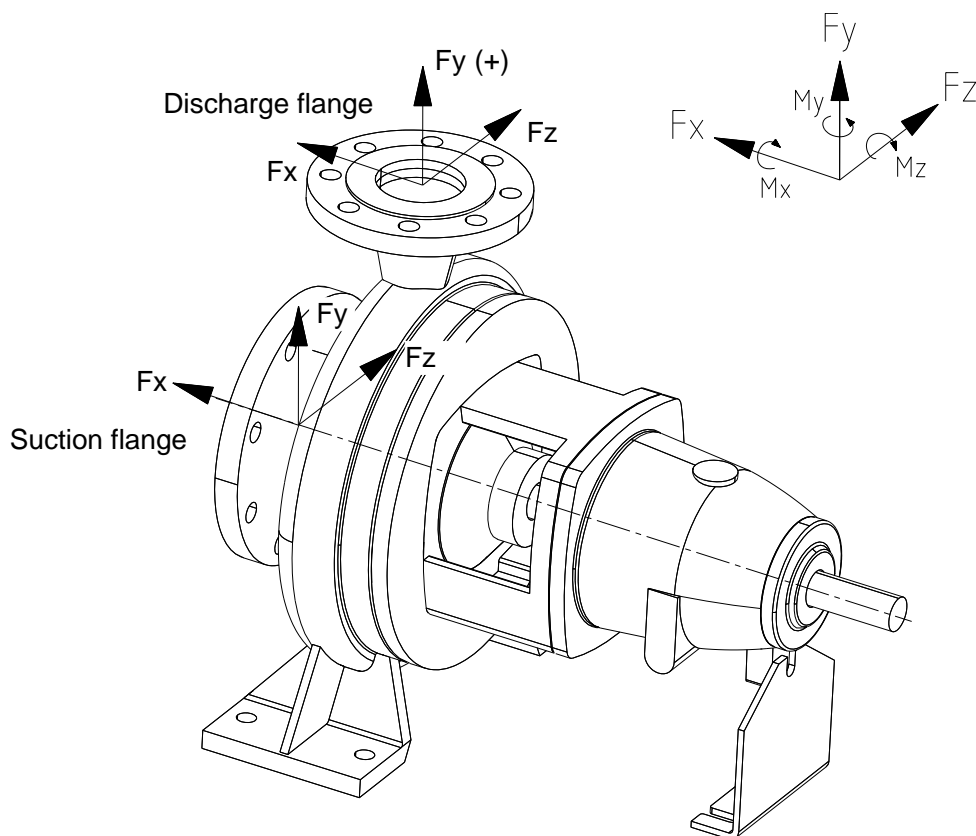


Customer item no.:  
 Order dated:  
 Order no.:  
 Quantity: 1

Number: ES 2638269  
 Item no.:100  
 Date: 11/11/2013  
 Page: 7 / 7

**Sewatec K 300-400G 3ENH**

Version no.: 1



*Drawing is not to scale*

## Force and Moment Limits

Suction flange		Discharge flange	
Fx s	8000 N	Fx d	6650 N
Fy s	5350 N	Fy d (+)	4100 N
Fz s	6650 N	Fy d (-)	8000 N
Fres s	8550 N	Fz d	5350 N
Mx s	6100 Nm	Fres d	8550 N
My s	4600 Nm	Mx d	6100 Nm
Mz s	3000 Nm	My d	4600 Nm
Valid for temperature	15.0 °C	Mz d	3000 Nm

The forces and moments were determined on the basis of API 610 (6th edition), table 2, double values. The allowable resulting forces are to be determined by

$$F_{resD} \leq \sqrt{F_x^2 + F_z^2} \quad F_{resS} \leq \sqrt{F_y^2 + F_z^2}$$

The given force and moment limits are only applicable for static pipe loads.

A computerized strength analysis is only available on special request.

The values apply for installation on completely grouted baseplates bolted to a rigid, level foundation.

# C | Prosedyre for gjennomføring av kjempeslengen i åpen sløyfe

## Kjempeslengen

Denne prosedyren viser hvordan man kan gjennomføre et simulert lastavslag i Francisriggen, en såkalt kjempesleng. Den reversible pumpeturbinen ved Vannkraftlaboratoriet er benyttet. RPTen kjøres i pumpedrift, generatoren kobles av og forløpet fra pumpedrift til rusning i turbindrif måles. Prosedyren tar utgangspunkt i *Procedure for Running the Francis test rig in open loop* [16].

## Oppstart av testriggen

### 1. Skru på strømmen til kjeller-pumpen

I pumperommet i kjelleren står to matepumper med frekvensomformere. På frekvensomformeren til ønsket pumpe skrur man på strømmen. Vri bryteren til *Start*, hold den der i et sekund og slipp. Bryteren stanser da på *1*.

### 2. Inspisere laboratoriet

Gå gjennom laboratoriet og sørg for at alle drenerør på gjeldende rørsøyfe er lukket. Gå opp på loftet og sørg for at overfallene i de to loftstankene står åpne.

### 3. Sjekk om det er vann på toppen av turbinen

Vann kan lekke gjennom ledeskovlene og samle seg på toppen av turbinen under drift. Hvis så er tilfelle, fjern vannet med vannsugeren før du fortsetter.

### 4. Sjekk om sikkerhetsventilen på toppen av trykktanken er åpen.

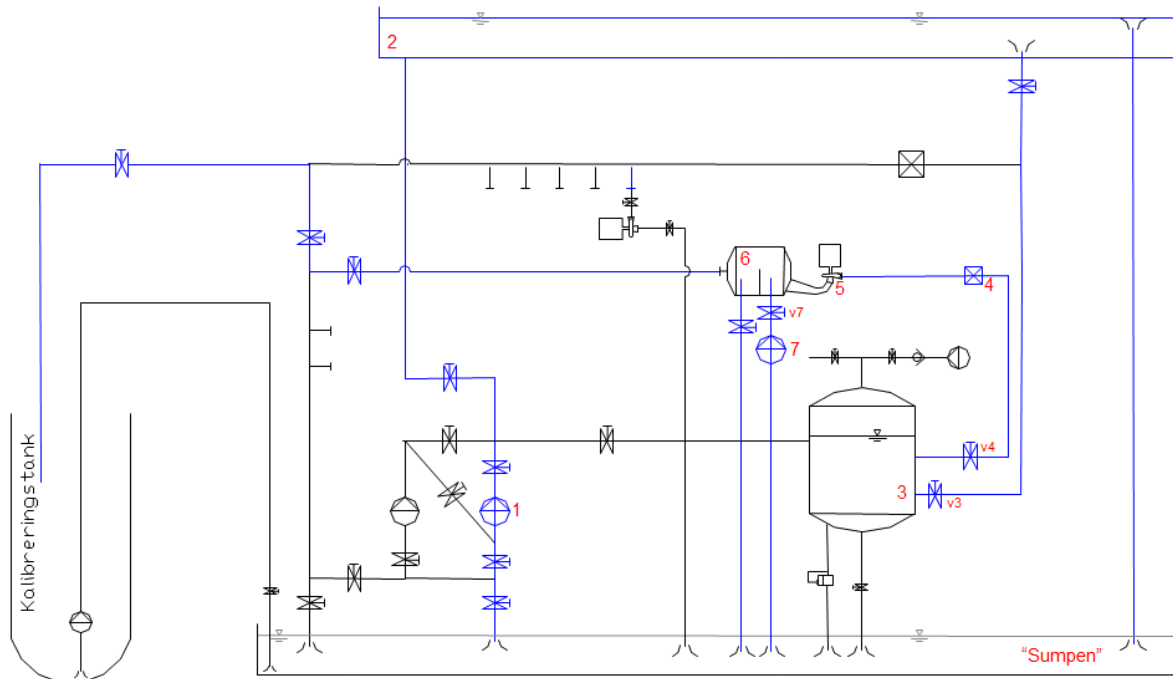
Sikkerhetsventilen på toppen av trykktanken skal være åpen under oppstart. Denne er manuelt operert.

### 5. Skru på kjølevann og hydraulikk

Skru alltid på kjølevannet først, deretter hydraulikken.

### 6. Definert rørsøyfen

Fra kontrollrommet åpnes og lukkes de nødvendige ventilene for å få en åpen sløyfe. Se Figur C.1 for hvilke ventiler dette gjelder.



Figur C.1: Åpen sløyfe i Vannkraftlaboratoriet

### 7. Prime Sewatec-pumpen

Åpne de to ventilene til prime-vannet til S-pumpen, det er en ventil rett ved pumpen og en annen ved enden av slangen. Dette gjøres fordi pumpens impeller må dekket av vann før oppstart.

### 8. Start Sewatec-pumpen

S-pumpen står ved siden av sugerørstanken, den styres fra frekvensomformereren. Inn døren til venstre rett innenfor pumperommet står frekvensomformereren til S-pumpen. Start pumpen ved å vri bryteren til 1. Trykk knappen *Hands ON* og bruk piltastene til å øke rotasjonshastigheten til  $n = 750rpm$  A. Skru av prime-vannet til S-pumpen.

### 9. Start kjeller-pumpen

Kjellerpumpen startes og kjøres opp til  $n = 530rpm$ , eller det turtallet du trenger for å ha konstant overfall i loftstankene. Tankene og rennen på loftet (det øvre reservoaret) fylles.

### 10. Steng ventilen til trykktanken

Vannet fra loftet begynner å fylle trykktanken som lukkes når vannet har nådd ønsket nivå, markert i overvåkingsprogrammet i kontrollrommet.

### 11. Åpne ventilen på innløpsrøret

Ventilen mellom innløpsrøret og trykktanken åpnes og turbinen begynner å rotere grunnet dette.

### 12. Start RPTen

Generatoren skrues på med en hastighet på  $100rpm$  i turbindrift og en ledeskovlåsning  $\alpha = 1$ . Hastigheten på generatoren og ledeskovlåsningen økes gradvis i takt med økt vannmengde. Det er viktig å passe på at momentet på generatoren ikke

blir for høyt.<sup>1</sup>

### 13. **Luft ut trykksensorer**

Turbinen holdes konstant på rundt 250 rpm og  $\alpha \approx 7$ . Luften i systemet presses ut av sløyfen sammen med vannmassene. Når det ikke er mer luft igjen i innløpet og turbinen, fjernes luft fra ringleidingen og slangene til trykksensorene som er koblet på innløpsrøret.

### 14. **Steng ledeskovler og ventil mellom trykktank og loft**

Ventilen mellom trykktanken og røret til loftet lukkes. Det tar litt tid før ventilen er fullstendig lukket. Mens dette skjer stenges ledeskovlene og RPTen reduserer hastigheten. Når denne har nådd 100 rpm skrues generatoren av.

### 15. **Start RPTen i pumpedrift**

Trykk på knappen som sier pumpe i kontrollprogrammet til generatoren (PLSen) Sørg for at turtallet står på 100 rpm. Trykk start. Øk rotasjonshastigheten, ledeskovlene åpnes i takt med økt hastighet på RPTen. Når trykket i trykktanken har nådd 13 meter, som er høydeforskjellen mellom trykktanken og loftet, åpnes ventilen fra punkt 14 igjen.

### 16. **Stabilisert RPTen i pumpedrift**

Fortsett og øke hastigheten på RPTen til volumstrømmen er stabil.

## Gjennomfør målingen

Testriggeren er nå klar for å gjennomføre kjempeslengen. Sørg for at alt måleutstyr er klart og logger før du fortsetter prosedyren. Kjempeslengen går veldig fort og det blir ikke tid til å justere noe underveis.

### 17. **Finn ønsket startpunkt**

Juster rotasjonshastigheten og ledeskovlvinkelen til ønsket startpunkt, dette kan kreve litt finjustering siden ledeskovlene har en tendens til å drifte litt i pumpedrift.

### 18. **Start loggesekvensen**

Logg først i 20 sekunder i stabil pumpedrift.

### 19. **Sett momentgrensen til 0**

Koble vekk generatoren ved å sette momentgrensen til 0. Trykk på *Moment SP*, endre tallet fra 2000 til 0. Trykk OK. Vannmassene vil da presse turbinen over i turbindrif og til rusning. Vent til rotasjonshastighet og volumstrømmen har stabilisert seg i rusning og avslutt så loggesekvensen.

### 20. **Reduser rotasjonshastighet og gjenopprett generatormomentet**

Turbinen går nå i rusehastighet. Lukk ledeskovler og ventil, turtallet vil da reduseres. Når turtallet er mindre enn 50rpm skru av generatoren ved å trykke *STOPP*. Sett momentgrensen tilbake til 2000Nm. **Under ingen omstendighet endre turtallet til generatoren med momentgrensen på 0.**

---

<sup>1</sup>RPTen kjøres først i turbindrif for å fylle innløpsrøret med vann. RPTen klarer ikke å suge opp luft, og på grunn av overfallskjermen i sugerørstanken blir ikke vannivået høyt nok bare ved å fylle fra S-pumpen

## 21. Start ny loggesekvens

Gjenta punkt 15-20 for alle ønskede måleserier. Med unntak av at turbinen nå vil være av og rotasjonen vil stanse ved lukkingen av ledeskivlene.

## Avslutt

### 1. Stopp kjeller-pumpen

Kjør ned kjellerpumpen til 100 rpm, og stopp den.

### 2. Start og stopp turbinen

Åpne ventilen og ledeskivlene. Når generatoren roterer med en hastighet på 100rpm, skru den på ved å trykke *Start*. La vannet fra loftet til trykktanken renne gjennom turbinen. Juster turtallet om momentet blir for høyt. Reduser åpningen på ledeskivlene for å redusere volumstrømmen. Vannet vil renne gjennom sløyfen og ut i det nedre reservoaret og ned i sumpen. Når momentet reduseres, reduser også turtallet på generatoren. Når turtallet er 100rpm, skru av generatoren.

### 3. Kjør ned og skru av S-pumpen

Bruk piltastene til å redusere hastigheten til 100 rpm. Vri bryteren til *0*.

### 4. Skru av strømmen til kjeller-pumpen

I pumperommet i kjelleren. Vri bryteren på frekvensomformereren til *0*.

### 5. Skru av kjølevann og hydraulikk for Francisriggen

Sørg for at turbinen har helt stoppet og skru så av først hydraulikken så kjølevannet.

### 6. Lukk ventilen til S-pumpen

Vri håndtaket til ventilen mellom sugerørstanken og S-pumpen til *Shut*.

# D | Erfaringer fra dynamiske målinger

De dynamiske målingene har ikke blitt gjennomført ved Vannkraftlaboratoriet før. En dokumentasjon av utfordringer underveis i instrumenteringen og gjennomføringen av målingene kan derfor være på sin plass.

## D.1 Instrumentering

To 10 bar absoluttsensorer ble brukt for å måle trykket i Gibsons metode. Dette er ikke ideelle sensorer siden de ligger godt over nødvendig rekkevidde for trykket. Sensorene ble videre plassert langt fra hverandre og med ulik høyde fra hverandre og innløpsrøret. Dette gjorde det vanskelig å måle eksakt høydeforskjell og det ble gjennomført en hel måleserie før feilen ble oppdaget og rettet opp. Min anbefaling til eventuell videre testing er at man ser på muligheten til å sette opp en difftrykkmåler over dette strekket. Det krever at man finner en difftrykkmåler som er uavhengig av å ha en høytrykks- og en lavtrykksside.

Turtallsmåleren består av en skive med 60 hakk, en optisk sensor og en frekvens-til-volt-omformer. Denne klarte ikke å registrere turtall under omtrent  $60rpm$  under testen, men målte dette godt ved en roligere stenging av turbinen. Det kan ha sammenheng med hastigheten under test og en viss forsinkelse i omformerer fra frekvens til voltsignal, men må undersøkes nærmere og eventuelt finne en bedre løsning.

## D.2 Loggeprogram

LabView ble brukt for å logge målingene, et relativt enkelt program som tar inn signalene fra trykk, volumstrøm og turtall. Først ble programmet satt opp med en *samples per channel* på 1000. Det vil si at programmet skrev verdiene til fil etter hver gang de 1000 verdiene ble samlet. I den delen av målingene endringen av turtall var raskest gjorde dette at LabView fikk et hopp i loggingen på omtrent 0.15s som ble oppdaget ved undersøkelse av målingene. Dette ble rettet opp ved å logge kontinuerlig, *Continuous Samples*.

## D.3 Generator

For å frikoble turbinen fra generatoren ble generatoren stoppet ved å trykke textitstop. Generatoren har programmert inn en rampefunksjon, som gjør at turtallet blir gradvis redusert til  $0rpm$ . Siemens har laget PLSen<sup>1</sup> som brukes i styringen av pumper, ventiler og generator. Siemens kom og endret denne slik at en ny måte å frikoble generatoren på ble mulig. Ved å gå inn og endre settpunktet til momentet til  $0\text{ Nm}$ , er generatoren fortsatt på men gir ingen motstand til turbinen. Ved å sette momentgrensen til  $0\text{ Nm}$  ble kjempeslengen målt uten nedramping.

For å få generatoren klar igjen til neste måleserie når turbinen er i rusning må det gjøres følgende:

1. **Lukk ledeskivene og skru av generator**

Turtallet vil da gå ned. Når turtallet er mindre enn  $50rpm$ , trykk *STOPP* i PLS-vinduet for generatoren. Under ingen omstendighet endre turtallet når momentgrensen er satt til  $0\text{ Nm}$ . Da prøver generatoren å endre turtallet uten noe moment, og i beste fall går en sikring, i verste fall kan man skade generatoren.

2. **Endre generatormoment**

Når generatoren er av, og turbinen ikke lenger roterer kan man endre momentgrensen tilbake til  $2000\text{ Nm}$ . Alt er nå klart til å kjøre tetsriggen videre.

---

<sup>1</sup>PLS står for Programmerbar Logisk Styring



# E | Usikkerhetsanalyse

Feilen i en måling er ifølge IEC60193 [17] definert som forskjellen mellom den målte verdien og den sanne, fysiske verdien til det man måler. Alle målinger av en fysisk størrelse har en usikkerhet som kommer fra systematiske og tilfeldige feil. Denne usikkerheten er definert som området hvor den sanne verdien er forventet å ligge innenfor. IEC60193 setter denne sannsynligheten til et 95 % konfidensintervall [17].

I usikkerhetsanalysen av målingene gjort i denne masteroppgaven er det tatt hensyn til tre typer feil:

- Uønskede feil<sup>1</sup>
- Systematiske feil
- Tilfeldige feil

**Uønskede feil** kommer gjerne av menneskelig feil eller feil på måleinstrumentene. Et relevant eksempel på en uønsket feil kan være en situasjon hvor det har vært luft i ringledningen til en trykktransduser som er satt opp for å måle trykket i et rør med vann. Oppdagelsen av slike feil fører gjerne til at alle eller i det minste enkelte målinger i en måleserie må forkastes.

**Tilfeldige feil** er forårsaket av en mengde små, uavhengige forstyrrelser som forhindrer et instrument i å gi samme verdi ved måling av den samme fysiske mengden. For å redusere den tilfeldige feilen er det viktig med repetisjon av målinger. Avviket i målingene grunnet tilfeldige feil blir estimert ved hjelp av en *Student-t fordeling*.

**Systematiske feil** har konstant størrelse gitt at vilkårene for målingene er uendret. Repetisjon av målepunkt kan derfor ikke oppdage disse feilene. Systematiske feil kan komme av dårlig kalibrerte instrument, hysteresis eller dårlig linearitet i måleinstrumentet. For å finne de systematiske feilene må man analysere hele prosessen som fører til måleresultatene, inkludert kalibreringen av måleinstrumentene. Tilfeldige feil under kalibreringen av måleinstrumentene blir til systematiske feil under forsøket, det er derfor svært viktig å være nøye under denne prosessen. Dette inkluderer å vurdere usikkerheten i primærmetoden for måleinstrumentene. Primærmetoden bruker kun primærenhetene tid [s], lengde [m] og vekt [kg].

---

<sup>1</sup>Det som på engelsk blir beskrevet som spurious errors.

## E.1 Utledning av usikkerhet for en størrelse

Funksjonene  $Q_{ED}$  og  $n_{ED}$  er funksjoner av en rekke uavhengige variabler.

$$Q_{ED} = Q_{ED}(Q, D, g, H) = \frac{Q}{D^2 \sqrt{gH}} \quad (\text{E.1})$$

$$n_{ED} = n_{ED}(n, D, g, H) = \frac{nD}{\sqrt{gH}} \quad (\text{E.2})$$

For å generalisere ser vi på en funksjon  $X$  som gitt av likning E.3 der  $u_1, u_2, u_3, \dots, u_n$  er en rekke uavhengige variabler. Målingene av disse variablene vil nesten alltid være unøyaktige og differansen mellom den målte og virkelige verdien kan benevnes ved  $\Delta u_1, \Delta u_2, \Delta u_3, \dots, \Delta u_n$ . Målingen av variablene fører til et avvik i  $X$ ,  $\Delta X$  [15].

$$X = f(u_1, u_2, u_3, \dots, u_n) \quad (\text{E.3})$$

Ved å se på  $\Delta u$  som en normalfordelt variasjon omkring  $u$  kan man betrakte  $\Delta u$  som den statistiske grensen for normalfordelingen til parameterne, altså konfidensintervallet. Den sannsynlige feilen  $\Delta X$  vil da ha sammenheng med  $\Delta u$  som vist i ligning E.4. Denne metoden kalles rot-sum-kvadrat metoden og blir videre forkortet RSS-metoden (Root Sum Square). [15]

$$\Delta X = \pm \sqrt{\left(\frac{\delta x}{\delta u_1} \cdot \Delta u_1\right)^2 + \left(\frac{\delta x}{\delta u_2} \cdot \Delta u_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta x}{\delta u_n} \cdot \Delta u_n\right)^2} \quad (\text{E.4})$$

RSS-metoden tar utgangspunkt i statistiske variabler, og dette fører til at feilen vil være en statistisk grense innenfor et konfidensiellintervall. I følgende utledning av usikkerhetene blir det brukt et konfidensintervall på 95 %, som også er det vanligste i bransjen [17].

## E.2 Usikkerhet i fysiske konstanter

Fysiske størrelser	Usikkerhet [%]	Verdi
Gravitasjonskonstant	$f_{f_g}$	Antas uten usikkerhet
Diameter utløp RPT	$f_{f_D}$	$\pm 0.01$
Diameter Gibson-rørstrekk (innløpsrøret)	$f_{f_{DG}}$	$\pm 0.01$
Lengde Gibson-rørstrekk	$f_{f_L}$	$\pm 0.01$
Høydeforskjell trykksensor og ringledning	$f_{f_h}$	$\pm 0.01$
Tettheten til vannet $\rho$	$f_{f_\rho}$	$\pm 0.01$

Tabell E.1: Usikkerheten til fysiske størrelser [15]

## E.3 Systematisk usikkerhet i kalibreringer

### Volumstrømmåler

Usikkerheten i kalibreringen til volumstrømmåleren er gitt av usikkerhetene listet opp i Tabell E.2. Disse legges sammen ved å bruke RSS-metoden og gir:

$$f_{Q_{scal}} = \sqrt{(f_{Q_w})^2 + (f_{Q_d})^2 + (f_{Q_t})^2 + (f_{Q_{wr}})^2 + (f_{Q_{dr}})^2}$$

Usikkerhet	Verdi [%]	Beskrivelse
$f_{Q_w}$	$\pm 0.05043$	Systematisk usikkerhet av veiecellen og kalibreringen av denne
$f_{Q_d}$	$\pm 0.072611$	Systematisk usikkerhet for avleder ved $50 \text{ l s}^{-1}$ som antas å være et godt estimat uavhengig av volumstrøm
$f_{Q_t}$	$\pm 0.0005$	Systematisk usikkerhet for måling av tiden over en periode på 200 s
$f_{Q_{wr}}$	$\pm 0.00072$	Tilfeldig usikkerhet for veiecellen og kalibreringen av denne
$f_{Q_{dr}}$	$\pm 0.072611$	Tilfeldig usikkerhet for avleder

Tabell E.2: Usikkerheten som inngår i kalibreringen av volumstrømmåler [15]

### Trykksensor

Den samlede usikkerheten fra kalibreringen av trykksensorene er den lik uavhengig av trykksensor, siden alle har blitt kalibrert av samme dødvektmanometer og lik høydeforskjell ved montering av dødvektmanometeret. Forskjellen i usikkerheten for de forskjellige trykksensorene skyldes høydeforskjellen mellom ringledningen og plasseringen av sensoren. Denne varierer for hver sensor avhengig av hvor trykket måles og hver sensor er plassert. Usikkerhetene fra Tabell E.3 legges sammen ved å bruke RSS-metoden og gir:

$$f_{P_{scal}} = \sqrt{(f_{P_{ab}})^2 + (f_{P_c})^2 + (f_{f_h})^2}$$

Usikkerhet	Verdi	Beskrivelse
$f_{P_{ab}}$	$\pm 0.008\%$	Systematisk og tilfeldig usikkerhet av dødvæktmanometer (primærmetode)
$f_{f_h}$	$\pm 0.5\text{ mm}$	Høydeforskjell mellom ringledning og sensor. Usikkerheten er lik halvparten av oppløsningens laveste skala. Det er brukt lasersmåler og linjal i målingen. Linjalen har millimeter som laveste måleskala.

Tabell E.3: Usikkerheten som inngår i kalibreringen av trykksensorene

## Rotasjonshastighet

Rotasjonshastigheten blir målt av en skive med hakk og en optisk sensor. Denne kalibreres ikke da den antas å være nøyaktig.

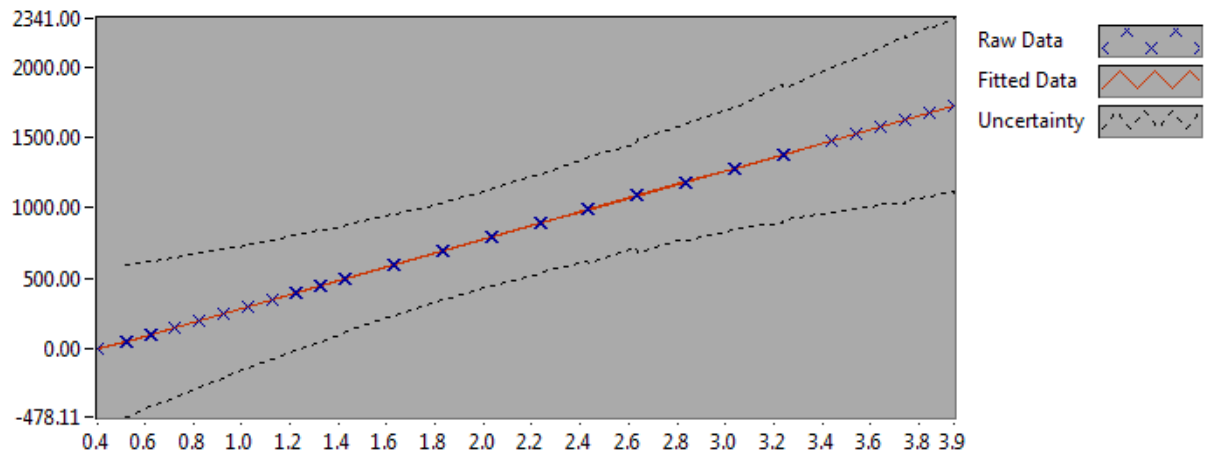
Usikkerhet	Verdi	Beskrivelse	Referanse
$f_{n_s}$	$\pm 0.025\%$	Systematisk usikkerhet for rotasjonshastigheten	IEC60193 [17]

Tabell E.4: Usikkerheten som inngår i kalibreringen av rotasjonshastigheten

## E.4 Tilfeldig usikkerhet i kalibreringer

Den tilfeldige usikkerheten i kalibreringer inngår i regresjonsfeilen. Dette er feilen som oppstår når man linealiserer en rekke punkter som ikke er helt lineære. Ved kalibreringen av et måleinstrument får man en rekke punkter som viser sammenhengen mellom signalet instrumentet sender ut og hva dette tilsvarer i fysisk verdi. Det blir så trekt en linearisert kurve gjennom disse punktene. Siden punktene ikke er fullstendig lineære vil hvert enkelt målepunkt ha en spesifikk usikkerhet knyttet til seg. Regresjonsfeilen tar også hensyn til at man ikke kalibrerer for alle verdier innenfor ytterpunktene i kalibreringen. Denne usikkerheten blir representert av et usikkerhetsbånd med et 95% konfidensintervall, et eksempel på dette er Figur E.1. Her er usikkerhetsbåndene multiplisert med 100 for å synliggjøre formen til båndene.

Den tilfeldige usikkerheten i kalibreringen benevnes  $f_{X_{Tcal}}$  og finnes for hvert enkelt punkt i måleserien. Trykksensorene har et slikt usikkerhetsbånd. For kalibreringen av volum-



Figur E.1: Kalibreringskurve med usikkerhetsbånd x 100

strømmåleren og rotasjonshastigheten ser man vekk fra den tilfeldig usikkerheten. For volumstrømmåleren er dette fordi man under kalibreringen kontinuerlig logger signalet under hele tidsintervallet. Dette signalet blir så midlet og størrelsen på dette midlede signalet blir tilordnet verdien på volumstrømmen som man beregner fra resultatene som den primære metoden gir [15].

## E.5 Usikkerhet i et målepunkt

Usikkerheten for måleresultatene består av både usikkerheten fra kalibreringen og den tilfeldige usikkerheten i hvert målepunkt. Den tilfeldige usikkerheten i et målepunkt finnes ved hjelp av ligning E.5, der  $t_{\alpha/2} = 1.96$  er student-t med et konfidensintervall på 95 % og med over 120 verdier som basis for hvert enkelt målepunkt.  $S_X$  standardavviket i loggepunktet.

$$S_X = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{X})^2}$$

$$P\left(\bar{X} - t_{\alpha/2} \cdot \frac{S_X}{\sqrt{N}} \leq \mu \leq \bar{X} + t_{\alpha/2} \cdot \frac{S_X}{\sqrt{N}}\right) = 1 - \alpha \quad (\text{E.5})$$

$$e_X = t_{\alpha/2} \cdot \frac{S_X}{\sqrt{N}}$$

$$f_X = \frac{e_X}{\bar{X}}$$

Den totale usikkerheten for en variabel i et målepunkt blir som vist i ligning E.6, med henholdsvis systematisk og tilfeldig usikkerhet i kalibreringen, samt den tilfeldige usikkerheten i målingen.

$$f_{N_{test}} = \sqrt{(f_{N_{Scal}})^2 + (f_{N_{Tcal}})^2 + f_X^2} \quad (\text{E.6})$$

## E.6 Total usikkerhet

Resultatet fra målingene analyseres med bakgrunn i  $n_{ED} - Q_{ED}$  diagram. for å finne usikkerheten til  $n_{ED}$  og  $Q_{ED}$  må man finne usikkerheten til volumstrøm, rotasjons hastighet, trykk fra Gibson-målingen og fallhøyden. Dette krever igjen at man vet usikkerheten til de fysiske størrelsene:  $\rho$ ,  $g$ , og  $D$ .

### Stasjonære resultat

$Q_{ED}$  og  $n_{ED}$  er som nevnt i ligning E.1 og E.2 avhengig av flere variabler. Dette fører til at den totale usikkerheten for  $Q_{ED}$  og  $n_{ED}$  er satt sammen av usikkerheten til disse variablene som vist henholdsvis ligning E.8 og E.7. Dette gir den totale usikkerheten for hvert målepunkt.

$$f_{n_{ED}} = \sqrt{(f_{n_{test}})^2 + (f_{f_D})^2 + (0.5f_{H_{test}})^2} \quad (\text{E.7})$$

$$f_{Q_{ED}} = \sqrt{(f_{Q_{test}})^2 + (2 \cdot f_{f_D})^2 + (0.5f_{H_{test}})^2} \quad (\text{E.8})$$

### Dynamiske resultat

$Q_{dyn}$  er en utregnet verdi basert på trykkdifferanse, Gibsons metode. De variablene som utgjør usikkerheten for  $Q_{dyn}$  er derfor:

- trykk,  $P$
- tetthet,  $\rho$
- arealet til røret,  $A$
- lengden på rørstrekking mellom de to sensorene,  $L$
- falltapet  $\Delta P_f$

Usikkerheten til  $n_{ED}$  er den samme som for de stasjonære målingene. Usikkerheten til  $Q_{ED}$  utledes som vist i ligning E.8, men med  $f_{Q_{dyn}}$  i stedet for  $f_{Q_{test}}$ . Det er tatt utgangspunkt i metoden for å finne usikkerheten i volumstrømmen fra Gibsons metode fra doktorgradsavhandlingen *Efficiency measurements in low head hydro power plants* av Jørgen Ramdal [20].

Siden falltapet  $\Delta P_f = K * Q^2$  er beregnet på bakgrunn av  $Q_{EMF}$  er usikkerhetene til  $Q$  fra de stasjonære situasjonene ved start og slutt av måleserien tatt med i usikkerheten som vist i Likning E.11.  $Q_0$  er volumstrømmen i forrige tidssteg for  $Q_{dyn}$ , men siden dette er en transient brukes usikkerheten til  $Q$  fra volumstrømmåleren  $f_{EMF}$  i samme tidssteg.

$$Q_{dyn} = Q_0 + \frac{A}{\rho L} \int (\Delta P - \Delta P_f) dt$$

$$A_{int} = \int (\Delta P - \Delta P_f) dt$$

$$f_{Q_{dyn}} = \sqrt{f_{A_{int}}^2 + f_{A_{pipe}}^2 + f_l^2 + f_\rho^2 + f_{EMF}^2} \quad (E.9)$$

$$f_{A_{int}} = \sqrt{\frac{\sum_i^n (e_{(\Delta P + \Delta P_f)_i})^2}{\sum_i^n (\Delta P + \Delta P_f)_i^2} + f_t^2 + f_{Q_{t-0}}^2} \quad (E.10)$$

$$f_{Q_{t-0}} = \Delta t \sqrt{\left(0.5 \frac{e_{start}}{start}\right)^2 + \left(0.5 \frac{e_{slutt}}{slutt}\right)^2} \quad (E.11)$$

Usikkerhet	Beskrivelse
$f_{A_{rr}}$ [%]	Usikkerheten i arealet til rørstrek- ket mellom de to trykksensorene
$f_{EMF}$ [%]	Usikkerheten i den elektromagne- tiske strømningsmåleren
$e_{\Delta P + \Delta P_f}$ [Pa]	Usikkerheten trykkdifferansen og falltapet
$f_t$ [%] [20]	Usikkerheten i tid for loggingen
$f_{Q_{t-0}}$ [%]	Usikkerheten i gjennomsnittet av de stasjonære målingene av $Q$ før og etter kjempeslengen
$e_{start}$ [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ]	Usikkerheten i gjennomsnittet av de stasjonære målingene av $Q$ før kjempeslengen
$e_{slutt}$ [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ]	Usikkerheten i gjennomsnittet av de stasjonære målingene av $Q$ etter kjempeslengen
$start$ [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ]	Gjennomsnittet av de stasjonære målingene av $Q$ før kjempeslen- gen
$slutt$ [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ]	Gjennomsnittet av de stasjonære målingene av $Q$ etter kjempeslen- gen

Tabell E.5: Beskrivelse av usikkerheten som inngår i usikkerheten til Q-gibson



# F | Kalibreringsrapporter

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Masterstudenter2013  
Type/Producer: FHCW36W1-ACKAY / Fuji Electric  
SN: N3M7762T  
Range: -50 - 50 bar  
Unit: kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -159.39408334E+0X^0 + 78.13585561E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]  
Max Uncertainty : 0.388077 [kPa]  
RSQ : 0.999984  
Calibration points : 30

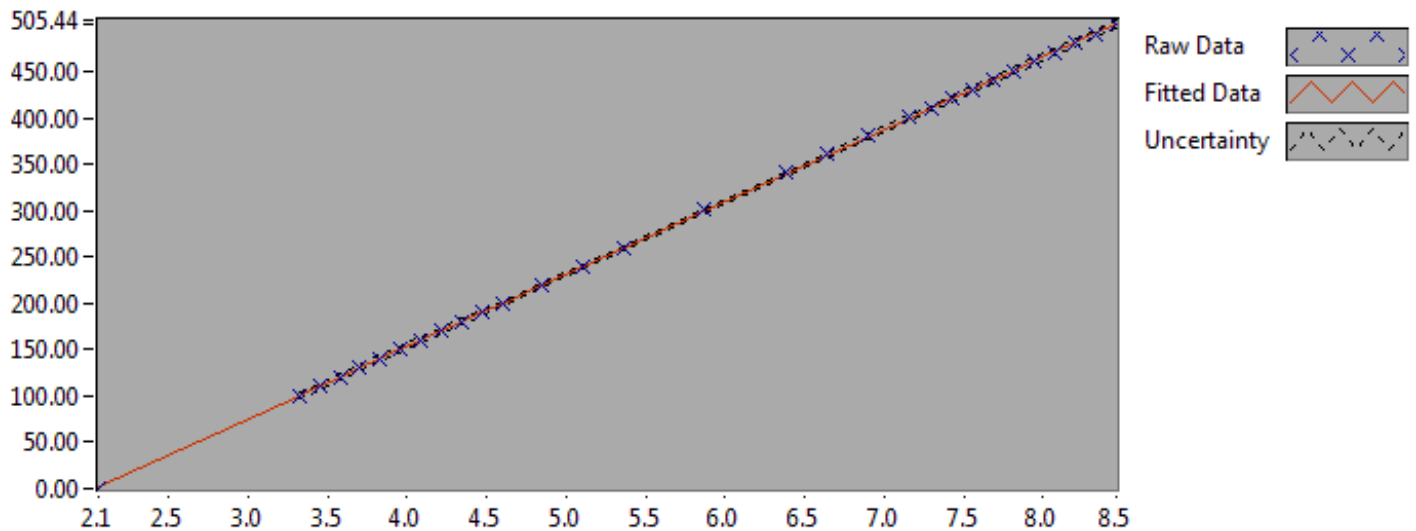


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 10 )

---

Masterstudenter2013

---

**CALIBRATION VALUES**

<b>Value [kPa]</b>	<b>Voltage [V]</b>	<b>Best Poly Fit [kPa]</b>	<b>Deviation [kPa]</b>	<b>Uncertainty [%]</b>	<b>Uncertainty [kPa]</b>
0.000000	2.061903	1.714500	-1.714500	Inf	NaN
100.151071	3.326245	100.504947	-0.353876	0.360626	0.361171
110.166178	3.454257	110.507263	-0.341085	0.317933	0.350255
120.181285	3.579341	120.280781	-0.099496	0.285945	0.343652
130.196392	3.706252	130.197050	-0.000657	0.254270	0.331051
140.211499	3.834930	140.251422	-0.039923	0.225605	0.316325
150.226606	3.961018	150.103484	0.123123	0.203206	0.305270
160.241714	4.091004	160.260032	-0.018318	0.184684	0.295941
170.256821	4.217757	170.164002	0.092819	0.168505	0.286891
180.271928	4.344627	180.077082	0.194846	0.156620	0.282341
190.287035	4.472177	190.043321	0.243714	0.143239	0.272565
200.302142	4.600949	200.105005	0.197137	0.131268	0.262933
220.332356	4.853425	219.832466	0.499890	0.113685	0.250485
240.362570	5.109767	239.861900	0.500671	0.098994	0.237945
260.392784	5.367225	259.978626	0.414159	0.090038	0.234454
300.453213	5.871443	299.376170	1.077043	0.075784	0.227694
340.513641	6.384109	339.433731	1.079911	0.069875	0.237935
360.543855	6.645470	359.855397	0.688459	0.070174	0.253009
380.574070	6.903281	379.999679	0.574391	0.069982	0.266333
400.604284	7.159695	400.034802	0.569482	0.071286	0.285575
410.619391	7.291879	410.363145	0.256246	0.070118	0.287919
420.634498	7.422613	420.578152	0.056346	0.070785	0.297747
430.649605	7.553620	430.814450	-0.164845	0.071625	0.308451
440.664712	7.682430	440.879150	-0.214438	0.072413	0.319101
450.679819	7.813051	451.085364	-0.405545	0.073286	0.330284
460.694926	7.941858	461.149799	-0.454873	0.074661	0.343961
470.710033	8.069903	471.154700	-0.444666	0.075421	0.355013
480.725141	8.200771	481.380146	-0.655006	0.076155	0.366098
490.740248	8.331471	491.592516	-0.852268	0.076472	0.375280
500.755355	8.459089	501.564093	-0.808739	0.077498	0.388077

**COMMENTS:**

---

The uncertainty is calculated with 95% confidence. The uncertainty includes the randomness in the calibrated instrument during the calibration, systematic uncertainty in the instrument or property which the instrument under calibration is compared with (dead weight manometer, calibrated weights etc.), and due to regression analysis to fit the calibration points to a linear calibration equation. The calculated uncertainty can be used as the total systematic uncertainty of the calibrated instrument with the given calibration equation.

### CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Sigurd Haga, Carl Bergan, Inger Johanne Rasmussen

Type/Producer: Druck PTX 1830

SN: 2867610

Range: 0-10 bar a

Unit: kPa

### CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1

SN: 66256

Uncertainty [%]: 0,01

### POLY FIT EQUATION:

$Y = -159.39408334E+0X^0 + 78.13585561E+0X^1$

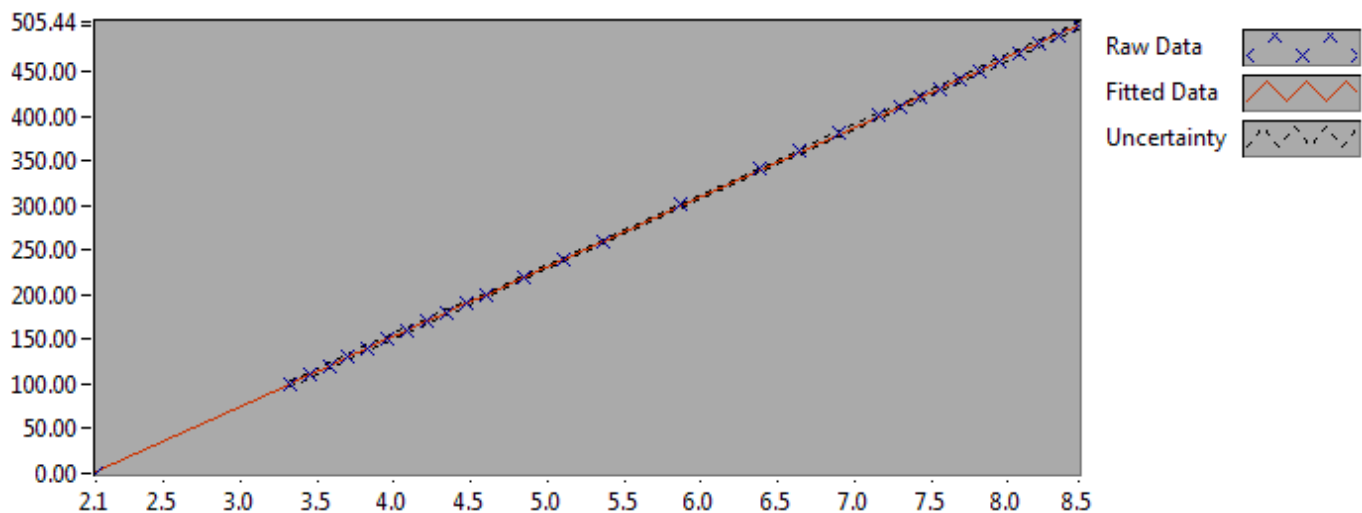
### CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]

Max Uncertainty : 0.388077 [kPa]

RSQ : 0.999984

Calibration points : 30



**Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 10 )**

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Masterstudenter2013  
Type/Producer: FHCW36W1-ACKAY / Fuji Electric  
SN: N3M7766T  
Range: -50 - 50 bar  
Unit: kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -125.00286011E+0X^0 + 62.70268436E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]  
Max Uncertainty : 0.147543 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 30

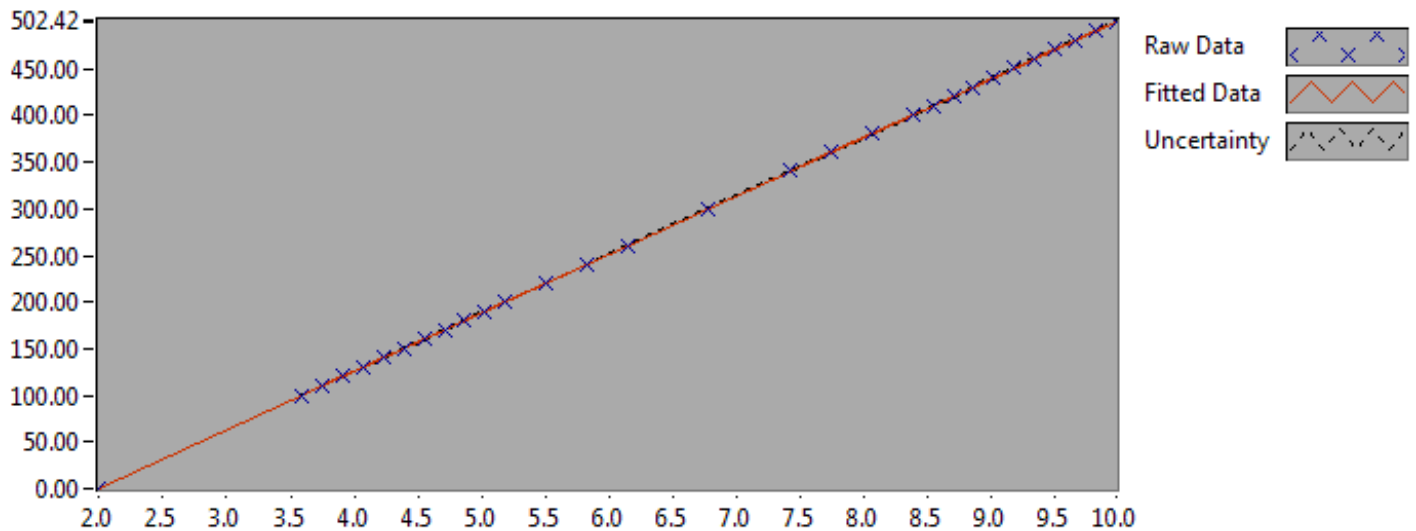


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 10 )

---

Masterstudenter2013

---

**CALIBRATION VALUES**

<b>Value [kPa]</b>	<b>Voltage [V]</b>	<b>Best Poly Fit [kPa]</b>	<b>Deviation [kPa]</b>	<b>Uncertainty [%]</b>	<b>Uncertainty [kPa]</b>
100.151071	3.592201	100.237766	-0.086695	0.073392	0.073503
110.166178	3.751474	110.224604	-0.058426	0.066990	0.073800
120.181285	3.912108	120.296826	-0.115541	0.062956	0.075662
130.196392	4.071179	130.270961	-0.074569	0.058424	0.076066
140.211499	4.230198	140.241939	-0.030440	0.055571	0.077917
150.226606	4.389642	150.239489	-0.012882	0.050159	0.075353
160.241714	4.549795	160.281474	-0.039760	0.053019	0.084958
170.256821	4.709640	170.304197	-0.047376	0.047440	0.080769
180.271928	4.868879	180.288947	-0.017019	0.042340	0.076328
190.287035	5.027007	190.203989	0.083046	0.050690	0.096456
200.302142	5.187949	200.295457	0.006685	0.049587	0.099324
220.332356	5.506176	220.249187	0.083169	0.043186	0.095153
240.362570	5.824929	240.235814	0.126756	0.038945	0.093609
260.392784	6.143330	260.200442	0.192343	0.043310	0.112776
300.453213	6.784998	300.434729	0.018484	0.042799	0.128590
340.513641	7.421439	340.341280	0.172361	0.035242	0.120005
360.543855	7.741980	360.440072	0.103784	0.032177	0.116012
380.574070	8.062846	380.559254	0.014816	0.029118	0.110816
400.604284	8.380337	400.466771	0.137513	0.029501	0.118183
410.619391	8.543021	410.667479	-0.048088	0.030137	0.123749
420.634498	8.702339	420.657130	-0.022632	0.028142	0.118374
430.649605	8.860367	430.565960	0.083645	0.032936	0.141837
440.664712	9.021015	440.639008	0.025704	0.028952	0.127581
450.679819	9.178853	450.535832	0.143987	0.031297	0.141051
460.694926	9.341540	460.736743	-0.041817	0.025116	0.115707
470.710033	9.502096	470.804048	-0.094014	0.027983	0.131719
480.725141	9.660986	480.766866	-0.041725	0.028481	0.136915
490.740248	9.824027	490.989999	-0.249751	0.026756	0.131301
500.755355	9.982714	500.940115	-0.184760	0.029464	0.147543
0.000000	1.994008	0.026798	-0.026798	Inf	NaN

**COMMENTS:**

---

The uncertainty is calculated with 95% confidence. The uncertainty includes the randomness in the calibrated instrument during the calibration, systematic uncertainty in the instrument or property which the instrument under calibration is compared with (dead weight manometer, calibrated weights etc.), and due to regression analysis to fit the calibration points to a linear calibration equation. The calculated uncertainty can be used as the total systematic uncertainty of the calibrated instrument with the given calibration equation.



<b>WATERPOWER LABORATORY</b>		Date:	14.10.2013
<b>Calibration Sheet</b>		Operator:	Inger Johanne Rasmussen
Calibration of flow meter			

Calibrator: Weighing tank system

Unit: Flowmeter, reg nr. 4624-7 ( A03 36133 )

Calibration constants for weighing tank correction	a <sub>1</sub>	3,73E-22
	a <sub>2</sub>	-8,71E-17
	a <sub>3</sub>	7,00E-12
	a <sub>4</sub>	-2,19E-07
	a <sub>5</sub>	1,00E+00

Corrected weight is calculated from formula where parameters a,b,c,d and e is achieved through substitution calibration.

$$W = a \cdot \frac{mW^5}{5} + b \cdot \frac{mW^4}{4} + c \cdot \frac{mW^3}{3} + d \cdot \frac{mW^2}{2} + e \cdot mW$$

Density of water is calculated from formula

$$\rho_w = \frac{1000}{(1 - 4,6699 \cdot 10^{-10} \cdot p_{amb}) + 8 \cdot 10^{-6} \cdot (\theta - 4 + 2,1318913 \cdot 10^{-7} \cdot p_{amb})^2 - 6 \cdot 10^{-9} \cdot (\theta - 4 + 2,1318913 \cdot 10^{-7} \cdot p_{amb})^3}$$

Density of air is calculated from formula

$$\rho_a = \frac{(p_{amb} \cdot 3,4837 \cdot 10^3)}{(273,15 + \theta)}$$

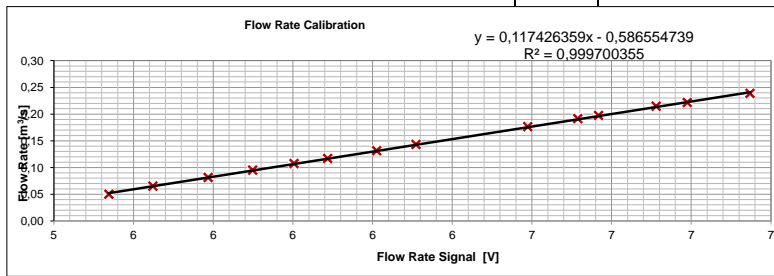
Discharge is found from formula

$$Q = \frac{W_2 - W_1}{\rho_w \cdot t \cdot (1 - \frac{\rho_a}{\rho_w})}$$

Comments:  
The flow rate changes during calibration.  
The inlet conditions to the pumps will change due to less water in the reservoir.

Date	Manual Observation before Weight [kg]	Manual Observation after Weight [kg]	Manual Observation Voltage [V]	Time [s]	Ambient pressure P <sub>amb</sub> [kPa]	Water temp T <sub>w</sub> [°C]	Air temp T <sub>a</sub> [°C]	Calculated value before Weight [kg]	Calculated value after Weight [kg]	Differential weight [kg]	Density of water ρ <sub>w</sub> [kg/m <sup>3</sup> ]	Density of air ρ <sub>a</sub> [kg/m <sup>3</sup> ]	Differential volume [m <sup>3</sup> ]	Calculated Flow Rate Q [m <sup>3</sup> /s]	Estimate Q [m <sup>3</sup> /s]	Deviation [%]
14.10.2013	73318,7	78320,6	5,438128	100,101	101,390	15,76	19,16	73290,4	78290,2	4999,8	999,0349	1,2092	5,01068	0,0500562	0,05202	3,78402
	21664,1	26865,2	5,548730	80,100	101,440	15,73	19,28	21664,6	26861,6	5197,0	999,0398	1,2093	5,20829	0,0650223	0,06501	-0,01519
	26865,2	32553,3	5,687446	70,100	101,439	15,73	19,22	26861,6	32545,1	5683,5	999,0398	1,2095	5,69590	0,0812539	0,08130	0,05838
	32553,5	37770,2	5,799324	55,103	101,436	15,72	19,19	32545,3	37758,2	5212,8	999,0414	1,2096	5,22416	0,0948072	0,09444	-0,39015
	37778,3	43143,2	5,903385	50,101	101,434	15,68	19,13	37766,3	43127,7	5361,4	999,0479	1,2098	5,37305	0,1072444	0,10666	-0,54951
	43143,2	47819,0	5,987619	40,100	101,434	15,68	19,15	43127,7	47800,9	4673,2	999,0479	1,2098	4,68335	0,1167919	0,11655	-0,20791
	47819,3	53072,2	6,110641	40,103	101,432	15,69	19,14	47801,2	53051,7	5250,5	999,0463	1,2098	5,26184	0,1312081	0,13100	-0,16220
	53072,5	58086,9	6,209370	35,104	101,431	15,68	19,12	53052,0	58064,3	5012,4	999,0479	1,2098	5,02324	0,1430960	0,14259	-0,35557
	58086,7	63381,6	6,489931	30,101	101,428	15,72	19,06	58064,1	63357,1	5292,9	999,0414	1,2101	5,30444	0,1762215	0,17553	-0,39154
	63381,8	69131,8	6,615697	30,102	101,426	15,72	19,05	63357,3	69105,2	5747,9	999,0414	1,2101	5,76037	0,1913616	0,19030	-0,55657
	69131,3	75056,7	6,667805	30,104	101,427	15,68	19,08	69104,7	75027,7	5923,0	999,0479	1,2100	5,93588	0,1971790	0,19642	-0,38572
	60090,6	66535,4	6,812519	30,103	101,411	15,71	19,02	60067,3	66509,7	6442,4	999,0430	1,2100	6,45643	0,2144780	0,21341	-0,49829
	66535,4	73189,9	6,890304	30,103	101,408	15,73	19,00	66509,7	73161,7	6651,9	999,0398	1,2101	6,66641	0,2214533	0,22255	0,49216
	66148,1	73319,5	7,047828	30,102	101,391	15,75	19,05	66122,6	73291,2	7168,6	999,0365	1,2097	7,18426	0,2386638	0,24105	0,98835

Calibration constants, 14.10.2013	01.06.2012
C <sub>0</sub>	-0,5865547
C <sub>1</sub>	0,1174264



### CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Vannkraftsstudenter2013

Type/Producer: Druck PTX 1830

SN: 2867610

Range: 0-10 bar a

Unit: kPa

### CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1

SN: 66256

Uncertainty [%]: 0,01

### POLY FIT EQUATION:

$$Y = + 3.48698959E+0X^0 + 3.76608013E+0X^1$$

### CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]

Max Uncertainty : 1.689660 [kPa]

RSQ : 0.944492

Calibration points : 14

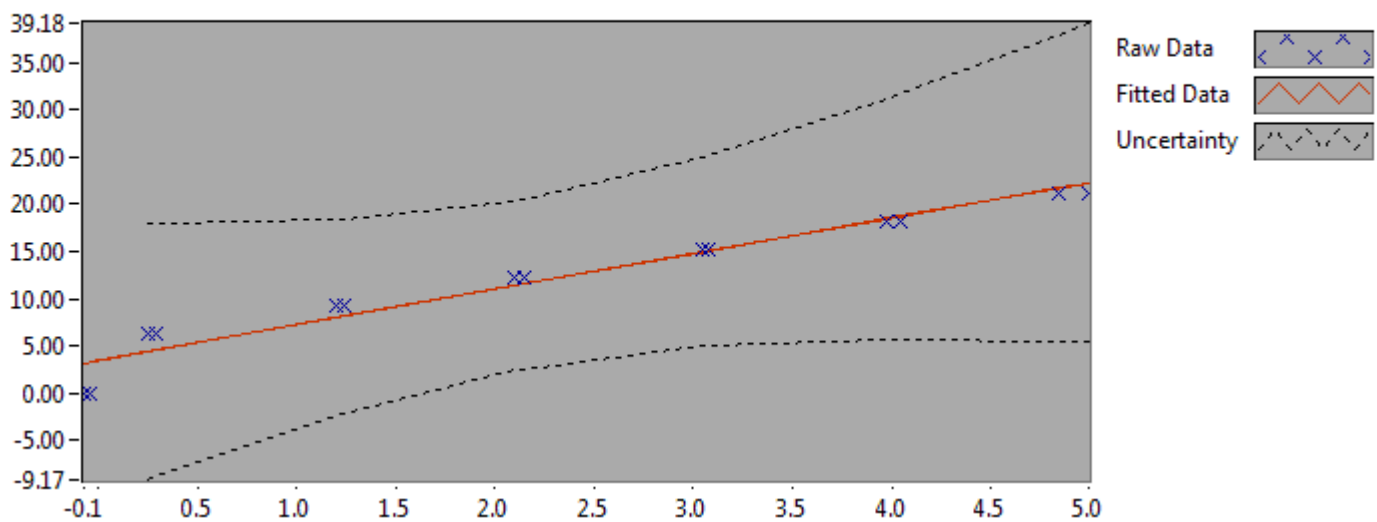


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 10 )



### CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Masterstudenter  
Type/Producer: Hottinger Z6FC3  
SN: 0  
Range: 0-500 Nm  
Unit: Nm

### CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Vekter fra justervesenet  
SN: 0  
Uncertainty [%]: 0,01

### POLY FIT EQUATION:

$$Y = -197.35909702E+0X^0 + 487.18562007E+0X^1$$

### CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]  
Max Uncertainty : 0.617283 [Nm]  
RSQ : 0.999996  
Calibration points : 52

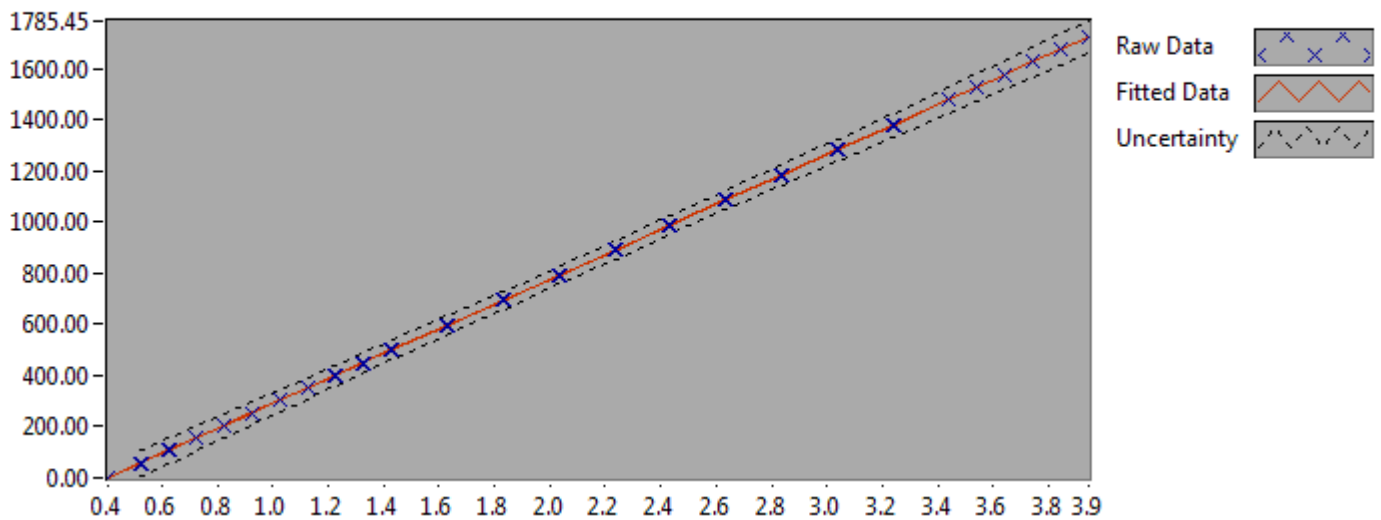
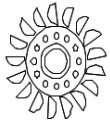


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 100 )



NTNU

# WATERPOWER LABORATORY

Date:

30.09.2013

Operator:

Inger Johanne Rasmussen

## Calibration Sheet

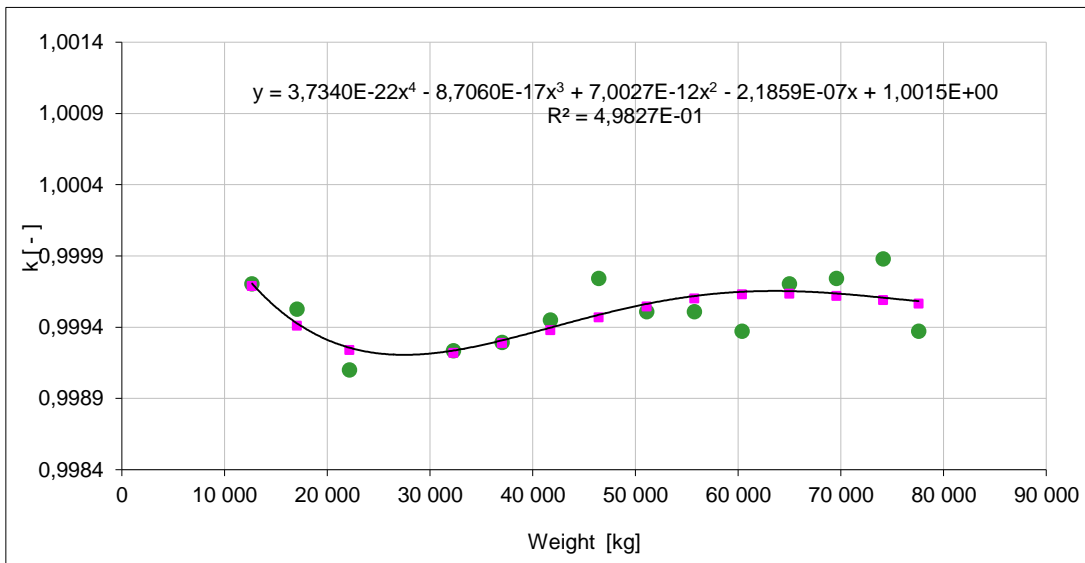
Calibration of weighing tank load cells

Unit: Weighing tank load cells, reg. nr. 4331-5/6/7

$W_L$  5126,075 [kg]

Coments:  
The flow controlled via the loft storage tanks. Indicated Q= ca.200 l/s ->time of filling->30s  
"Valve 1" 200‰ open

Manual Observation	Manual Observation	Displayed load increase	$k = \frac{W_L}{\Delta W}$	Weight midpoint	Estimated correction factor	Difference in real k and estimated k	
Weights off	Weights on	$\Delta W$	k	Weight	k	$\Delta k$	$\Delta k$
[kg]	[kg]	[kg]	[-]	[kg]	[-]	[-]	[%]
10096	15223,6	5127,6	0,9997	12659,8	0,99969	-0,00001	0,001
14489,8	19618,3	5128,5	0,9995	17054,1	0,99941	-0,00012	0,012
19589,2	24719,9	5130,7	0,9991	22154,6	0,99924	0,00014	0,014
29710,4	34840,4	5130	0,9992	32275,4	0,99922	-0,00002	0,002
34446,6	39576,3	5129,7	0,9993	37011,5	0,99929	0,00000	0,000
39164,7	44293,6	5128,9	0,9994	41729,2	0,99938	-0,00007	0,007
43860	48987,4	5127,4	0,9997	46423,7	0,99947	-0,00027	0,027
48532,1	53660,7	5128,6	0,9995	51096,4	0,99954	0,00004	0,004
53182,2	58310,8	5128,6	0,9995	55746,5	0,99960	0,00009	0,009
57805,7	62935	5129,3	0,9994	60370,4	0,99963	0,00026	0,026
62412	67539,6	5127,6	0,9997	64975,8	0,99963	-0,00007	0,007
66999,6	72127	5127,4	0,9997	69563,3	0,99962	-0,00012	0,012
71560,3	76687	5126,7	0,9999	74123,7	0,99959	-0,00029	0,029
74996,2	80125,5	5129,3	0,9994	77560,9	0,99956	0,00019	0,019



	Calibration constants
$a_1$	3,73400E-22
$a_2$	-8,70600E-17
$a_3$	7,00270E-12
$a_4$	-2,18590E-07
$a_5$	1,00150E+00

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Magni Svarstad  
Type/Producer: Druck PTX 610  
SN: 4091553  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

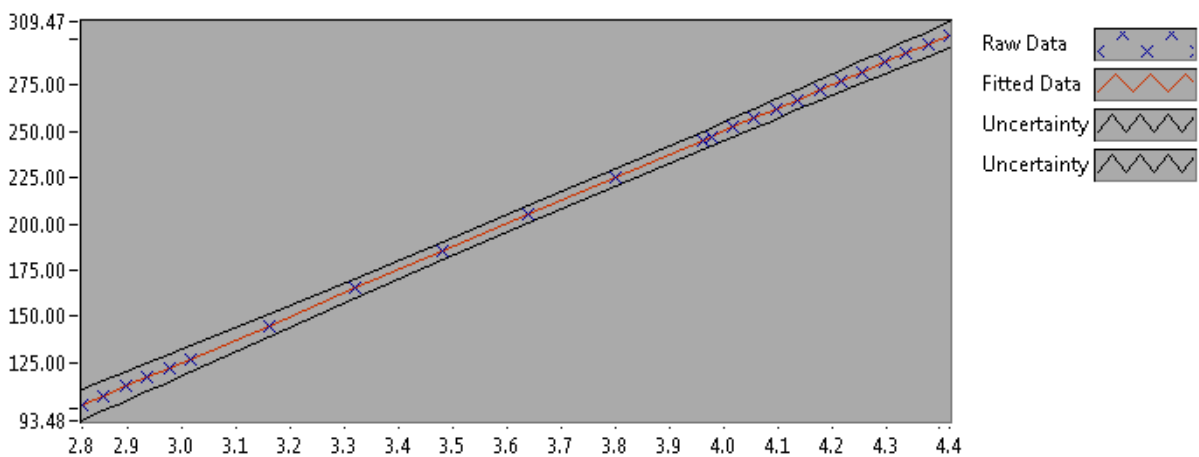
## POLY FIT EQUATION:

$Y = -249.95440068E+0X^0 + 125.00408044E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.008333 [%]  
Max Uncertainty : 0.008498 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

**Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )**



**CALIBRATION VALUES**

<b>Value [kPa]</b>	<b>Voltage [V]</b>	<b>Best Poly Fit [kPa]</b>	<b>Deviation [kPa]</b>	<b>Uncertainty [%]</b>	<b>Uncertainty [kPa]</b>
101.980000	2.815367	101.978012	0.001988	0.008333	0.008498
106.987554	2.855411	106.983605	0.003948	0.007707	0.008245
111.995107	2.895532	111.998887	-0.003780	0.007110	0.007963
117.002661	2.935580	117.005061	-0.002400	0.006579	0.007698
122.010214	2.975690	122.018939	-0.008725	0.006097	0.007439
127.017768	3.015747	127.026323	-0.008556	0.005657	0.007186
145.044961	3.159980	145.056044	-0.011084	0.004358	0.006322
165.075175	3.320103	165.071972	0.003203	0.003328	0.005493
185.105389	3.480377	185.106891	-0.001502	0.002626	0.004862
205.135603	3.640374	205.107257	0.028346	0.002205	0.004523
225.165817	3.800651	225.142526	0.023291	0.002011	0.004529
245.196031	3.960927	245.177671	0.018361	0.001994	0.004888
247.199053	3.977057	247.193980	0.005073	0.001998	0.004940
252.206606	4.017137	252.204145	0.002461	0.002017	0.005088
257.214160	4.057261	257.219748	-0.005588	0.002039	0.005245
262.221714	4.097293	262.223884	-0.002171	0.002066	0.005416
267.229267	4.137406	267.238265	-0.008998	0.002098	0.005607
272.236821	4.177473	272.246826	-0.010006	0.002133	0.005807
277.244374	4.217541	277.255372	-0.010997	0.002168	0.006010
282.251928	4.257648	282.268981	-0.017053	0.002208	0.006232
287.259481	4.297517	287.252810	0.006672	0.002248	0.006457
292.267035	4.337626	292.266550	0.000485	0.002290	0.006694
297.274588	4.377674	297.272653	0.001936	0.002333	0.006935
302.282142	4.417787	302.287046	-0.004904	0.002376	0.007183

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Sigurd Haga  
Type/Producer: Druck PTX1400  
SN: D20661/04/2011  
Range: 0-10 bar g  
Unit: kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

## POLY FIT EQUATION:

$Y = -250.91547257E+0X^0 + 125.18474835E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : Inf [%]  
Max Uncertainty : 0.036732 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 30

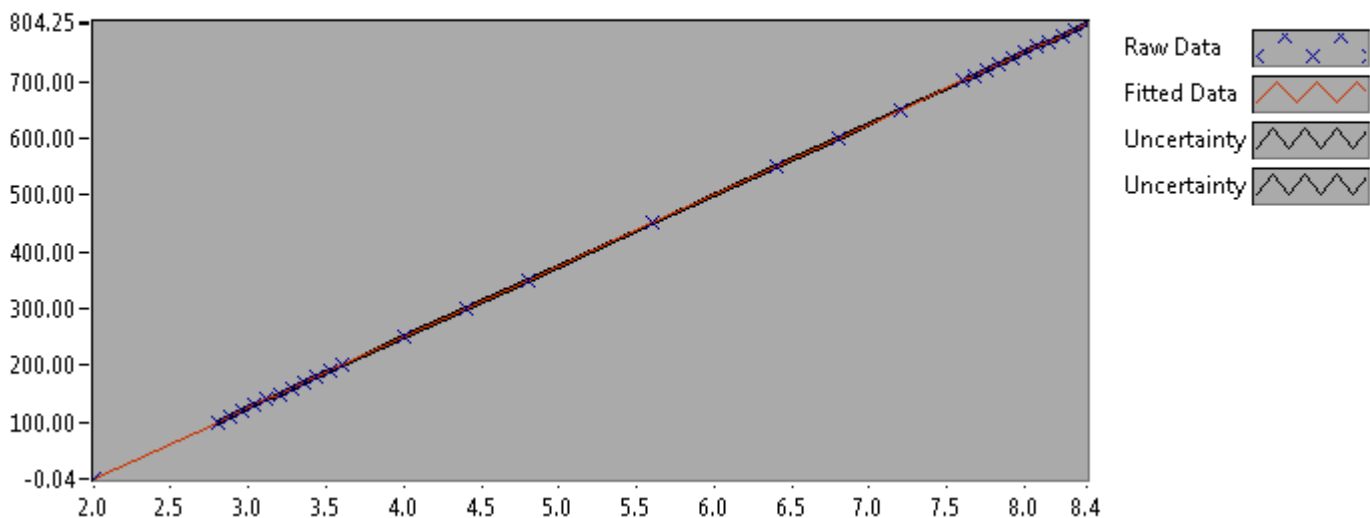


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 100 )

---

Sigurd Haga

**CALIBRATION VALUES**

<b>Value [kPa]</b>	<b>Voltage [V]</b>	<b>Best Poly Fit [kPa]</b>	<b>Deviation [kPa]</b>	<b>Uncertainty [%]</b>	<b>Uncertainty [kPa]</b>
0.000000	2.004067	-0.036839	0.036839	Inf	NaN
99.415864	2.797695	99.313294	0.102570	0.035048	0.034844
109.430971	2.878049	109.372396	0.058575	0.031281	0.034232
119.446078	2.958511	119.444976	0.001102	0.028153	0.033628
129.461185	3.038730	129.487224	-0.026039	0.025516	0.033033
139.476293	3.118577	139.482812	-0.006519	0.023266	0.032450
149.491400	3.198913	149.539687	-0.048287	0.021321	0.031874
159.506507	3.278927	159.556150	-0.049643	0.019627	0.031307
169.521614	3.359178	169.602432	-0.080819	0.018140	0.030751
179.536721	3.439146	179.613178	-0.076457	0.016825	0.030207
189.551828	3.519165	189.630271	-0.078443	0.015655	0.029675
199.566935	3.598926	199.615207	-0.048272	0.014609	0.029155
249.642471	3.998583	249.646179	-0.003709	0.010721	0.026765
299.718006	4.398473	299.706296	0.011710	0.008270	0.024786
349.793541	4.797999	349.720871	0.072670	0.006670	0.023331
449.944612	5.597755	449.838134	0.106479	0.004969	0.022359
550.095683	6.398159	550.036443	0.059240	0.004390	0.024146
600.171219	6.797914	600.079637	0.091582	0.004320	0.025926
650.246754	7.198177	650.186546	0.060208	0.004331	0.028160
700.322290	7.598640	700.318362	0.003928	0.004393	0.030763
710.337397	7.678699	710.340535	-0.003138	0.004410	0.031325
720.352504	7.758745	720.361007	-0.008503	0.004427	0.031890
730.367611	7.838548	730.351140	0.016471	0.004444	0.032454
740.382718	7.918889	740.408616	-0.025898	0.004463	0.033047
750.397825	7.997820	750.289668	0.108157	0.004481	0.033626
760.412932	8.078768	760.423119	-0.010186	0.004503	0.034238
770.428039	8.158853	770.448531	-0.020492	0.004524	0.034851
780.443146	8.239067	780.489997	-0.046850	0.004545	0.035467
790.458254	8.319413	790.548207	-0.089953	0.004568	0.036109
800.473361	8.399547	800.579684	-0.106323	0.004589	0.036732

# CALIBRATION REPORT

---

## CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Magni Svarstad  
Type/Producer: Druck PTX 610  
SN: 2184828  
Range: 0-10 bar a  
Unit: kPa

## CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: Pressurements deadweight tester P3223-1  
SN: 66256  
Uncertainty [%]: 0,01

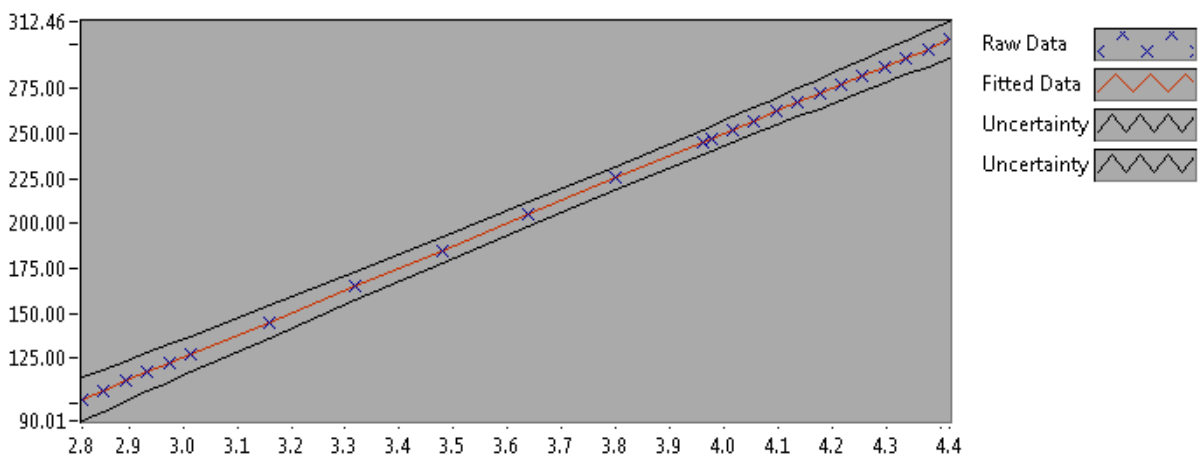
## POLY FIT EQUATION:

$Y = -249.58998960E+0X^0 + 124.96641827E+0X^1$

## CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.011781 [%]  
Max Uncertainty : 0.012018 [kPa]  
RSQ : 1.000000  
Calibration points : 24

**Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 1000 )**



## CALIBRATION VALUES

<b>Value [kPa]</b>	<b>Voltage [V]</b>	<b>Best Poly Fit [kPa]</b>	<b>Deviation [kPa]</b>	<b>Uncertainty [%]</b>	<b>Uncertainty [kPa]</b>
102.010000	2.813713	102.029585	-0.019585	0.011781	0.012018
107.017554	2.853596	107.013693	0.003860	0.010918	0.011684
112.025107	2.893785	112.035910	-0.010803	0.010053	0.011262
117.032661	2.933809	117.037614	-0.004953	0.009302	0.010887
122.040214	2.973861	122.042761	-0.002547	0.008620	0.010520
127.047768	3.013935	127.050661	-0.002894	0.007998	0.010161
145.074961	3.158164	145.074442	0.000518	0.006163	0.008941
165.105175	3.318328	165.089552	0.015623	0.004704	0.007767
185.135389	3.478615	185.120027	0.015362	0.003714	0.006875
205.165603	3.638608	205.113798	0.051805	0.003116	0.006393
225.195817	3.799297	225.194564	0.001253	0.002843	0.006402
245.226031	3.959602	245.227305	-0.001274	0.002815	0.006903
247.239053	3.975664	247.234515	0.004537	0.002824	0.006982
252.246606	4.015683	252.235591	0.011016	0.002848	0.007183
257.254160	4.056012	257.275353	-0.021193	0.002880	0.007408
262.261714	4.096050	262.278709	-0.016996	0.002921	0.007660
267.269267	4.136060	267.278643	-0.009376	0.002963	0.007920
272.276821	4.176177	272.291949	-0.015128	0.003012	0.008202
277.284374	4.216210	277.294705	-0.010331	0.003064	0.008496
282.291928	4.256329	282.308161	-0.016234	0.003120	0.008807
287.299481	4.296189	287.289344	0.010137	0.003175	0.009123
292.307035	4.336314	292.303637	0.003397	0.003235	0.009456
297.314588	4.376355	297.307390	0.007198	0.003295	0.009796
302.322142	4.416431	302.315538	0.006604	0.003356	0.010146



## G | Matlabkode

```
%%  
  
GibsonA = 124.96641827; %Kalibreringsdata  
GibsonB = -249.58998960; %Kalibreringsdata  
GibsonC = (998*9.821465*(0.04+0.177)/1000); %Korrigerer for hoydefor  
InletA = 125.00408044-101.98+102.02; %Kalibreringsdata  
InletB = -249.95440068; %Kalibreringsdata  
InletC = (998*9.821465*(-2.47+0.177))/1000; %Korrigerer for hoydefor  
OutletA = 125.18474835; %Kalibreringsdata  
OutletB = -250.91547257; %Kalibreringsdata  
OutletC = 998*9.821465*(-1.239)/1000; %Korrigerer for h\o ydef  
FlowA = 0.11742635; %Kalibreringsdata  
FlowB = -0.58655473; %Kalibreringsdata  
nA = 100.3159007; %Kalibreringsdata  
atm = 100.8;  
  
f = 3000;  
  
A = 0.096211275; % Areal Gibson rorstrekk  
rho = 999.1;  
L = 5.345; % Lengde Gibson rorstrekk  
g = 9.821465;  
Dturbin = 0.349;  
meanvar = 300;  
dt = 1/f;  
N = size(PGibson(:,1));  
  
for j = 1:N(1,1)-meanvar  
PG(j) = mean(PGibson(j:j+meanvar,1)*GibsonA + GibsonB + GibsonC);  
% Voltverdi ganges med kalibrering  
P1(j) = mean(Pinlet(j:j+meanvar,1)*InletA + InletB + InletC);  
% Voltverdi ganges med kalibrering  
P2(j) = mean(Poutlet(j:j+meanvar,1)*OutletA + OutletB + OutletC + atm);  
% Voltverdi ganges med kalibrering  
Qmeter(j) = mean(Q(j:j+meanvar,1)*FlowA + FlowB);  
% Voltverdi ganges med kalibrering
```

```

n(j) = mean(nrpm(j:j+meanvar,1)*nA);
% Voltverdi ganges med kalibrering
pG_p1(j) = PG(j) - P1(j);
Head(j) = (P1(j)-P2(j))/g;
end

figure; plot(Qmeter)

%%
M = size(PG(:));
Kstart_int=[1:6e4];
Kslutt_int=[1.5e5:2e5];
    Qdiff = zeros(1,M(1,1));
    Qgibson = zeros(1,M(1,1));
    Kstart = mean(PG(Kstart_int) - P1(Kstart_int))/(mean(Qmeter(Kstart_int))).
Kslutt = mean(PG(Kslutt_int) - P1(Kslutt_int))/mean(Qmeter(Kslutt_int).^2)

    for i = 2:M(1,1)

        if Qmeter(i) > 0
            K = Kslutt;
        else
            K = Kstart;
        end

        dP0 = pG_p1(i-1);
        dP1 = pG_p1(i);
        dPloss0 = K*Qgibson(i-1)^2;
        dPloss1 = dPloss0;

        if i == 2
            Q0 = Qmeter(i);
            dPloss0 = K*Qmeter(i-1)^2;
            dPloss1 = K*Qmeter(i)^2;
        else
            Q0 = Qgibson(i-1);
        end

        Qdiff(i) = (A)/(rho*L)*(dP1 - dPloss1)*dt*1000;
        Qgibson(i) = Q0 + Qdiff(i);

    end

```

```

Qgibson=Qgibson(2:end);
figure(2); plot(Qgibson(:), '-.', 'linewidth', 1.5);

%%
% Korrigerer turtall
i=1;
GV{i}.N = n(:);

[val, ind]=min(n);
n(1:ind) = - n(1:ind);

% Regner ut Ned og Qed (for gibson og flowmeter)
for i=1:(M-1)
    Ned(i) = (n(i)*Dturbin)/(60*sqrt(g*Head(i)));
    Qed(i) = Qgibson(i)/(Dturbin^2*(sqrt(g*Head(i))));
    Qedmeter(i) = Qmeter(i)/(Dturbin^2*(sqrt(g*Head(i))));

end
info = {'GV7-01.06'};
%endre GV{i} slik at vi f r : 1=GV5, 2=GV7 3=GV9 4=GV11
i = 1;
GV{i}.name=info {1};

GV{i}.PG = PG(:);
GV{i}.P1 = P1(:);
GV{i}.P2 = P2(:);
GV{i}.Head = Head(:);
GV{i}.Qgibson = Qgibson(:);
GV{i}.Qmeter = Qmeter(:);
GV{i}.Ned = Ned(:);
GV{i}.Qed = Qed(:);
GV{i}.Qedmeter = Qedmeter(:);
GV{i}.pG_p1 = pG_p1(:);
GV{i}.Nneg = n(:);

```