

# Trykkpulsasjoner i Francisturbiner

Kari Haugan

Master i energi og miljø  
Oppgaven levert: Juni 2007  
Hovedveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT



# Oppgavetekst

## Bakgrunn

Trykkpulsasjoner i Francisturbiner er et problem som kan avstedkomme problemer under drift, spesielt utenfor turbinens design område. Som følge av et fritt energimarked er det fra kraftselskapenes side ønske om stor fleksibilitet i kjøremønsteret. Trykkpulsasjoner medfører dynamisk belastning av turbinen og kan føre til skader som følge av utmatting. Det er derfor av stor viktighet å føre kontroll med trykkpulsasjonenes amplituder under varierende drift.

Ved Vannkraftlaboratoriet har man en modell av turbinene ved Tokke kraftverk. Studenten vil få tilgang til å måle trykkpulsasjoner i laboratoriet.

## Mål

Kartlegge de driftsområder hvor de største trykkpulsasjoner oppstår i en høytrykks Francisturbin.

1. Gjennomføre et litteratursøk for å finne tilgjengelig data fra trykkpulsasjonsmålinger i Francisturbiner.
2. Analysere alle tilgjengelige data fra trykkpulsasjonsmålinger fra modellturbiner som er tilgjengelig.
3. Planlegge og legge til rette for en trykkpulsasjonsmåling på modellen fra Tokke Kraftverk i Vannkraftlaboratoriet.
4. Gjennomføre trykkpulsasjonsmåling på modellen fra Tokke Kraftverk i Vannkraftlaboratoriet. Dette skal gjennomføres for hele driftsområdet.
5. Gjennomføre trykkpulsasjonsmåling på modellen fra Tokke Kraftverk i Vannkraftlaboratoriet. Det skal gjennomføres målinger som viser om det er noen innflytelse fra pumpene i systemet.
6. Diskusjon av trykkpulsasjonsmåling på modellen fra Tokke Kraftverk i Vannkraftlaboratoriet.
7. Det skal utarbeides prosedyrer/rutiner for kalibrering, måling og analyse av trykkpulsasjonsmålinger på Francis modell turbiner i Vannkraftlaboratoriet. Dette skal tilfredsstillende de krav som stilles i IEC 60193.

Oppgaven gitt: 15. januar 2007

Hovedveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT



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

Rapportens tittel  <b>Trykkpulsasjoner i Francisturbiner</b>	Dato <b>12.06.07</b>
	Antall sider og bilag 98 + 70
Forfatter Kari Haugan	Ansv. sign.
Avdeling <b>Institutt for energi- og prosessteknikk          Vannkraftlaboratoriet</b>	Rapportnummer EPT – M – 2007 – 20
ISBN nr.	Studieprogram: Energi og Miljø  Fordypningsemne: Varme- og energiprosesser
Oppdragsgiver <b>NTNU – Vannkraftlaboratoriet</b>	Oppdragsgivers ref. <b>Ole Gunnar Dahlhaug</b>

<b>Ekstrakt</b>  På grunn av den gode reguleringsevnen til norske vannkraftverk blir turbinene i dag kjørt oftere utenfor bestpunkt. Turbinene er opprinnelig designet for å kjøres ved bestpunkt, og kan ta stor skade av å kjøres ved andre driftspunkt over lang tid.  I denne oppgaven er det utført laboratorietester på en modell av Tokke kraftverk installert ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Trykkpulsasjonsmålingene er blitt utført både ved innløpet av spiralrommet, i omdreiningshulrommet, i sugerørskonusen og i utløpet av sugerøret for hele driftsområde til turbinen. Av frekvensanalysen ble det i hovedsak funnet tre dominerende frekvenser forårsaket av hydrauliske påvirkninger; Rheingans-, bladplasserings- og løpeskovlfrekvensen. I tillegg ble frekvenser forårsaket av elastiske svingninger mellom trykktank og turbin og mellom turbin og sugerørstank observert.  Rheingans-frekvensen ble observert ved alle trykktransduserne på riggen. Størst trykkamplitude hadde trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen. Dette stemmer godt overens med teorien om at det er sugerørsvirvelen som setter opp trykksvingningen. Trykkamplituden var økende rundt 50-60 % last ved alle trykktransduserne.  Bladplasseringsfrekvensen ble observert i omdreiningshulrommet og i sugerørskonusen. Målingene fra omdreiningshulrommet bekrefter teorien om at trykkamplituden øker når avstanden mellom ledeapparat og løpehjulsskovl minker.  Løpeskovlfrekvensen ble observert med en svært høy trykkamplitude i omdreiningshulrommet. Den høye amplituden antas å komme av plasseringen av trykktransduseren i omdreiningshulrommet.  I tillegg til trykkpulsasjonsmålingene på modellturbinen ble det utført en pumpetest. Resultatene fra pumpetesten viste at trykkpulsasjonene satt opp av pumpen ble dempet helt ut gjennom trykktanken, og har ikke innvirkning på turbintestene.	
--	--

	Stikkord på norsk	Indexing Terms English
Gruppe 1	<b>Vannkraft</b>	<b>Hydro power</b>
Gruppe 2	<b>Trykkpulsasjoner</b>	<b>Pressure pulsations</b>
Egenvalgte stikkord	<b>Francisturbin</b>	<b>Francis turbine</b>

## Forord

Denne masteroppgaven ble gjennomført ved Norges Teknisk- og Naturvitenskaplige Universitet (NTNU), Institutt for Energi og Prosessteknikk, Vannkraftlaboratoriet av stud.techn. Kari Haugan. Oppgaven er utarbeidet i samarbeid med Statkraft.

Oppgaven omfattet trykkpulsasjonsmålinger på modellen av Tokke kraftverk installert ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Modellen er satt opp i laboratoriet i samarbeid med Statkraft Energi AS, som er eier av Tokke kraftverk i Telemark.

Jeg ønsker å rette en stor takk til mine veiledere 1. Amanuensis Ole Gunnar Dahlhaug og Professor Torbjørn Nielsen for god støtte og veiledning gjennom hele oppgaven. I forbindelse med forberedelser til målinger i laboratoriet vil jeg også takke forskningstekniker Joar Grillstad og alle de andre ansatte ved laboratoriet for alltid å ha vært behjelpelige. Det rettes også en stor takk til dr.ing Einar Kobro som jobber med samme tema som meg, for veiledning og motivasjon. Til slutt vil jeg takke Statkraft ved Kjell-Tore Fjærvold.

---

Kari Haugan

18.06.07, Trondheim

## Sammendrag

På grunn av den gode reguleringsevnen til norske vannkraftverk blir turbinene i dag kjørt oftere utenfor bestpunkt. Turbinene er opprinnelig designet for å kjøres ved bestpunkt, og kan ta stor skade av å kjøres ved andre driftspunkt over lang tid.

I denne oppgaven er det utført laboratorietester på en modell av Tokke kraftverk installert ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Trykkpulsasjonsmålingene er blitt utført både ved innløpet av spiralrommet, i omdreiningshulrommet, i sugerørskonusen og i utløpet av sugerøret for hele driftsområde til turbinen. Av frekvensanalysen ble det i hovedsak funnet tre dominerende frekvenser forårsaket av hydrauliske påvirkninger; Rheingans-, bladplasserings- og løpeskovlfrekvensen. I tillegg ble frekvenser forårsaket av elastiske svingninger mellom trykktank og turbin og mellom turbin og sugerørstank observert.

Rheingans-frekvensen ble observert ved alle trykktransduserne på riggen. Størst trykkamplitude hadde trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen. Dette stemmer godt overens med teorien om at det er sugerørsvirvelen som setter opp trykksvingningen. Trykkamplituden var økende rundt 50-60 % last ved alle trykktransduserne.

Bladplasseringsfrekvensen ble observert i omdreiningshulrommet og i sugerørskonusen. Målingene fra omdreiningshulrommet bekrefter teorien om at trykkamplituden øker når avstanden mellom ledeapparat og løpehjulsskovl minker.

Løpeskovlfrekvensen ble observert med en svært høy trykkamplitude i omdreiningshulrommet. Den høye amplituden antas å komme av plasseringen av trykktransduseren i omdreiningshulrommet.

I tillegg til trykkpulsasjonsmålingene på modellturbinen ble det utført en pumpe-test. Resultatene fra pumpe-testen viste at trykkpulsasjonene satt opp av pumpen ble dempet helt ut gjennom trykktanken, og har ikke innvirkning på turbintestene.

## Abstract

Due to the good regulation ability in Norwegian hydro power plants, the turbines are often operated at part load. The turbines are originally designed to operate in the best efficiency point, and can get damaged by operating too much out side of the best efficiency point over time.

In this project laboratory tests were carried out on the model of Tokke power plant installed in the Hydro Power Laboratory at NTNU. Pressure pulsation measurements were carried out both at the inlet of the spiral casing, in the rotational cavity, in the draft tube and at the outlet of the draft tube for the whole operating range. The frequency analysis showed mainly three dominant frequencies; the Rheingans-, the blade passing- and the runner vane frequency. In additions the frequencies caused by the elastic oscillation between the pressure tank and the turbine, and between the turbine and the draft tube tank were observed.

The Rheingans frequency was observed at all the pressure transducers on the rig. Pressure transducer nr.5 on the draft tube had the highest pressure amplitude. For all the pressure transducer the pressure amplitude was increasing around 50-60 % power.

The blade passing frequency was observed in the rotational cavity and the draft tube. The measurements from the rotational cavity confirm the theory on the pressure amplitude increasing when the distance between the guide vanes and the runner vanes decreases.

The runner vane frequency was observed with extremely high pressure amplitude in the rotational cavity. The high amplitude is assumed to be caused by the placement of the pressure transducer.

In addition to the pressure pulsation measurements on the turbine it was carried out a pump test. The result from the test showed that the pressure pulsations caused by the pump was damped and did not have an effect on the measurements on the turbine.



## Innholdsfortegnelse

Figurliste .....	vii
Tabelliste .....	ix
Symbolliste .....	x
1 Innledning .....	1
2 Francisturbiner og trykkpulsasjoner .....	3
2.1 Teori .....	4
2.1.1 Hastighetsdiagrammer .....	4
2.1.2 Reduserte størrelser .....	5
2.1.3 Fartstall .....	7
2.1.4 Virkningsgrad .....	7
2.1.5 Dimensjonsløse størrelser .....	8
2.1.6 Hill-diagram .....	9
2.2 Sugerørsdesign .....	11
2.2.1 Sugerørsvirvel .....	12
2.3 Trykkpulsasjoner .....	14
2.4 Elastiske svingninger .....	18
2.5 Skalering fra modell til prototyp .....	20
2.5.1 Reynoldstall .....	20
2.5.2 Skalering av hydraulisk virkningsgrad .....	21
2.6 Tiltak for å redusere trykkpulsasjoner .....	24
2.6.1 Luftinjeksjon .....	24
2.6.2 Virveldempere .....	24
2.6.3 Vanninjeksjon .....	25
3 Forberedelser og gjennomføring av målinger på modellen fra Tokke kraftverk .....	28
3.1 Beskrivelse av målearrangement og forberedelser .....	28
3.1.1 Modell av Tokke kraftverk .....	29
3.1.2 Trykktransdusere og kalibrering .....	31
3.1.3 Måleoppsett .....	35
3.2 Klargjøring og gjennomføring av målingene .....	40
3.2.1 Klargjøring .....	40
3.2.2 Gjennomføring .....	43
3.3 Bearbeiding av data .....	44
3.3.1 Filtrering .....	44
3.3.2 Frekvensanalyse .....	45
3.3.3 Frekvensanalyseprogram .....	48
3.4 Pumpens innvirkning på testtriggen .....	49
3.4.1 Forberedelser for pumpe testen .....	50
4 Resultater fra trykkmålingene .....	52
4.1 Trykkmålinger .....	52
4.2 Frekvensanalyse av trykkmålingene .....	58
4.2.1 Frekvensanalyse av målingene ved $n_{ED} = 0,183$ .....	59
4.2.2 Sammenligning av trykkamplituder ved spesifikke frekvenser .....	65
4.3 Virvelbilder tatt under målinger .....	70

4.4	Pumpens innvirkning på testtriggen.....	76
5	Diskusjon .....	79
5.1	Trykkmålinger.....	79
5.2	Frekvensanalyse av trykkmålingene.....	85
5.2.1	Sammenligning av trykkamplituder ved spesifikke frekvenser.....	88
5.3	Hill-diagram og standardavvik .....	91
5.4	Pumpens innvirkning på testtriggen.....	93
6	Konklusjon.....	94
	Videre arbeid.....	96
	Referanser .....	97

## Vedlegg

Innholdsfortegnelse vedlegg

Vedlegg A: Prosedyre for undertrykkkalibrering

Vedlegg B: Prosedyre for overtrykkkalibrering

Vedlegg C: Prosedyre for oppsett og måling av trykkpulsasjoner

Vedlegg D: Prosedyre for analyse av trykkpulsasjoner

Vedlegg E: Trykkmålinger

Vedlegg F: Frekvensanalyse av trykkmålinger

Vedlegg G: Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen

Vedlegg H: Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen

Vedlegg I: Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen

Vedlegg J: Bilder ved de 16 målepunktene på Hill-diagrammet

Vedlegg K: Pumpens innvirkning på testtriggen

## Figurliste

Figur 2-1: Francisturbin .....	3
Figur 2-2: Innløps- og avløpshastighetsdiagram til løpeskovler.....	5
Figur 2-3: Illustrasjon av tapsfri strømming gjennom en dyse.....	6
Figur 2-4. Generelt Hill-diagram.....	9
Figur 2-5. Trykkendring i sugerørskonus.....	11
Figur 2-6: Hastighetsdiagrammer for utløp av løpehjulet til en Francisturbin .....	13
Figur 2-7. Hastighetsprofil gjennom ledeapparatet.....	15
Figur 2-8: Sugerørsvirvel ved dellast treffer veggen i sugerøret .....	16
Figur 2-9. Pulserende kavitert virvel midt i sugerøret.....	17
Figur 2-10. Skalering av virkningsgrad fra konstant $Re_{M^*}$ til konstant $Re_p$ .....	22
Figur 2-11. Tre eksempler på forskjellige typer virveldempere montert i sugerøret.....	25
Figur 2-12. Vanninjeksjon gjennom løpehjulskonus.....	26
Figur 2-13. Vanninjeksjon via flere dyser montert på sugerørskonusen.....	27
Figur 3-1. Modell av Tokke kraftverk installert ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU..	29
Figur 3-2. Dimensjoner på modellløpehjulet designet av Vannkraftlaboratoriet.....	30
Figur 3-3. Oppsett for undertrykkkalibrering av trykktransdusere.....	32
Figur 3-4. Oppsett av enkel undertrykkkalibrering av trykktransdusere.....	33
Figur 3-5. Oppsett for overtrykkkalibrering av trykktransdusere.....	33
Figur 3-6. Sammenligning av over- og undertrykkkalibrering.....	34
Figur 3-7. Oppsett av trykktransduserne på riggen.....	35
Figur 3-8. Oppsett av loggeutstyret.....	36
Figur 3-9. Plassering av de nummererte trykktransduserne på sugerørskonusen.....	37
Figur 3-10. Tverrsnitt av tromme, turbin og sugerør.....	38
Figur 3-11. Oppsett av trykktransduserne på utløpet av sugerøret.....	39
Figur 3-12. Plassering av nummererte trykktransdusere 1 – 4 på uløpet av sugerøret.....	39
Figur 3-13. Hill-diagram for modellturbinen.....	41
Figur 3-14. Illustrasjon av loggefeil.....	44
Figur 3-15. Illustrasjon av spektrallekkasje. Opprinnelig signal.....	47
Figur 3-16. Illustrasjon av spektrallekkasje. Frekvensanalysen til signalet.....	47
Figur 3-17. Illustrasjon av Harmonier.....	48
Figur 3-18. Pumpeoppsett i laboratoriet.....	49
Figur 3-19. Oppsett av trykktransduserne for pumpetesten.....	50
Figur 4-1. Trykk målt i innløp til spiraltromma ved fire forskjellige driftspunkt.....	53
Figur 4-2. Trykk målt i omdreiningshulrommet ved fire forskjellige driftspunkt.....	54
Figur 4-3. Trykk målt i omdreiningshulrommet ved fire forskjellige driftspunkt.....	54
Figur 4-4. Trykk målt ved trykktransduser nr.5 i sugerørskonusen.....	55
Figur 4-5. Trykk målt ved fire trykktransdusere på sugerørskonusen.....	56
Figur 4-6. Trykk målt ved fire trykktransdusere på sugerørsutløpet.....	57
Figur 4-7. Trykk målt ved trykktransduser nr.3 i sugerørsutløpet.....	57
Figur 4-8. Frekvensanalyse av trykktransduseren montert på innløp til spiraltromma. ...	59
Figur 4-9. Frekvensanalyse av trykktransduseren montert i omdreiningshulrommet. ....	60
Figur 4-10. Frekvensanalyse av trykktransduser nr.1 og nr.5 på sugerørskonusen.....	61
Figur 4-11. Frekvensanalyse av trykktransduser nr.2 og nr.6 på sugerørskonusen.....	62
Figur 4-12. Frekvensanalyse av trykktransduser nr.1 og nr.3 på sugerørsutløpet.....	63

Figur 4-13. Frekvensanalyse av trykktransduser nr.2 og nr.4 på sugerørsutløpet. ....	64
Figur 4-14. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen på sugerørskonusen.....	66
Figur 4-15. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen på utløpet av sugerøret.....	66
Figur 4-16. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen for omdreiningshulrommet.....	67
Figur 4-17. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen for innløp til spiralromma.....	67
Figur 4-18. Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen i omdreiningshulrommet ...	68
Figur 4-19. Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen på sugerørskonusen .....	68
Figur 4-20. Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen i omdreiningshulrommet. ....	69
Figur 4-21. Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen på sugerørskonusen. ....	69
Figur 4-22. Bilde av sugerørskonusen ved trykktransduser nr.5 ( $\alpha = 4^\circ$ ).....	71
Figur 4-23. Trykk målt i sugerøret (a) og frekvensanalysen av trykket (b) ved punkt 5..	71
Figur 4-24. Bilde av sugerørskonusen ved punkt 6 ( $\alpha = 7^\circ$ ).....	72
Figur 4-25. Trykk målt i sugerøret (a) og frekvensanalysen av trykket (b) ved punkt 6..	72
Figur 4-26. Bilde av sugerørskonusen ved punkt 7 ( $\alpha = 11^\circ$ ).....	74
Figur 4-27. Trykk målt i sugerøret (a) og frekvensanalysen av trykket (b) ved punkt 7..	74
Figur 4-28. Bilde av sugerørskonusen ved punkt 8 ( $\alpha = 14^\circ$ ).....	75
Figur 4-29. Trykk målt i sugerøret (a) og frekvensanalysen av trykket (b) ved punkt 8..	75
Figur 4-30. Frekvensanalyse av alle fire trykktransduser ved $\alpha = 4^\circ$ .....	76
Figur 4-31. Løpeskovlfrekvensen for trykktransduser etter pumpen.....	77
Figur 4-32. Løpeskovlfrekvensen for trykktransduser etter trykktanken. ....	77
Figur 4-33. Løpehjulsfrekvensen for trykktransduser etter pumpen. ....	78
Figur 4-34. Løpehjulsfrekvensen for trykktransduser etter trykktanken. ....	78
Figur 5-1. Hastighetsdiagram for dellast og overlast.....	80
Figur 5-2. Trykk målt i omdreiningshulrommet vist over 0,1 s.....	81
Figur 5-3. Gjennomsnittlig trykk målt i fire trykktransduser ved sugerørskonusen. ....	83
Figur 5-4. Trykk målt ved trykktransduserne på utløpet av sugerøret.....	84
Figur 5-5. Frekvensanalyse av omdreiningshulrommet.....	86
Figur 5-6. Trefase likeretter. ....	87
Figur 5-7. Trykkamplitude ved 40 Hz ved innløpet av spiralromma. ....	90
Figur 5-8. Standardavviket av trykket målt i de 16 punktene på Hill-diagrammet. ....	91

## Tabelliste

Tabell 3-1. Trykktransdusere benyttet under målingene. ....	31
Tabell 3-2. Forventede frekvenser for $n_{ED} = 0,183$ .....	42
Tabell 3-3. Forventede frekvenser for elastiske svingninger.....	42
Tabell 3-4. Forventede frekvenser fra pumpen.....	51

## Symbolliste

Symbol	Forklaring	Enhet
$a$	Lydhastighet	m/s
$BEP$	Best Efficiency Point - bestpunkt	-
$c$	Absolutt hastighet	m/s
$D, d$	Diameter	m
$D_1$	Innløpsdiameter på løpehjulet	m
$D_2$	Utløpsdiameter på løpehjulet	m
$E$	Spesifikk energi	J/kg
$F, f$	Frekvens	Hz
$f_n$	Løpehjulets omløpshastighet	Hz
$f_r$	Rheingansfrekvensen	Hz
$f_{le}$	Ledeskovlsfrekvensen	Hz
$f_b$	Bladplasseringsfrekvensen	Hz
$f_{l\theta}$	Løpeskovlfrekvensen	Hz
$f/f_n$	Relativ frekvens	-
$g$	Tyngdeakselerasjon	m/s <sup>2</sup>
$h$	Høyde	m
$H$	Nominell fallhøyde	mVs
$n$	Omløpshastighet	o/min
$n_g$	Turbins omdreiningshastighet	o/min
$n_{ED}$	Spesifikk hastighet	-
$n_{11}$	Spesifikk hastighet	-
$p$	Trykk ( $p=\rho gh$ )	N/m <sup>2</sup> = Bar
$PmM$	Mekanisk effekt modell	kW
$P_{reel}$	Reel effekt	W
$P_{teoretisk}$	Teoretisk effekt	W
$Q$	Volumstrøm	m <sup>3</sup> /s
$Q_{ED}$	Spesifikk volumstrøm	-
$Q_{11}$	Spesifikk volumstrøm	-
$r_1$	Innløpsradien på løpehjulet	m
$r_2$	Utløpsradien på løpehjulet	m
Re	Reynoldstall	-
$T$	Periode	s
$u$	Periferihastigheten	m/s
$w$	Relativ hastighet	m/s
$z_{l\theta}$	Antall løpehjulsskovler	-
$z_{le}$	Antall ledeskovler	-
$\alpha$	Ledeskovlåpning	°
$\eta$	Virkningsgrad	%
$\rho$	Tetthet	kg/m <sup>3</sup>
$*\underline{\Omega}$	Fartstall	-
$\omega$	Vinkelhastighet	1/s

## 1 Innledning

Elektrisitet produksjon fra vannkraftverk gir størst mengde elektrisitet fra fornybare energikilder totalt i verden. I dette århundre da verden opplever flere store klimaforandringer, er fornybare energikilder som vannkraft viktigere enn noen gang.

Et vannkraftverk har svært god reguleringsevne sammenlignet med kull- eller atomkraftverk. Et vannkraftverk kan kjøres opp på full last fra stillstand på bare få minutter, mens å starte opp et kull- eller atomkraftverk kan ta flere dager. Etter at den nye energiloven som kom i 1991 fikk norske vannkraftverk mulighet til å spekulere i når og hvor mye kraft de ville produsere. Dette kalles effektkjøring, det vil si å kjøre kraftverket etter pris og etterspørsel.

Norge har hatt vannkraft i over 100 år og hadde per 1. januar 2006 976 vannkraftverk. Mange av disse vannkraftverkene har turbiner som begynner å bli gamle. Turbinene ble opprinnelig designet for å kjøres ved bestpunkt, og kan ta stor skade av å kjøres ved andre driftpunkt over lenger tid. Ettersom det er blitt mer og mer vanlig med effektkjøring av turbinene, er driftstekniske problemer som vibrasjoner, støy og utmatting blitt mer vanlig. Effektkjøring kan altså ha stor negativ innvirkning på levetiden til turbinene, og dermed vil vedlikeholdsutgifter kunne øke betraktelig. I ekstremtilfeller vil løpehjulet måtte byttes ut etter få år i drift, til sammenligning har mange av løpehjulene i gamle vannkraftverk stått i over 40 år.

Denne oppgaven tar utgangspunkt i Francisturbiner, som er den mest brukte turbinen i vannkraftverk i Norge i dag. 70 % av kraftverkene har Francisturbiner. I denne oppgaven er der blitt utført trykkpulsasjonsmålinger på en modell av Tokke kraftverk installert ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Trykkmålingene er blitt utført både ved innløpet av spiraltromma, i omdreiningshulrommet, på sugerørskonusen og på utløpet av sugerøret for hele driftsområde til turbinen.

Ut i fra Hill-diagrammet for modellturbinen, som tidligere er utarbeidet av forsker Jørgen Ramdal, ble i alt 16 målepunkt plukket ut. Fire og fire av disse var ved lik ledeskovlåpning  $\alpha = 4^\circ, 7^\circ, 11^\circ$  og  $14^\circ$ . I tillegg til disse 16 målepunktene ble tre måleserier med likt generator turtall  $n_g$  logget, for  $n_g = 530$  o/min og  $n_g = 540$  o/min og  $n_g = 550$  o/min. Av disse måleseriene ble  $n_g = 540$  o/min og de 16 målepunktene fra Hill-diagrammet valgt ut til videre analyse. Disse utvalgte målepunktene gir et representativt utvalg av driftsområde fra 30 - 120 % last. De 16 målepunktene fra Hill-diagrammet ble også dokumentert med et fotografi av strømmingen i sugerørskonusen.

Resultatene fra modelltesten ble frekvensanalysert ved hjelp av LabView for å finne hvilke driftsområder som er mest utsatt for trykkpulsasjoner. Sammenligninger er blitt gjort av Rheingans-, bladplassering-, løpeskovl- og ledeskovlfrekvensen for alle driftspunkt.

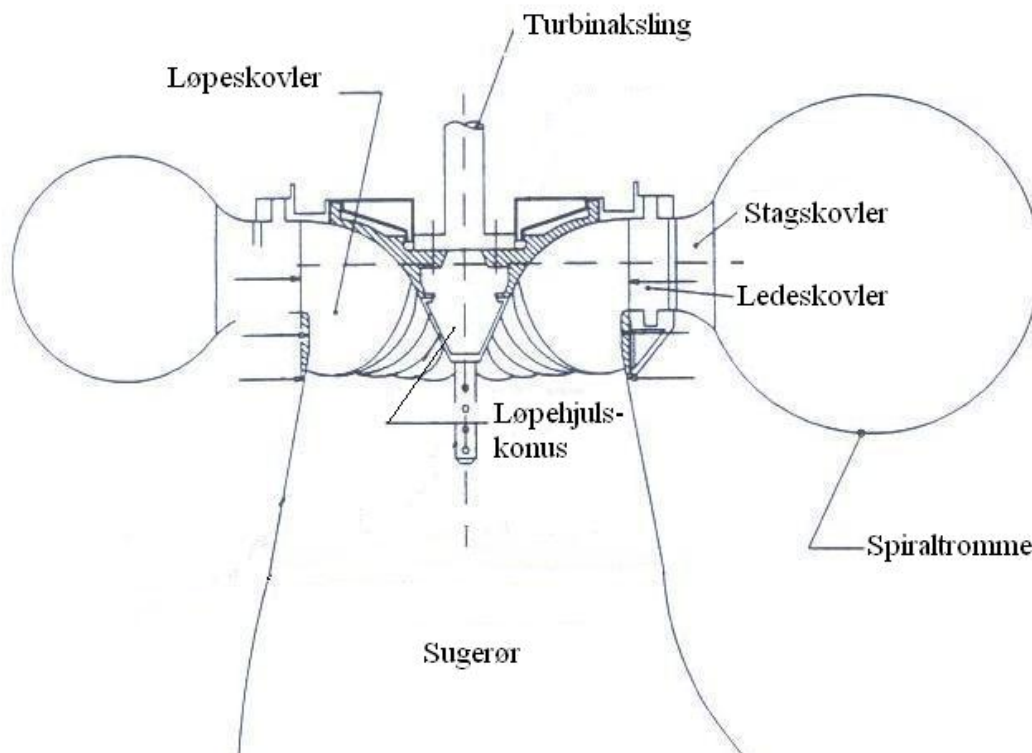
I tillegg til trykkpulsasjonsmålingene på modellturbinen er det utført en pumpetest. Dette er gjort for å sjekke om trykkpulsasjonene fra pumpa har noen innflytelse på systemet.

Det var i utgangspunktet ønskelig å få tak i resultater fra andre modellforsøk til analyse. Dessverre ble det ikke gitt tilgang til andre resultater på grunn av strenge konfidensialitetskrav fra leverandører.



## 2 Francisturbiner og trykkpulsasjoner

En Francisturbin består i hovedsak av en spiraltrømme, stagskovler, ledeskovler, løpehjulet med løpeskovler og et sugerør, se Figur 2-1. Spiraltrømme, stagskovlene og ledeskovlene er designet for å lede vannet inn på løpehjulet med minst mulig tap. Ledeskovlene kontrollerer hvor mye vann som kommer inn på løpehjulet ved endring av ledeskovlåpning. Gjennom løpehjulet omgjøres kinetisk- og trykkenergi i vannet til et moment på akslingen. (Falvey, 1993)



**Figur 2-1: Francisturbin**

Bestpunkt for en vannkraftturbin er definert der turbinen, med gitt fallhøyde og volumstrøm, gir høyest virkningsgrad. Turbinen designes for å kjøres på dette driftspunktet. Ofte blir bestpunkt satt til 80-85 % av maksimal last til anlegget. Maksimal last eller fullast for turbinen er den verdien som står oppgitt i turbinbeskrivelsen. Overlast er når turbinene kjøres over bestpunkt og opp mot maksimal last. Dellast er når turbinen kjøres under bestpunkt.

## 2.1 Teori

Hver turbin blir designet i forhold til gitt volumstrøm  $Q$ , nominell fallhøyde  $H$  og valgt optimal omdreinings hastighet  $n$ . Disse parametrene varierer mye fra kraftverk til kraftverk. På grunn av den store variasjonen er det blitt innført reduserte størrelser som gjør det mulig å sammenligne turbinene. Teorien i Kapittel 2.1.1 til 2.1.4 er hentet fra Brekke (2004).

### 2.1.1 Hastighetsdiagrammer

Et generelt hastighetsdiagram er vist i Figur 2-2, der  $u$  er periferihastighet,  $c$  er absolutt hastighet og  $w$  er relativ hastighet til vannet. Sammenhengen mellom hastighetene er som vist i Ligning 2-1 og 2-2. Der  $\vec{\omega}$  er vinkelhastigheten til turbinen,  $\vec{r}_1$  er innløpsradien og  $\vec{r}_2$  utløpsradien på løpehjulet.

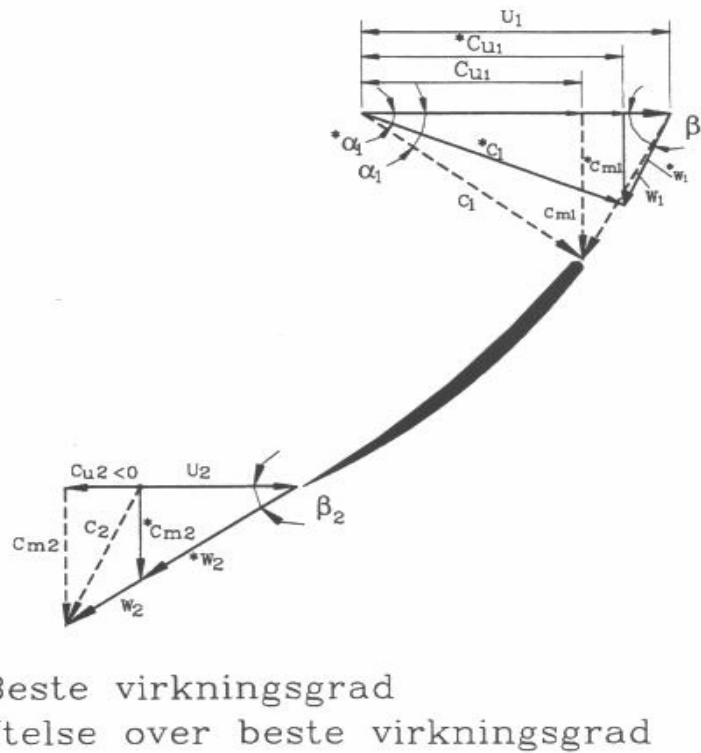
$$\vec{u} + \vec{w} = \vec{c}$$

**Ligning 2-1**

$$\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r}$$

**Ligning 2-2**

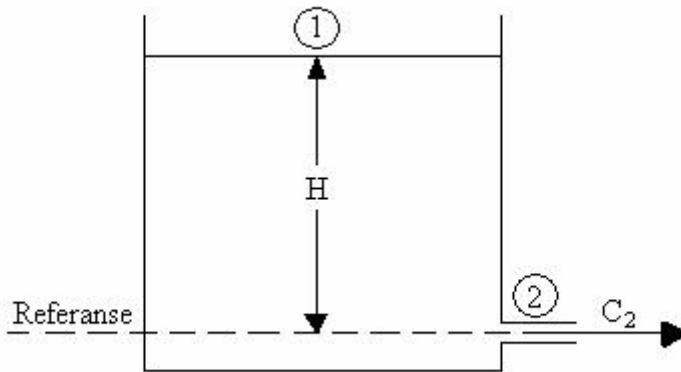
$c_{u1}$  og  $c_{u2}$  representerer den tangentielle komponenten av de absolutte hastighetene ved innløp og utløp. Ved bestpunkt skal det ideelt sett være null rotasjon på vannet ut av løpehjulet, som medfører at  $c_{u2}$  blir lik null og  $c_2$  blir lik  $*c_{m2}$ . Figur 2-2 viser at  $w_2$  blir mindre ved bestpunkt,  $Q=*Q$ . Dette tilsvarer at hastighetskomponenten på vannet ut av løpehjulet er mindre og tapene reduseres.



Figur 2-2: Innløps- og avløpshastighetsdiagram til løpeskovler. (Brekke, 2004)

### 2.1.2 Reduserte størrelser

Det er ofte hensiktsmessig å operere med reduserte størrelser. Dette er størrelser som er relativ til den høyest mulige hastigheten som kan oppnås, om hele den tilgjengelige energien blir konvertert til hastighetsenergi. Med utgangspunkt i Bernoullis ligning uten friksjon, se Ligning 2-3, kommer vi fram til uttrykk for den hastigheten som representerer hele den tilgjengelige energien mellom reservoar og utløp, se Ligning 2-4. Dette uttrykket blir brukt videre som referanseverdi, og utgjør en del av utregning av alle reduserte størrelser. For oppsett av Bernoullis ligning for et vannkraftverk uten tap, kan man sammenligne hele vannveien med en tapsfri strømning gjennom en dyse, se Figur 2-3.



Figur 2-3: Illustrasjon av tapsfri strømning gjennom en dyse. (Brekke, 2004)

$$H = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + z_2 \text{ [m]}$$

Ligning 2-3

Hvor:

- $c_1 = 0$  (reservoaret)
- $z_1 = H$
- $z_2 = 0$  (referanse høyde hvor  $z = 0$ )
- $p_1 = p_2 = \text{atmosfæretrykk}$

$$\frac{c_2^2}{2} = gH \Rightarrow \sqrt{2gH} = c_2 = c_{ref} \text{ [m/s]}$$

Ligning 2-4

Eksempel på reduserte størrelser som benyttes er reduserte hastigheter:

- $\underline{c} = \frac{c}{\sqrt{2gH}} \text{ [-]}$
- $\underline{u} = \frac{u}{\sqrt{2gH}} \text{ [-]}$
- $\underline{w} = \frac{w}{\sqrt{2gH}} \text{ [-]}$

### 2.1.3 Fartstall

Fartstall brukes til klassifisering av turbiner. Fartstall beskriver turbingeometrien og omløpstallet til en turbin for en gitt fallhøyde ved beste driftspunkt. Når to turbiner har likt fartstall innebærer dette at de er geometrisk likedannede, det vil si at alle dimensjoner er i samme skalaforhold. To turbiner med likt fartstall vil i samme driftstilstand ha likedannede hastighetsdiagrammer, og de reduserte hastighetene vil være like store.

Fartstallet er også en redusert størrelse og beregnes slik Ligning 2-5 viser.  $\underline{Q}$  representerer redusert volumstrøm til turbinen, og  $\omega$  er vinkelhastigheten. Superskript \* betyr ved beste driftspunkt.

$$\underline{\Omega} = \underline{\omega} \cdot \sqrt{\underline{Q}} \quad [-]$$

Ligning 2-5

Hvor:

- $\underline{\omega} = \frac{n\pi 2}{60} \cdot \frac{1}{\sqrt{2gH}} \quad [-]$
- $\underline{Q} = \frac{Q}{\sqrt{2gH}} \quad [-]$

### 2.1.4 Virkningsgrad

Total virkningsgrad  $\eta$  for et kraftverk er definert i Ligning 2-6. Produsert effekt tilsvarer den reelle effekten som går ut på nettet, og tilgjengelig effekt er maksimal teoretiske effekten som kan fås ut av anlegget uten tap. Ute på kraftverkene er det dessverre ikke mulig å måle generatormomentet, men en kan unngå bruk av generatormoment ved å ha en effektmåler etter generatoren. Dette gir produsert effekt direkte. Ved bruk av effekten som måles etter generatoren vil en få virkningsgraden for hele anlegget som inneholder virkningsgraden både til turbinen og generatoren.

$$\eta = \frac{\text{Produsert effekt}}{\text{Tilgjengelig effekt}} = \frac{P_{reell}}{P_{teoretisk}} = \frac{P_{reell}}{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q} \quad [\%] \quad \text{Ligning 2-6}$$

### 2.1.5 Dimensjonsløse størrelser

Teorien i dette delkapittelet er hentet fra IEC 60193 (Annex A, 1999). Dimensjonsløse størrelser benyttet ved laboratorietester på modellturbiner er blant andre  $n_{ED}$ ,  $Q_{ED}$ ,  $n_{11}$  og  $Q_{11}$ . Ligning 2-7 til 2-10 viser definisjonene av disse størrelsene. Her er  $n$  gitt som o/min.  $n_{ED}$  og  $n_{11}$  er spesifikke hastigheter og  $Q_{ED}$  og  $Q_{11}$  er spesifikke volumstrømmer.

$$n_{ED} = \frac{n \cdot D}{E^{0,5}} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{g \cdot H}} \quad [-] \quad \text{Ligning 2-7}$$

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \cdot E^{0,5}} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{g \cdot H}} \quad [-] \quad \text{Ligning 2-8}$$

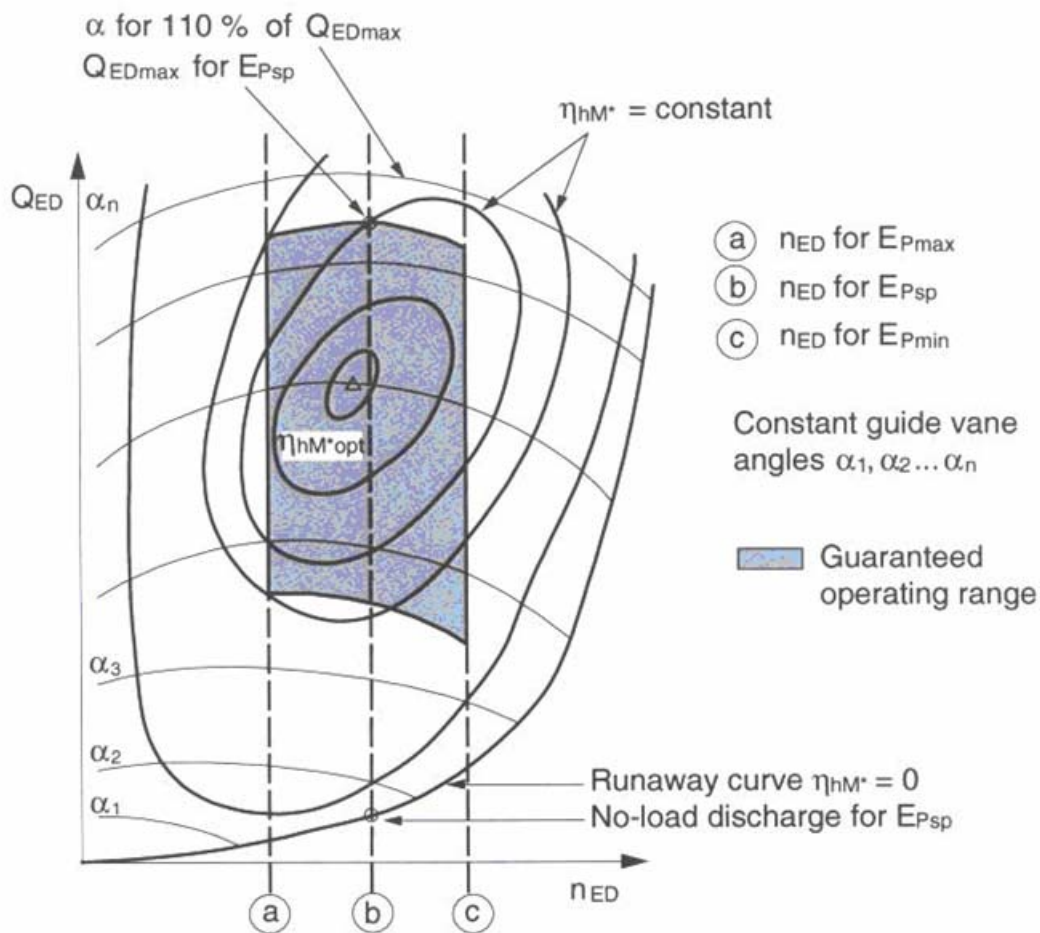
$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{H^{0,5}} \quad [-] \quad \text{Ligning 2-9}$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot H^{0,5}} \quad [-] \quad \text{Ligning 2-10}$$

$n_{11}$  og  $Q_{11}$  er verdier for hastighet og volumstrøm som er relativ til et anlegg med en fallhøyde på 1 m og en volumstrøm på 1 m<sup>3</sup>/s.

### 2.1.6 Hill-diagram

Hill-diagrammet gir mye nyttig informasjon om en turbin. Eksempel på et generelt Hill-diagram fra IEC 60193 (1999) er vist i Figur 2-4. Diagrammet er også kjent som virkningsdiagram eller Musseldiagram. Et slikt Hill-diagram blir ikke utarbeidet på prototypeturbiner, men oppskaleres fra modellens Hill-diagram.



Figur 2-4. Generelt Hill-diagram. (IEC 60193, 1999)

X-aksen representerer spesifikk hastighet,  $n_{ED}$ , og y-aksen representerer spesifikk volumstrøm,  $Q_{ED}$ . Disse er definert i Kapittel 2.1.5, Ligning 2-7 og 2-8. Virkningsgraden kan finnes som en funksjon av disse parametrene.

Konstant nominell modellvirkningsgrad,  $\eta_{hM}$ , er gitt ved kurven analogt med høydekotene på et kart. Bestpunkt til turbinen,  $\eta_{hM*opt}$ , ligger der turbinen har høyest virkningsgrad. Kurver for konstant ledeskovlåpning er gitt ved  $\alpha_1$  til  $\alpha_n$ .

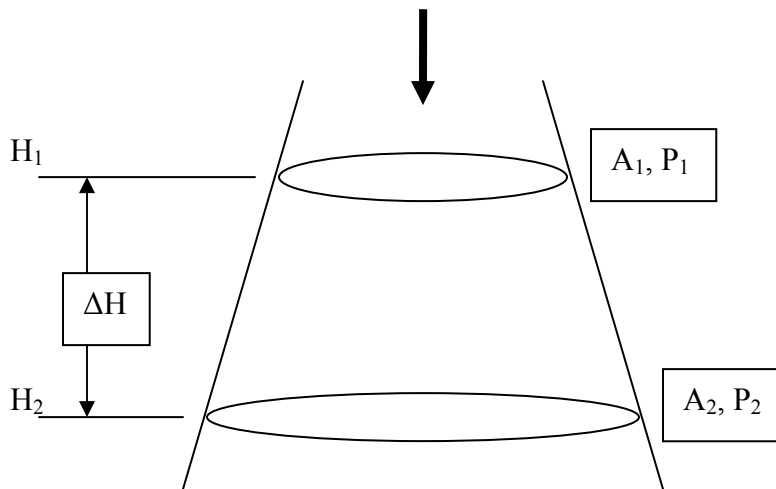
I følge Brekke (2004) er det viktig å merke seg at ved en konstant stilling av ledeapparatet,  $\alpha = konst$ , endrer vannføringen seg med omløpstallet særlig for Francisturbiner med lave fartstall  $\Omega < 0,5$ . Dette skyldes sentrifugalkrefter, på grunn av diameterforskjellen mellom innløp og avløp på løpehjulet, som virker mot strømningsretningen.



## 2.2 Sugerørsdesign

Sugerørsdesign er en viktig del av en hydraulisk turbin. I følge Hothersall (1998) vil den totale virkningsgraden kunne øke med hele 1,3 % hvis sugerørsvirkningsgrader økes fra 60 til 80 %. Dette vil ha større betydning for turbiner med lave fallhøyder. Designet av sugerøret vil ikke bare påvirke virkningsgraden, men også strømningsmønster over hele driftsområdet, anleggskostnader og nødvendig dykking.

Øvre del av sugerøret er utformet som en diffusor. Her konverteres deler av den kinetiske energien, som er igjen i vannet ut av løpehjulet, til trykkenergi. Gjennom en diffusor øker arealet, dermed vil hastigheten på vannet synke og trykket vil øke. Dette kan forklares ved hjelp av Bernoullis ligning og skisse av en diffusor, se Figur 2-5. Her er  $A_1 < A_2$ , og av kontinuitetsligningen  $Q = A \cdot v = konst$  vil da  $v_1 > v_2$ . Bernoullis ligning gir da at  $P_1 < P_2$ . (White, 2003)



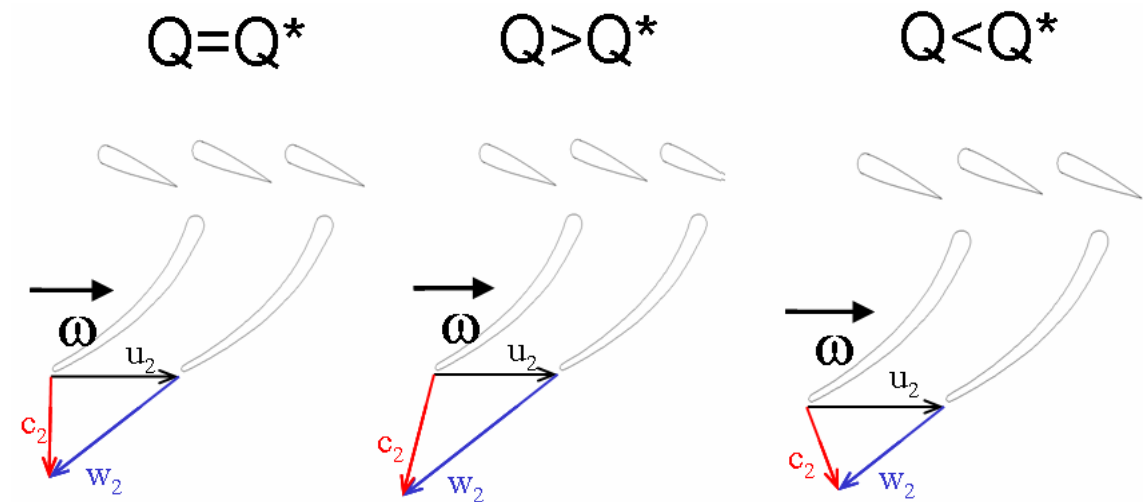
Figur 2-5. Trykkendring i sugerørskonus.

### 2.2.1 Sugerørsvirvel

En av de største utfordringene innen reaksjonsturbiner er virvelen som oppstår i sugerøret. Denne sugerørsvirvelen er spesielt et problem for Francisturbiner ved kjøring på dellast. Maks virkningsgrad oppnås ved bestpunkt, der vannet ut av løpehjulet går inn i sugerøret uten rotasjon. Jo mer rotasjon vannet har ut av løpehjulet, desto lavere virkningsgrad vil man få. Dette på grunn av energien i rotasjonen som ikke blir utnyttet gjennom løpehjulet. Ved spesielle driftsforhold vil trykket nær utløpet av løpehjulet være så lavt at vannet fordamper her. Man vil da ha en synlig kavitert virvel i sugerøret. Det lokale lavtrykket i sugerørskonusen vil rotere eksentrisk rundt sugerørets symmetriakse. En slik stående kaviterte virvelen er ofte synlig ved kjøring på overlast. (Haugan, 2006)

Frekvensen til sugerørsvirvelen er relativ lav og kan opptre i samme område som egenfrekvensen til vannveisystemet. Hvis dette skjer vil man få resonans, og en uakseptabel høy amplitude i trykksvingningen.

Sugerørsvirvler kan oppstå både ved dellast og ved overlast. Ved dellast vil sugerørsvirvelen rotere samme vei som løpehjulet roterer, men ved overlast vil den rotere motsatt vei i forhold til løpehjulets rotasjon. Dette kan sees av hastighetskomponentene til vannet, se Figur 2-6. Sugerørsvirvelen kan sette opp trykkpulsasjoner som igjen setter opp effektsvingninger, forstyrrelser, trykksjaktresonans og vibrasjoner.



Figur 2-6: Hastighetsdiagrammer for utløp av løpehjulet til en Francisturbin ved bestpunkt ( $Q=Q^*$ ), overlast ( $Q>Q^*$ ), og dellast ( $Q<Q^*$ ). (Kobro 2, 2006)

Når en virvel oppstår i sugerøret vil hastigheten på vannet minke langs sugerørets senterakse, mens hastigheten ved rørveggen vil øke. Falvey (1993) har gjort forsøk som viser at geometrien i begynnelsen av sugerøret har mye å si for om det dannes, og hvor fort det dannes en virvel. Jo større vinkel desto mindre virvel. Men blir vinkelen for stor kan det oppstå avløsning og tilbakestrømming, og virkningsgraden reduseres.

## 2.3 Trykkpulsasjoner

I hovedsak er det sanderosjon, kavitasjonerosjon og trykkpulsasjoner som kan by på driftstekniske problemer over tid for en hydraulisk turbin. I ekstremtilfeller kan dette ødelegge deler av turbinen, der for eksempel deler av en løpeskovl kan falle av. Vibrasjoner vil være et resultat av trykkpulsasjoner eller mekanisk ubalanse i systemet.

Turbinene kan ta stor skade av å kjøres mye utenfor bestpunkt, da de ikke er dimensjonert for dette. Kraftige trykkpulsasjoner er blant de vanligste driftstekniske problemer i Francisturbiner. Det er i hovedsak fire forskjellige frekvenser hvor trykkpulsasjoner med spesielt høye amplituder kan oppstå. Disse fire er ifølge Haugen (1994):

### (1) Løpehjulsfrekvensen

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

Ligning 2-11

Høye amplituder ved denne frekvensen oppstår kun dersom en løpehjulsskovl er skadet, om løpehjulet eller akslingen er i ubalanse eller strømmingen ikke er rotasjonssymmetrisk.

### (2) Løpeskovlsfrekvensen

$$f_{l\theta} = f_n * z_{l\theta} \text{ [Hz]}$$

Ligning 2-12

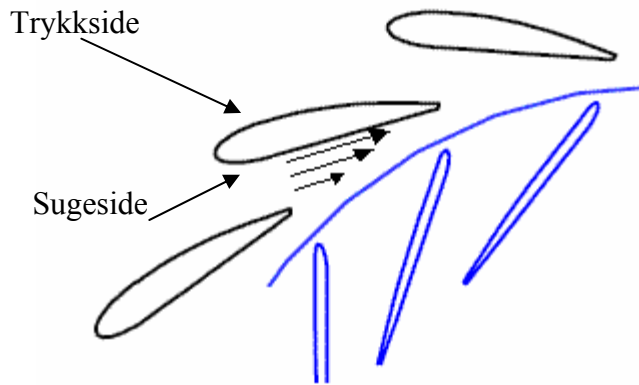
Pulsasjoner ved denne frekvensen oppstår hver gang løpehjulsskovlene passerer en og samme ledeskovl. Amplituden påvirkes av omdreiningsvolumet, det vil si rotasjonsvolumet definert av avstanden mellom utløp ledeskovl og innløp løpehjulsskovl, og høyden på innløpet av ledeapparatet. Amplituden er størst ved stabile driftsområder, det vil si områder fra rundt 50 % last og oppover. Pulsasjoner ved denne frekvensen kan skape en intens lyd rundt turbinen. Fenomenet er nøye beskrevet i Oftebro og Lønning (1967).

(3) Ledeskovlfrekvensen

$$f_{le} = f_n * z_{le} \text{ [Hz]}$$

Ligning 2-13

Pulsasjoner ved denne frekvensen oppstår på grunn av at en løpeskovl passerer ledeskovlene. På grunn av trykkforskjellen mellom trykk- og sugeside mellom to ledeskovler, vil det oppstå trykk- og hastighetsgradienter i omdreiningshulrommet, såkalte vaker, se Figur 2-7. Det vil være like mange vaker som ledeskovler. Når en løpehjulsskovl passerer gjennom en slik vake, vil den oppleve en trykkpuls. Denne frekvensen betegnes også *bladpasseringsfrekvensen*. Det er mulig å redusere vaken ved å øke omdreiningshulrommet, men dette betyr større omkrets altså større maskin og dermed dyrere maskin. På grunn av økte kostnader ved økt omdreiningshulrom lages dette så lite som mulig.



Figur 2-7. Hastighetsprofil gjennom ledeapparatet. Illustrasjon av trykkpuls forårsaket av en vake.

**(4) Sugerørsvirvelfrekvensen**

$$\frac{f_n}{3,6} \leq f_r \leq \frac{f_n}{3} \text{ [Hz]}$$

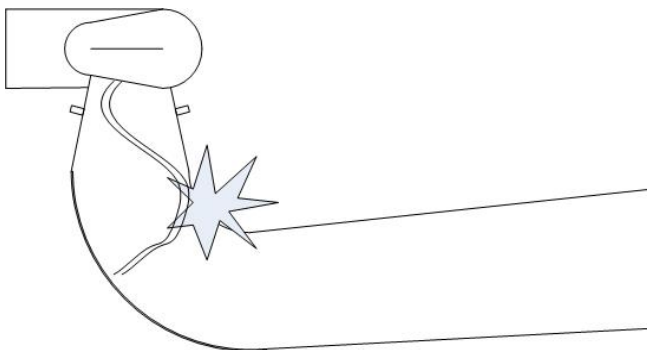
**Ligning 2-14**

Denne frekvensen betegnes også *Rheingans-frekvensen*. Trykkamplituden ved denne frekvensen oppstår når vannet ut av løpehjulet har mye spinn, og en kavitert virvel oppstår i sugerøret. Ved alvorlige tilfeller kan virvelen forårsake massesvingningen som vil forplante seg gjennom vannveien. Disse svingningene vil da kunne måles både før og etter løpehjulet. Amplituden kan finnes både ved dellast og overlast. Frekvensen vil også finnes i driftsområder der sugerørsstrømningen ikke har kavitert, men amplituden er da lavere. Amplituden blir spesielt høy når kaviteten i sugerøret begynner å ”piske”, se Figur 2-8. Dette er som oftest høyest ved 50 - 70 % av bestpunkt. I følge Rihtarsic (1993) er det også observert at  $f_r$  kan opptre helt ned til en fjerdedel av  $f_n$ .

$$f_r \geq \frac{f_n}{4} \text{ [Hz]}$$

**Ligning 2-15**

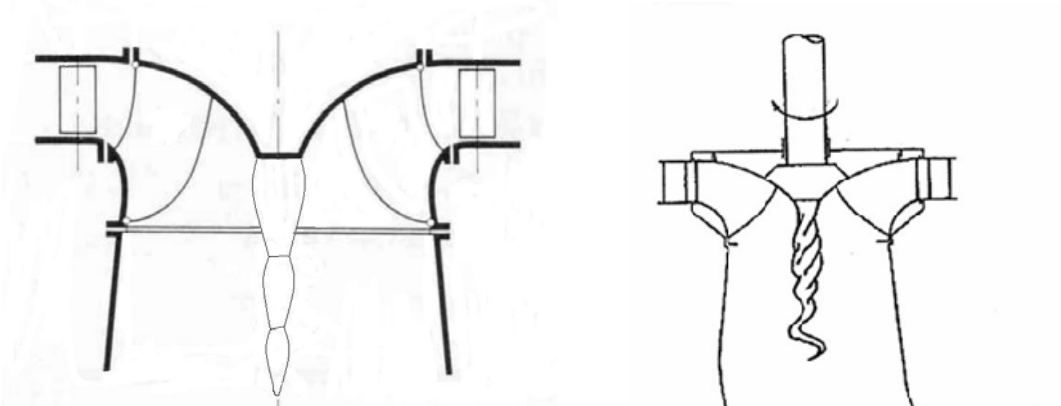
I følge Rheingans (1940) kan trykkpulsasjonene, spesielt ved Rheingans-frekvensen, være årsaken til effektsvingninger ut fra generatoren. Disse effektsvingningene vil nå ut på nettet, noe som er svært uheldig hvis disse er store.



**Figur 2-8: Sugerørsvirvel ved dellast treffer veggen i sugerøret, og skaper store amplituder ved Rheingans-frekvensen. (Kobro 1, 2006)**

I tillegg til disse fire frekvensene vil det også ved kjøring på overlast oppstå spesielle strømningsforhold i sugerøret. Ved overlast kan det observeres en pulserende kavitert virvel midt i sugerøret, se Figur 2-9. Denne stående virvelen kan forårsake store massesvingninger.

Det vil kunne være mulig å finne en trykkamplitude ved egenfrekvensen til denne kompressible virvelen. Frekvensen til denne virvelen vil ikke være lik for modell og prototyp slik som ved de fire andre frekvensene. Dette kommer av stor forskjell i trykkfordelingen i sugerøret fra modell til prototyp.



**Figur 2-9. Pulserende kavitert virvel midt i sugerøret. Denne oppstår ved last over bestpunkt.**

Alle frekvensene nevnt overfor vil bli nærmere diskutert i Kapittel 4 og 5.

## 2.4 Elastiske svingninger

Teorien i dette delkapittelet er hentet fra Nielsen (1990). I tillegg til trykkpulsasjoner forårsaket av roterende komponenter, nevnt i Kapittel 2.3, vil også elastiske svingninger i vannveisystemet kunne skape store trykkpulsasjoner. De elastiske svingningene betegnes også som *vannhammerfrekvenser*. Trykkamplituden ved de elastiske svingningene forventes å være størst der den elastiske svingningen oppstår.

Lyd er mekaniske svingninger som forplanter seg i et elastisk medium. Lyd forplanter seg med forskjellige hastigheter i forskjellige media. Lydhastigheten  $a$  er derfor en materialkonstant for et stoff. Til vanlig regner vi med at lydhastigheten er 1500 m/s i vann. I tunneler og rør har det vist seg at  $a$  er nærmere 1200 m/s, men kan variere mye avhengig av temperatur, fjellkvalitet og eventuell innestengt luft i tunnelen.

I forbindelse med et vannkraftverk vil et elastisk medium kunne være en vannstreng, som for eksempel er en trykksjakt. Signalet om en trykkendring forplanter seg i vannstrengen med lydets hastighet. En hver forandring av volumstrøm gjennom turbinen vil forårsake en dynamisk trykkendring foran turbinen på grunn av retardasjon/akserelasjon av vannmassene i trykksjakta. For å beregne dette trykket, må vi løse kontinuitets- og bevegelsesligningen for vannstrengen. For en lang vannstreng er en modell med betingelsene for uelastisk vann og rør utilstrekkelig, fordi effekten av elastisiteten i vann og rør blir mer viktig jo lengre vannstreng man har. Joukowsky (Nielsen, side 25, 1990) viste at ved øyeblikkelig endring av hastigheten blir trykket:

$$p = \rho \cdot \Delta c \cdot a \text{ [Bar]} \qquad \text{Ligning 2-16}$$

Trykkbølgen vil da forplante seg i røret med lydhastighet  $a$  slik at perioden blir:

$$T = \frac{4L}{a} \text{ [s]} \qquad \text{Ligning 2-17}$$



Dersom man stenger turbinen langsomt vil perioden halveres, og tiden det tar før trykkbølgen er tilbake til ventilen vil være:

$$T_r = \frac{2L}{a} \text{ [s]}$$

**Ligning 2-18**

For en modellturbin i et laboratorium vil refleksjonstiden være kortere enn lukketiden, og man må bruke formel for  $T_r$  i stede for  $T$ . Med perioden  $T_r$  vil frekvensen være gitt som:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{a}{2L} \text{ [Hz]}$$

**Ligning 2-19**

Dette er et viktig tema i forhold til å finne bakgrunnen til enkelte høye amplituder i frekvensanalysen, men det er ikke et hovedfokus i denne oppgaven. En mer utfyllende forklaring finnes i Nielsen (1990).

## **2.5 Skalering fra modell til prototyp**

Modelltester av turbiner er i økende grad brukt til å sammenligne turbiner fra forskjellige leverandører. I denne forbindelse møter man på problemet angående skalering fra modell til prototyp. I tillegg til testvilkårene vil innvirkningen fra turbindingen påvirke skaleringen.

Skaleringsprosedyre for virkningsgrad finnes i IEC 60193 (1999). I denne metoden er det nødvendig å behandle de forskjellige turbintypene forskjellig. De skalerbare delene av friksjonstapene vil variere i forhold til hvilken turbin man har. Dette har Alming og Brekke (1985) også sett nærmere på, og funnet ut at Francisturbiner med splitterblader ikke kan behandles likt. Dette er nærmere presentert i Kapittel 2.5.2.

Tilsvarende skalering for trykkpulsasjoner har vært diskutert av flere, men det finnes ikke noen spesifikk teori på tema og er gjenstand for forskning per i dag. I følge Nielsen og Skåre (1998) er peak-to-peak amplituden av trykkmålingen ved overlast tilsvarende for modell og prototyp. Ved delast, derimot, er peak-to-peak amplituden lavere ved modellen enn ved prototyp. For tiden foregår det forskning på tema av dr.ing Einar Kobro ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Her skal trykkpulsasjonsdata fra flere modell- og prototypeturbiner sammenlignes.

### **2.5.1 Reynoldstall**

Teorien fra dette kapittelet er hentet fra Kapittel 3.8 i IEC 60193 (1999). For en reaksjonsturbin er skaleringer fra modell til prototyp avhengig av friksjonstapene. Friksjonstapene er igjen avhengig av Reynoldstallet.

Hydraulisk virkningsgrad målt på en modell- og en prototypeturbin med samme fartstall ved et hydraulisk likt driftspunkt, er forskjellig på grunn av forskjellen i Reynoldstall. Reynoldstallet påvirker hydraulisk virkningsgrad, og påvirker dermed mekanisk effekt i løpehjulet. Derfor er det viktig, selv for sammenligning med garantiene gitt av modellen,

at alle verdiene i utregningen av hydraulisk virkningsgrad under testene på en gitt modell skal være referert til et konstant Reynoldstall, se Ligning 2-20.

$$\text{Re} = \frac{D \cdot u}{\nu} \quad [-]$$

**Ligning 2-20**

Reynoldstallet avhenger av diameteren til turbinen. Da diameteren til modellturbinen er mindre enn prototypurbinen,  $D_M < D_P$ , vil Reynoldstallet til modellturbinen være mindre enn Reynoldstallet til prototypurbinen,  $\text{Re}_M < \text{Re}_P$ . Forskjellen i diameteren gjør at forholdet mellom friksjonstap og totale tap er større for modellturbinen enn prototypurbinen. Dermed vil virkningsgraden til modellen være lavere enn virkningsgraden til prototypen, og modellresultatene må korrigeres når de transformeres til prototypverdier.

### 2.5.2 Skalering av hydraulisk virkningsgrad

Teorien om skalering av hydraulisk virkningsgrad for reaksjonsturbiner er hentet fra IEC 60193 (Kapittel 3.8.2 og Annex F, 1999). Skalering fra modell til prototyp er kun anvendt på virkningsgrad og mekanisk effekt fra løpehjulet, og benyttes ikke på volumstrøm og spesifikk hydraulisk energi. Skaleringen er basert på antagelsen at våte overflater er hydraulisk glatt, og det ses bort fra noen innflytelse fra ru overflate og eventuelle andre effekter.

Når en gitt virkningsgrad til modellen er referert til et konstant Reynoldstall  $\text{Re}_M$ , vil formelen gitt i Ligning 2-21 kunne benyttes til å beregne økningen i virkningsgrad fra modell til prototyp  $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ .

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[ \left( \frac{\text{Re}_{ref}}{\text{Re}_M} \right)^{0,16} - \left( \frac{\text{Re}_{ref}}{\text{Re}_P} \right)^{0,16} \right] \quad [\%]$$

**Ligning 2-21**

Hvor:

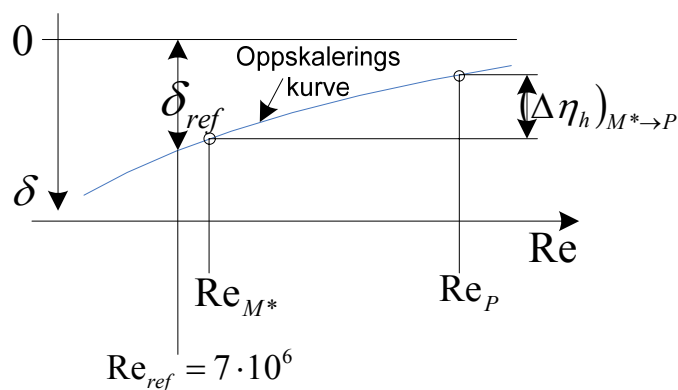
- $Re_{ref} = 7 \cdot 10^6$
- $$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{h\_optM}}{\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{optM}}\right)^{0,16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}}$$

$Re_{optM}$  er Reynoldstallet ved optimum hydraulisk virkningsgrad,  $\eta_{h\_optM}$ . Eksponenten (0,16) og forholdet mellom de skalerbare tapene og de totale tapene,  $V$ , er basert på eksperimentelle data fra modelltester med forskjellig Reynoldstall og sammenligning av virkningsgradstester på modell og prototyp. For en radial Francis turbin er  $V_{ref} = 0,7$ . Så lenge modell og prototyp er geometrisk likedannede er formelen for skalering av hydraulisk virkningsgrad gyldig. Ut fra formelen gitt i Ligning 2-21 kan virkningsgraden for prototyp  $\eta_{hP}$  finnes, se Ligning 2-22.

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} [\%]$$

**Ligning 2-22**

Figur 2-10 er hentet fra IEC 60193 (Annex F, 1999) og viser en skematisk oversikt over skaleringen av virkningsgraden. 0-linjen er virkningsgraden uten noe tap. Skaleringskurven viser at tapene har større betydning i en modellturbin enn i en prototyp, da  $Re_M$  er mindre enn  $Re_P$ .



**Figur 2-10. Skalering av virkningsgrad fra konstant  $Re_{M^*}$  til konstant  $Re_P$ .**

Alming og Brekke (1985) diskuterer også skalaeffekten og skalering av virkningsgraden. De ser spesielt på løpehjul med både hel- og halvskovler, også kalt *spitterblader*, og hvilken innvirkning det gir på ligningene.

Det blir tatt utgangspunkt i Hutten-formelen, se Ligning 2-23.

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \frac{1,55}{Z^{1/6}} \cdot \left( \frac{D_m}{D_p} \right)^{1/5} \quad \text{Ligning 2-23}$$

Målinger som er utført har vist at forholdet mellom de skalerbare tapene og de totale tapene  $V$ , var større for turbiner med splitterblader i løpehjulet og ikke konstant  $V=0,7$ . Dette kommer av at den største relative hastigheten i løpehjulet er ved avløpet. Med spitterblader vil det naturlig være mindre skovler ved utløpet. Modifisert Hutton-formel er vist i Ligning 2-24. Her varierer friksjonstapet  $V$  med løpehjulsdesignet, og det antas at for høyest mulig antall blader,  $Z=36$ , er  $V=1$ .

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = (1 - V) + V \cdot \left( \frac{Re_m}{Re_p} \right)^{1/5} \quad \text{Ligning 2-24}$$

Empirisk er en formel for  $V$  fra målinger utledet til å være:

$$V = 0,032 \cdot Z - 0,02 \quad [-] \quad \text{Ligning 2-25}$$

Dermed kan økningen i turbinvirkningsgrad fra modell til prototyp skrives som:

$$\Delta \eta = (1 - \eta_m) \cdot V \cdot \left( 1 - \left( \frac{Re_m}{Re_p} \right)^{1/5} \right) \quad [\%] \quad \text{Ligning 2-26}$$

## **2.6 Tiltak for å redusere trykkpulsasjoner**

Så lenge Francisturbiner har vært i bruk har det vært mye oppmerksomhet rundt trykkpulsasjoner. Det er blitt gjort mye arbeid for å forhindre eller dempe disse trykkpulsasjonene, spesielt de siste 30 årene. Metoder som å injisere luft, injisere vann eller endre geometrien i sugerøret er de mest kjente tiltakene. Alle metodene har som funksjon å redusere den tangentielle hastighetskomponenten i sugerørsstrømningen. Dette vil endre strømningen etter løpehjulet, og kunne bryte opp eventuelle sugerørsvirvler. (Haugan, 2006)

### **2.6.1 Luftinjeksjon**

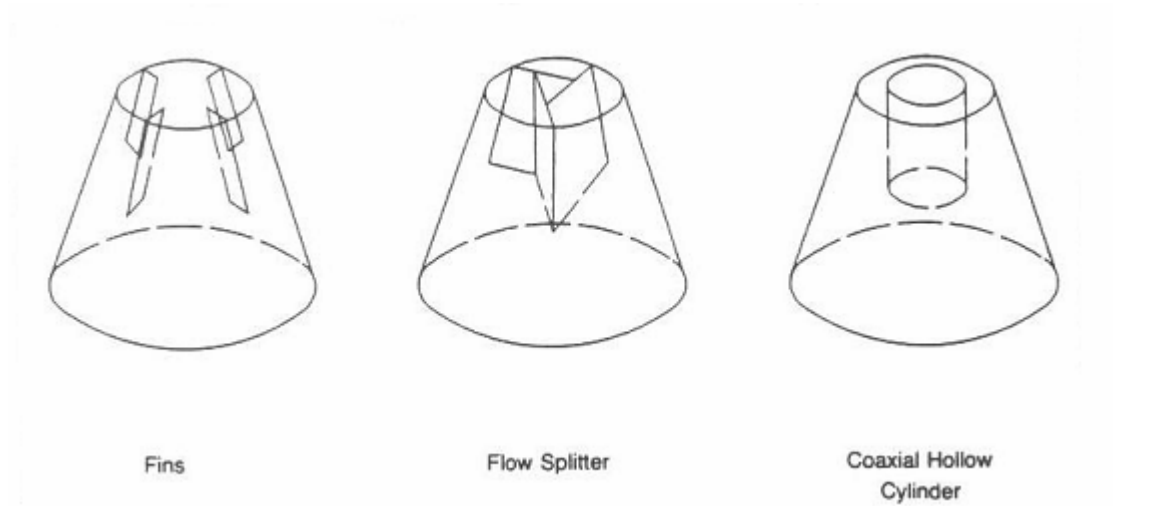
Luftinjeksjon i sugerøret har vist seg å kunne dempe sugerørssvingninger og dermed dempe trykkpulsasjoner. Det er blitt gjort tester med luftinjeksjon både på ledeskovlens innløp og gjennom løpehjulskonus. En fordel med luftinjeksjon er at mengden luft enkelt kan reguleres, slik at det kommer akkurat så mye luft som er ønskelig på forskjellige driftspunkt.

I følge Rheingans (1940) vil tilførsel av luft på ledeskovlene ha to effekter. Den første effekten er redusert friksjon langs ledeskovlene, noe som øker virkningsgraden på turbinen. Den andre effekten er bedre kontroll med kavitasjon etter løpehjulet. Luft har den effekten at den reduserer kavitasjonsskader ved at trykket endres, men for at det skal være effektivt må luften injiseres i det området hvor kavitasjonen opptrer.

### **2.6.2 Virveldempere**

I enkelte tilfeller kan det være effektivt å endre geometrien i sugerøret, som direkte vil endre strømningen etter løpehjulet og bryte opp eventuelle sugerørsvirvler. Eksempler på dette er å montere finner, strømningssplittere eller koaksiale sylindere i sugerøret like etter løpehjulet, se Figur 2-11. I følge Rheingans (1940) kan enkelte geometrier redusere amplituden på sugerørssvingningene ved Rheingans-frekvensen med 75 %. Falvey (1993) poengterer noe av det negative med slike installasjoner, de kan være en kilde til

kavitasjon, tap i virkningsgrad, høyfrekvent støy og ødeleggelse i sugerøret. I tillegg er dette permanente installasjoner som gjør at de ikke kan benyttes kun ved ønskede driftspunkt slik som med vann- eller luftinjeksjon.



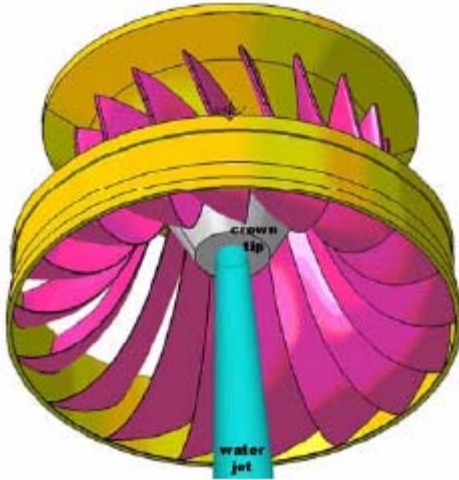
Figur 2-11. Tre eksempler på forskjellige typer virveldempere montert i sugerøret. (Falvey, 1993)

### 2.6.3 Vanninjeksjon

Injeksjon av vann ved høy hastighet i sugerøret har også vist seg å kunne redusere den tangentielle hastighetskomponenten. Det er blitt gjort forsøk både ved injeksjon via dyser montert på sugerørskonusen og gjennom løpehjulskonus.

#### 2.6.3.1 Vanninjeksjon gjennom løpehjulskonus

Teorien i dette delkapittelet er hentet fra Susan-Resiga, Vu, Muntean, Ciocan og Nennemann (2006). En enkel og robust metode for å redusere sugerørsvirvelen, er å benytte en vannstråle gjennom løpehjulskonusen som illustrert i Figur 2-12. Vannstrålen forsynes med høytrykkvann fra innløpet til spiraltromma gjennom akslingen. Reduksjonen av trykkpulsasjonene ved delast og økning i sugerørsvirkningsgraden kompenserer for tapet i vannet som ikke går gjennom løpehjulet. Tester av metoden som er utført ved hjelp av ikkestasjonære, numeriske 3D simuleringer viser at virkningsgraden er tilnærmet uforandret.



Figur 2-12. Vanninjeksjon gjennom løpehjulsikonus. (Susan-Resiga et al., 2006)

Fordelen med denne innretningen i forhold til virveldempere er at effekten av vannstrålen kan justeres etter hvilket driftspunkt man kjører på. Den kan også slås av hvis det er ønskelig. Innretningen reduserer kilden til problemet direkte og ikke bare effekten. Det gjenstår å prøve dette på en modell eller fullskala turbin.

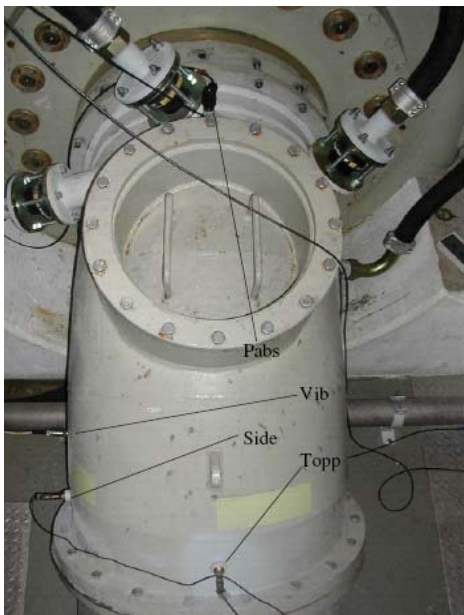
### 2.6.3.2 Vanninjeksjon via dyser montert på sugerørskonusen

Teorien i dette delkapittelet er hentet fra Kjeldsen, Olsen, Nielsen og Dahlhaug (2006). Det gjøres for tiden også forsøk med vanninjeksjon ved høy hastighet fordelt på et antall dyser på sugerørskonusen for å kontrollere strømmingen. Vannet fra dysene injiseres i motsatt retning av spinnretningen i strømmingen i sugerøret slik at energien i spinnnet drepes.

Vannet bør injiseres tangentielt, og helst en liten vinkel nedover relativt til akslingen til turbinen, for størst reduksjon av sugerørsvirvelen. Vannet kan tas fra trykksjakta eller via et eget pumpesystem. Det billigste alternativet vil være å ta vannet fra trykksjakta. Men dette krever at opp mot 5 % av den totale volumstrømmen ledes utenom løpehjulet og rett inn på sugerøret. Den totale virkningsgraden vil da reduseres noe på grunn av reduksjon i volumstrøm. Det planlegges å benytte dette systemet kun på driftspunkt hvor man er plaget med store trykkpulsasjoner, spesielt rundt 50 % av nominell effekt.



Vanninjeksjon via dyser er blitt montert på sugerørskonusen på en 4 MW Francisturbin på Skarsfjord Kraftverk, og på en 72 MW Francisturbin på Skibotn kraftverk. Oppsettet på Skarsfjord kraftverk er vist på Figur 2-13. Testene med systemene var svært vellykket på begge anleggene. Ved Skarsfjord kraftverk ble det montert fem dyser på sugerørskonus. Vannet til dysene ble tatt fra trykksjakten like før innløpsventilen, og strømmingen gjennom hver dyse kunne justeres individuelt. Målinger ble tatt ved forskjellige driftspunkt, hvor mengde vann og vinkel på dysene ble justert. Både trykkmålinger i sugerøret og observasjoner på anlegget under kjøringen viste betydelig reduksjon av trykkpulsasjoner, vibrasjoner og støy. Spesielt rundt 50-60 % last var reduksjonen størst. Det ble også kjørt frekvensanalyse av trykket målt i sugerøret. Denne viste en betydelig reduksjon av trykkamplituden ved Rheingans-frekvensen ved 50 % last.



**Figur 2-13. Vanninjeksjon via flere dyser montert på sugerørskonusen. (Kjeldsen et al., 2006)**

Denne innretningen testes også på en vanninjeksjonsrigg av dr.ing Håkon Franke og masterstudent Håvard Blomli ved Vannkraftlaboriet ved NTNU våren 2007. Vanninjeksjonsriggen er et forprosjekt for et modellturbinforsøk på en Francisturbin.

### **3 Forberedelser og gjennomføring av målinger på modellen av Tokke kraftverk**

Tokke kraftverk ligger i Dalen i Telemark, og ble driftsatt i 1961. Kraftverket består av fire aggregater med en effekt på 108 MW per Francis turbin. Fallhøyden er 377 m, turtall er 375 o/min, volumstrøm ved fullast er 31 m<sup>3</sup>/s og turbinene har et fartstall på  $\Omega = 0,274$ .

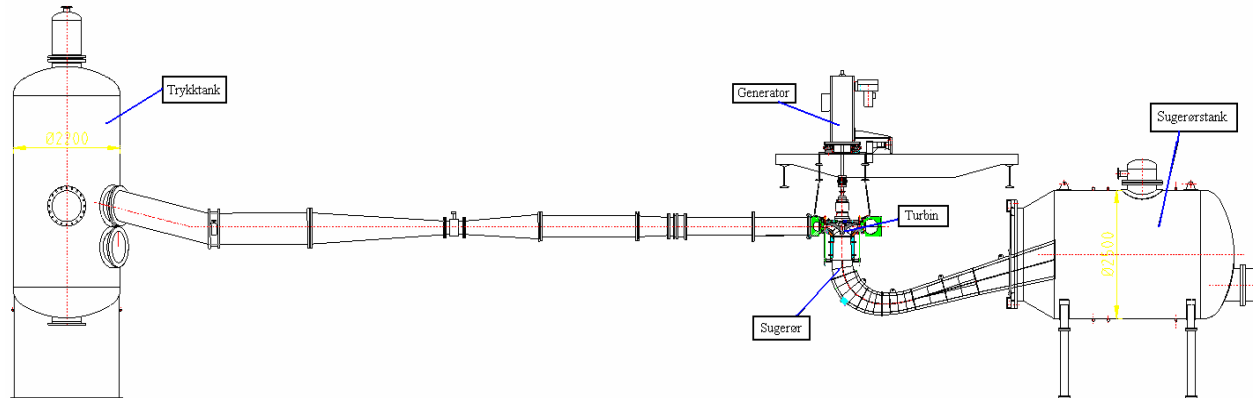
På grunnlag av virkningsgradsmålinger utført av Norconsult for Statkraft i 2005 ble det besluttet å bytte ut løpehjulene på Tokke kraftverk. Fire turbinleverandører ble invitert til å komme med tilbud på løpehjulene, men kun en leverandør leverte tilbud. Vannkraftlaboratoriet ved NTNU ble valgt som uavhengig testfasilitet, og testene ble kjørt våren 2007. I denne forbindelse ble det også bevilget penger til produksjon av enda et modellløpehjul, designet av Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Dette løpehjulet ble testet på samme måte som løpehjulet fra leverandøren og gav garanti for testmodellen. Under testene av dette løpehjulet ble det gitt tilgang til trykkpulsasjonsmålinger.

#### **3.1 Beskrivelse av målearrangement og forberedelser**

Modellen av Tokke kraftverk er installert på testtriggen ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Arrangementet fra spiraltromma til sugerør er byttet ut til å være en sann modell av Tokke kraftverk. Modellen er på skala 1:5 i forhold til prototypen. Dette betyr at modellturbinen og prototypen er geometrisk likedannede, og fartstallet til modellturbinen er likt fartstallet til prototypen. Dette ble forklart i Kapittel 2.1.3. Testene på modellturbinen er utført i overensstemmelse med standarden IEC 60139 (1999).

### 3.1.1 Modell av Tokke kraftverk

Figur 3-1 viser en skisse over modellen av Tokke kraftverk.



**Figur 3-1. Modell av Tokke kraftverk installert ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. (Dahlhaug et. al., 2007)**

Vannkraftlaboratoriet er bygd opp rundt et hovedrørsystem. I kjelleren er to pumper installert. Disse kan operere hver for seg, i parallell eller i serie for å kunne oppnå et bredt område av volumstrøm og fallhøyde. Hver pumpe drives av en 315 kW motor og en frekvensomformer. Forskjellige kjørevilkår er mulig å oppnå ved å benytte forskjellige rørsystem i laboratoriet. De forskjellige driftsmodusene inkluderer både åpen og lukket sløyfe. Under trykkpulsasjonsmålingene ble det kun benyttet en pumpe i en lukket sløyfe. Testene ble kjørt på 30 m trykk.

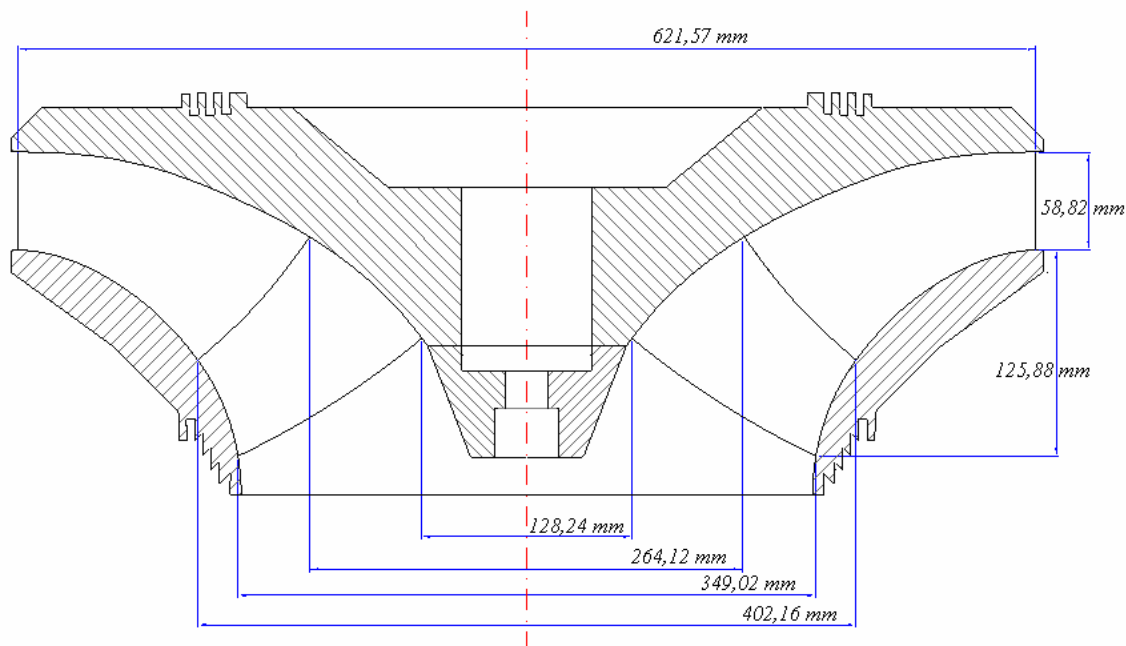
Pumpen leverer vann til trykktanken, og sørger for ønsket fallhøyde i en lukket sløyfe. Trykktanken kan sammenlignes med reservoaret til et virkelig kraftverk. Fra trykktanken strømmer vannet inn i turbinen, gjennom sugerøret og ut i sugerørstanken, mot lavere trykk. Sugerørstanken tilsvarer undervannet. Her kan trykket reguleres ved hjelp av en vakuumpumpe. Dette gjør det mulig å simulere dykking av turbinen. Etter sugerørstanken strømmer vannet tilbake til pumpen.

Turbinen er installert på en vertikal aksling med en DC generator på 352 kW. Ledeskovlåpningen til turbinen kan justeres. Totalt har turbinen  $z_{le} = 28$  ledeskovler. For

å kunne observere strømmingen ut av turbinen er øvre del av sugerøret laget av pleksiglass.

Endring av driftspunkt skjer ved å endre nominell løftehøyde via pumpen, generatorens turtall, eller volumstrøm ved å endre ledeskovlåpningen  $\alpha$ .

Løpehjulet til modellen designet av Vannkraftlaboratoriet har dimensjoner som vist i Figur 3-2. På dette løpehjulet ble det valgt å ha både hel- og halvskovler. Totalt er antall løpehjulsskovler  $z_{l0} = 30$ .



Figur 3-2. Dimensjoner på modellløpehjulet designet av Vannkraftlaboratoriet. (Dahlhaug et. al., 2007)

### 3.1.2 Trykktransdusere og kalibrering

En trykktransduser er et elektromekanisk instrument hvor mekanisk effekt produsert av trykk blir konvertert til elektriske signaler. Fordeler med å benytte trykktransdusere er at de er lett å integrere i elektroniske datainnsamlingsystemer. Trykktransduserne bør kalibreres for samme trykk som er forventet under testene. Nøyaktigheten på trykktransduserne bestemmes av nøyaktigheten i kalibreringen.

Trykktransdusere som ble benyttet under målingene er vist i Tabell 3-1. Begge typene gir ut trykk relativt til atmosfæretrykket. For å få det absolutte trykket inne i riggen, må eventuelt atmosfæretrykket måles og legges til.

**Tabell 3-1. Trykktransdusere benyttet under målingene.**

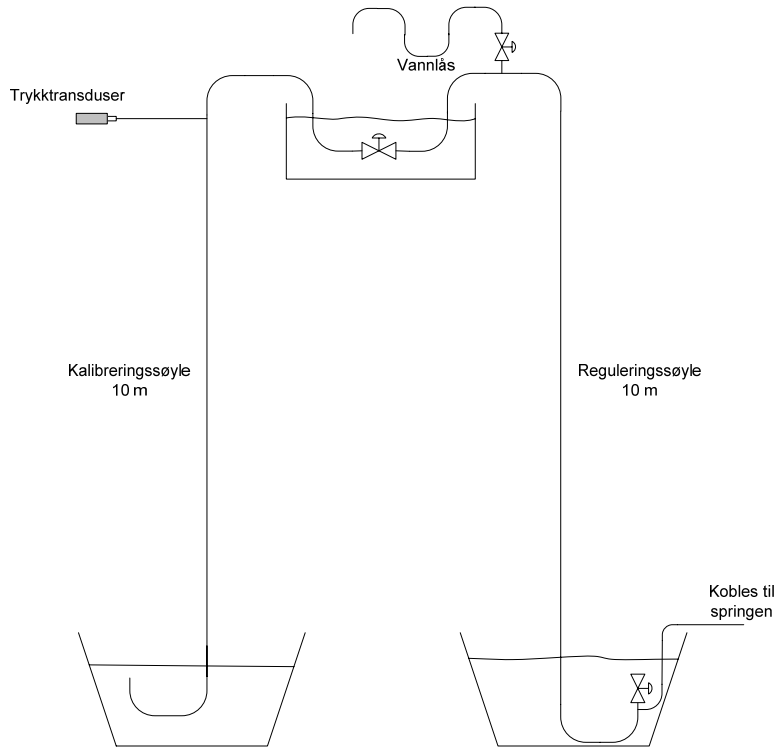
Type	Måleområde	Utsignal	Nøyaktighet
PTX	0 - 10 Bar	4 - 20 mA	± 0,08 %
Kulite	0 - 7 Bar	100 mV	± 0,1 %
Kulite	0 - 3.5 Bar	100 mV	± 0,1 %

#### 3.1.2.1 Kalibrering

Trykktransduserne ble kalibrert for måling av statisk trykk. Området for kalibrering bestemmes av trykkområdet som forventes i området trykktransduserne skal stå. Det forventes undertrykk i sugerørskonusen og utløpet av sugerøret, og overtrykk i omdreiningshulrommet og innløpet. I utløpet av sugerøret kan trykket være ned mot -7 mVs, og ved innløpet av spiraltromma kan det være opp mot 30 mVs.

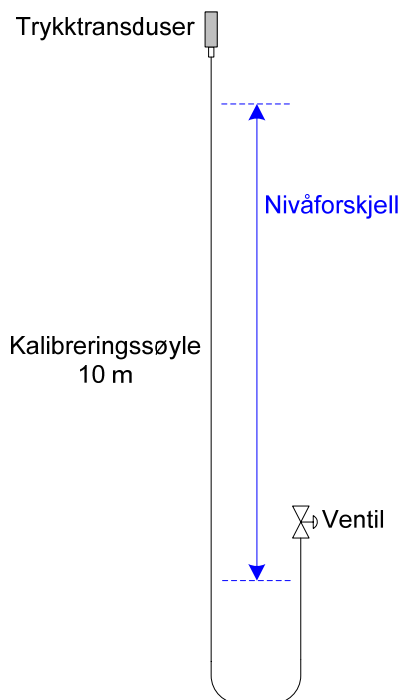
Tilgjengelig kalibreringsutstyr på laboratoriet var kun beregnet på overtrykkkalibrering, men siden fire trykktransdusere skulle benyttes på utløpet der det var undertrykk bød dette på problemer. Alternativ 1 var å lage et nytt system for undertrykkkalibrering slik at trykktransduserne ble kalibrert for området de skulle benyttes i. Alternativ 2 var å benytte overtrykkkalibrering og så ekstrapolere ligningen til å gjelde for undertrykk.

Etter veiledning og samtale med Kjølle (2007) ble det laget et eget vannsøylesystem for undertrykkkalibreringen, se Figur 3-3.



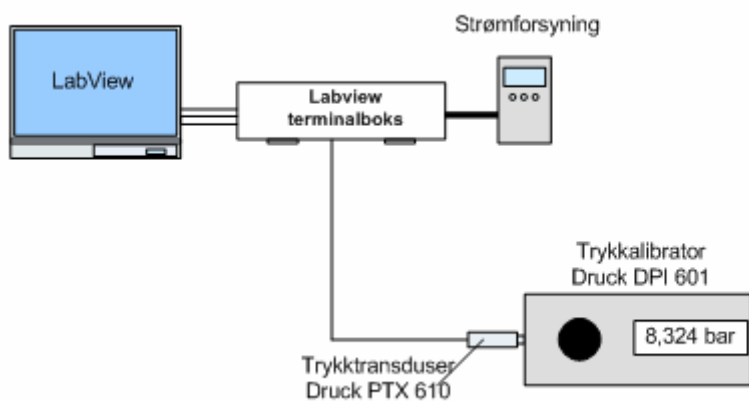
**Figur 3-3. Oppsett for undertrykkkalibrering av trykktransdusere.**

For at kalibreringen skulle bli tilfredsstillende var det svært viktig at vannsøylesystemet var tett. Dessverre viste det seg at et slik vannsøylesystem med mange koblinger var nærmest umulig å få tett. Det ble derfor laget et enklere vannsøylesystem med færre koblinger, se Figur 3-4. Prosedyre for *undertrykkkalibrering* kan ses i Vedlegg A.



**Figur 3-4. Oppsett av enkel undertrykkkalibrering av trykktransdusere.**

Undertrykkkalibreringen viste seg å være svært tidkrevende. Det ble derfor valgt å kun benytte dette på én trykktransduser. Samme trykktransduser ble så kalibrert ved hjelp av en Druck DPI 601 trykkkalibrator (overtrykkkalibrering). Oppsett av overtrykkkalibreringen kan ses i Figur 3-5. Prosedyre for *overtrykkkalibrering* finnes i Vedlegg B.



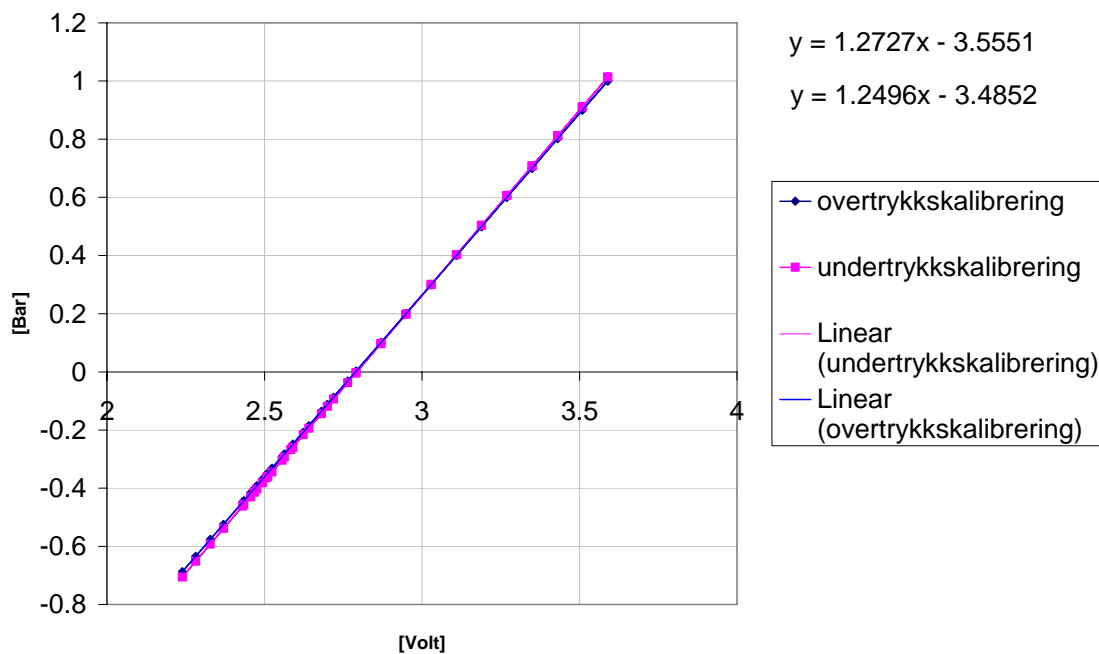
**Figur 3-5. Oppsett for overtrykkkalibrering av trykktransdusere.**

For både undertrykk- og overtrykkkalibreringen ble resultatene ekstrapolert. Figur 3-6 viser sammenligningen av undertrykkkalibrering og overtrykkkalibrering. Den lineære sammenhengen for overtrykk- og undertrykkkalibreringen er også vist på figuren. Ligning 3-1 viser en generell lineær ligning. Verdiene  $a$  og  $b$  fås fra kalibreringen,  $x$  er signalet fra trykktransduseren og  $y$  er verdien i [Bar].

$$y = a \cdot x + b$$

Ligning 3-1

Selv om grafene avviker noe, ble det besluttet at ekstrapolering av overtrykkkalibrering til undertrykk vil gi tilfredsstillende kalibrering. Dette fordi det er dynamikken i signalet som er viktigst for frekvensanalysen av trykkpulsasjonsmålinger. For de resterende trykktransduserne ble kun overtrykkkalibrering benyttet.

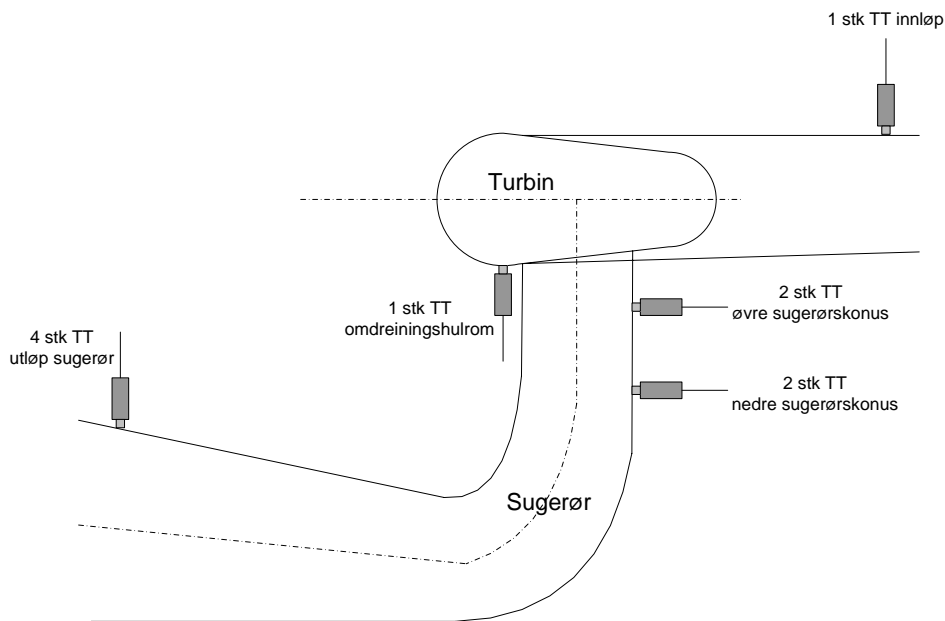


Figur 3-6. Sammenligning av over- og undertrykkkalibrering.



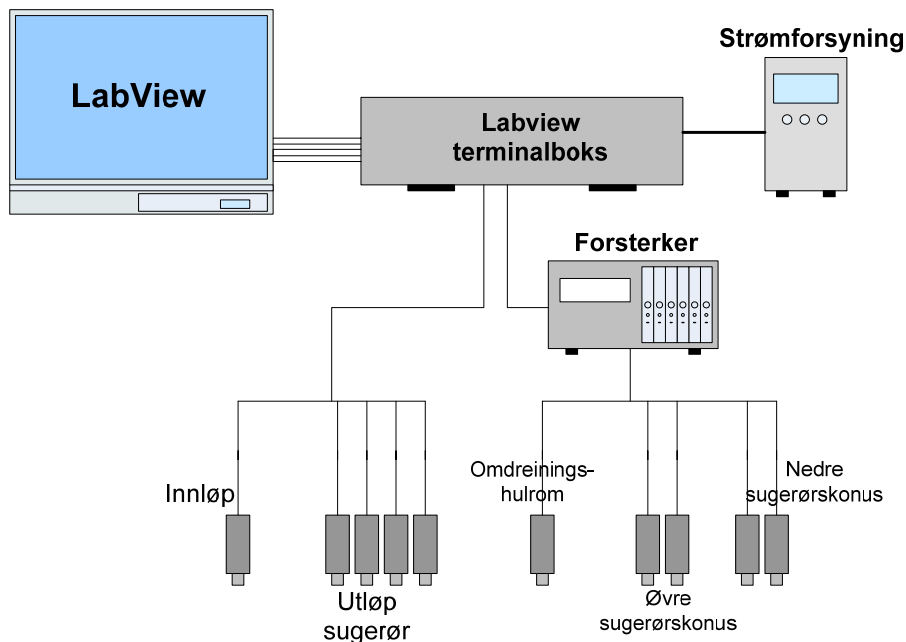
### 3.1.3 Måleoppsett

Trykkpulsasjonsmålingene på modellturbinen ble utført med til sammen ti trykktransdusere. Valg av trykktransdusere er i henhold til forventet trykk og begrensende måleområde for trykktransduserne. Oppsett av trykktransduserne på riggen er vist i Figur 3-7.



**Figur 3-7. Oppsett av trykktransduserne på riggen.**

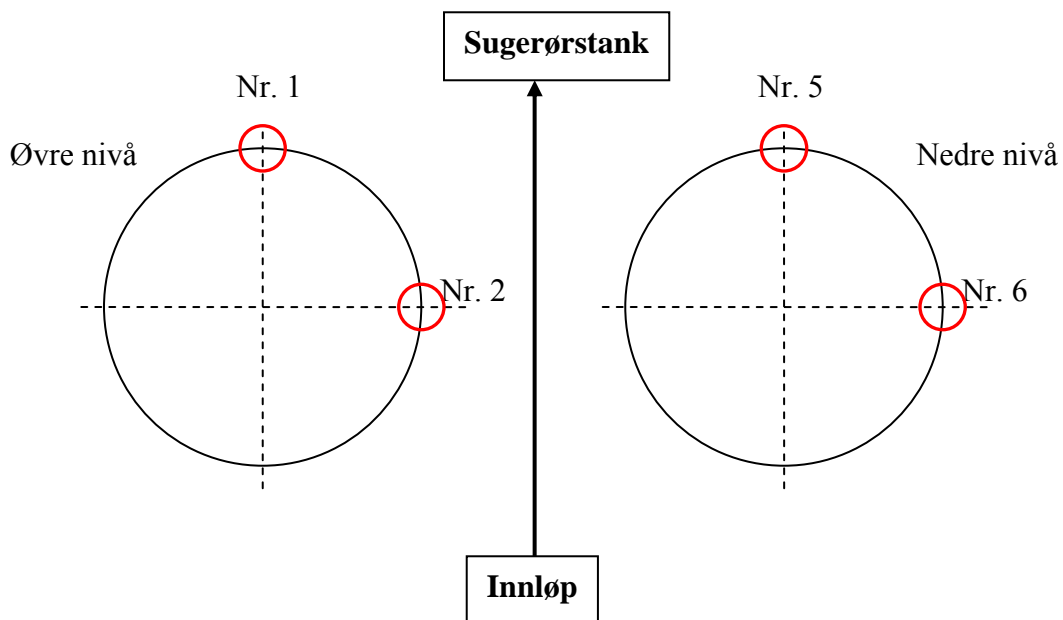
PTX-trykktransduserne, montert på innløp av spiraltromma og utløp av sugerør, avgir et strømsignal. Kulite-trykktransduserne, montert på sugerørskonusen og omdreiningshulrom, avgir et spenningssignal. Dette gjør at PTX- og Kulite-trykktransduserne får litt forskjellig oppkobling av loggeutstyr, se Figur 3-8. PTX kobles rett på LabView terminalboks som konverterer strøm til spenning før signalet går videre inn til loggeprogrammet. Dette krever strømforsyning. Kulite må kobles via en forsterker før signalet tas inn i loggeprogrammet laget i LabView via LabView terminalboks.



**Figur 3-8. Oppsett av loggeutstyret.**

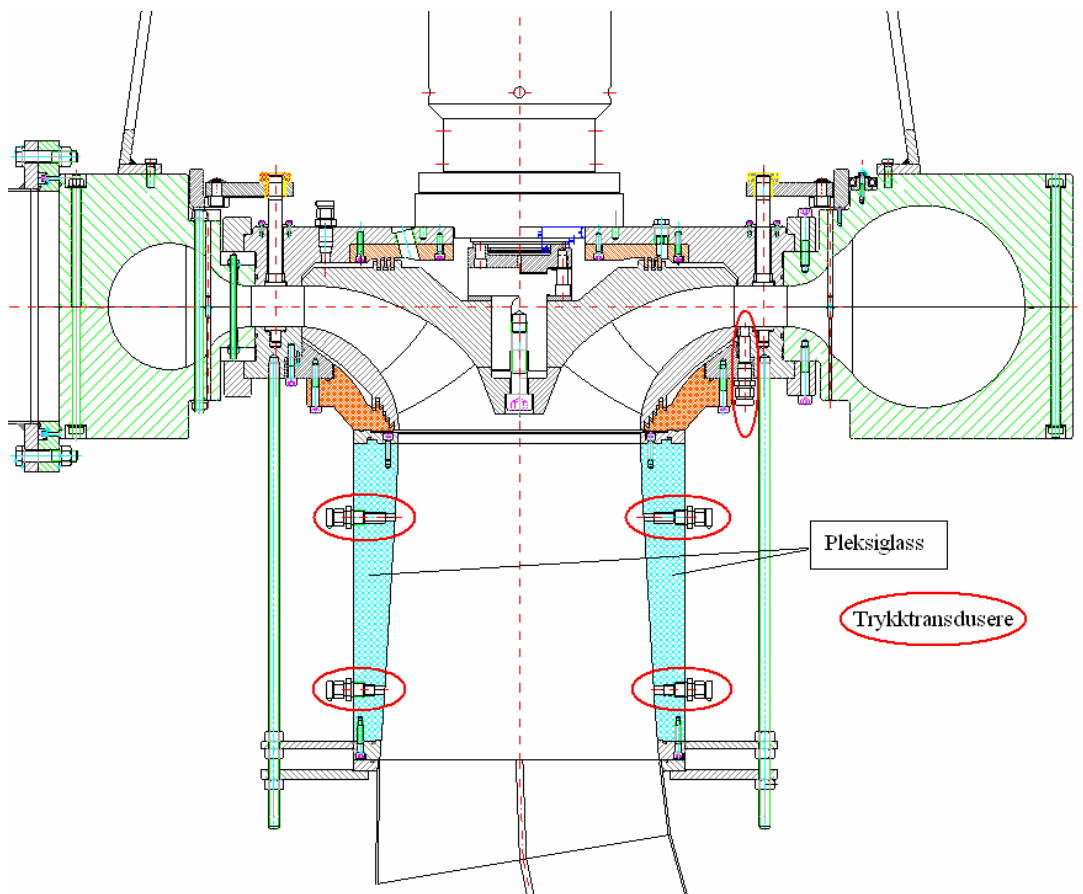
Etter anbefalinger fra IEC 60193 (1999) ble trykktransduserne på sugerørskonusen plassert i to nivåer. I begge nivåene ble to trykktransduser plassert med 90° mellomrom. Dette ble gjort for å kunne se hvilken vei virvelen roterer ved plott av tidsserien. Trykktransduserne på sugerørskonusen ble nummerert 1 og 2 ved øvre nivå, og 5 og 6 ved nedre nivå. Figur 3-9 illustrert dette.

Trykket som måles er det statiske trykket. Det er derfor viktig at trykktransduserne plasseres vinkelrett på strømrretningen og flush med innsiden av veggen for å unngå eventuell avløsning eller kavitasjon som kan påvirke det statiske trykket.



**Figur 3-9. Plassering av de nummererte trykktransduserne på sugerørskonusen.**

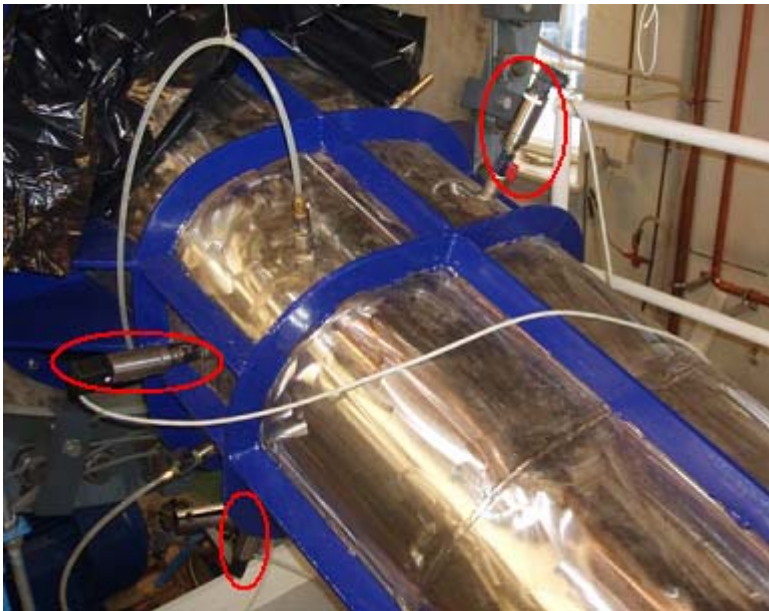
Figur 3-10 viser et tverrsnitt av tromme, turbin og sugerør. Plassering av trykktransduserne i sugerørskonus og omdreiningshulrom er markert med røde ringer. På denne figuren er trykktransduserne på sugerørskonusen plassert med 180° mellomrom. Det er også markert hvor pleksiglasset på sugerørskonusen er.



**Figur 3-10. Tverrsnitt av tromme, turbin og sugerør. Plassering av trykktransduserne i sugerørskonus og omdreiningshulrom er markert med røde ringer. (Dahlhaug et. al., 2007)**

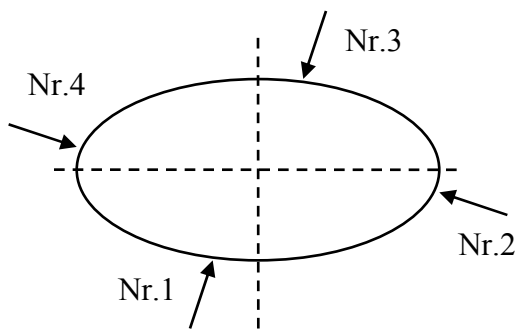
Hvis luft kommer inn i rørsystemet og i nærheten av trykktransduserne kan dette være med på å dempe trykkpulsasjonene som oppfattes av trykktransduserne. Det er derfor viktig å få ut all luft av testtriggen før testene kjøres. For å unngå dette problemet bør trykktransduserne som plasseres på et horisontalt rør, plasseres på nedre halvdel av røret. Eventuell luft vil da stige opp i røret.

I følge IEC 60193 (1999) bør trykktransduserne plasseres ut mot hjørnene hvis objektet er ikke-sirkulært. Da det allerede var laget åtte uttak til lufting på utløpet av sugerøret, ble fire uttak nærmest hjørnene på sugerøret valgt til trykktransduserne. Figur 3-11 viser hvordan trykktransduserne på utløpet av sugerøret ble plassert markert med røde ringer. Den siste trykktransduseren ble plassert nede til høyre.



**Figur 3-11. Oppsett av trykktransduserne på utløpet av sugerøret.**

Plasseringen av trykktransduserne på utløpet av sugerørskonusen er nummerert fra 1 til 4 som illustrert i Figur 3-12.



**Figur 3-12. Plassering av nummererte trykktransduserne 1 – 4 på utløpet av sugerøret.**

Prosedyre for *oppsett og måling av trykkpulsasjoner* på modellen av Tokke kraftverk er vist i Vedlegg C.

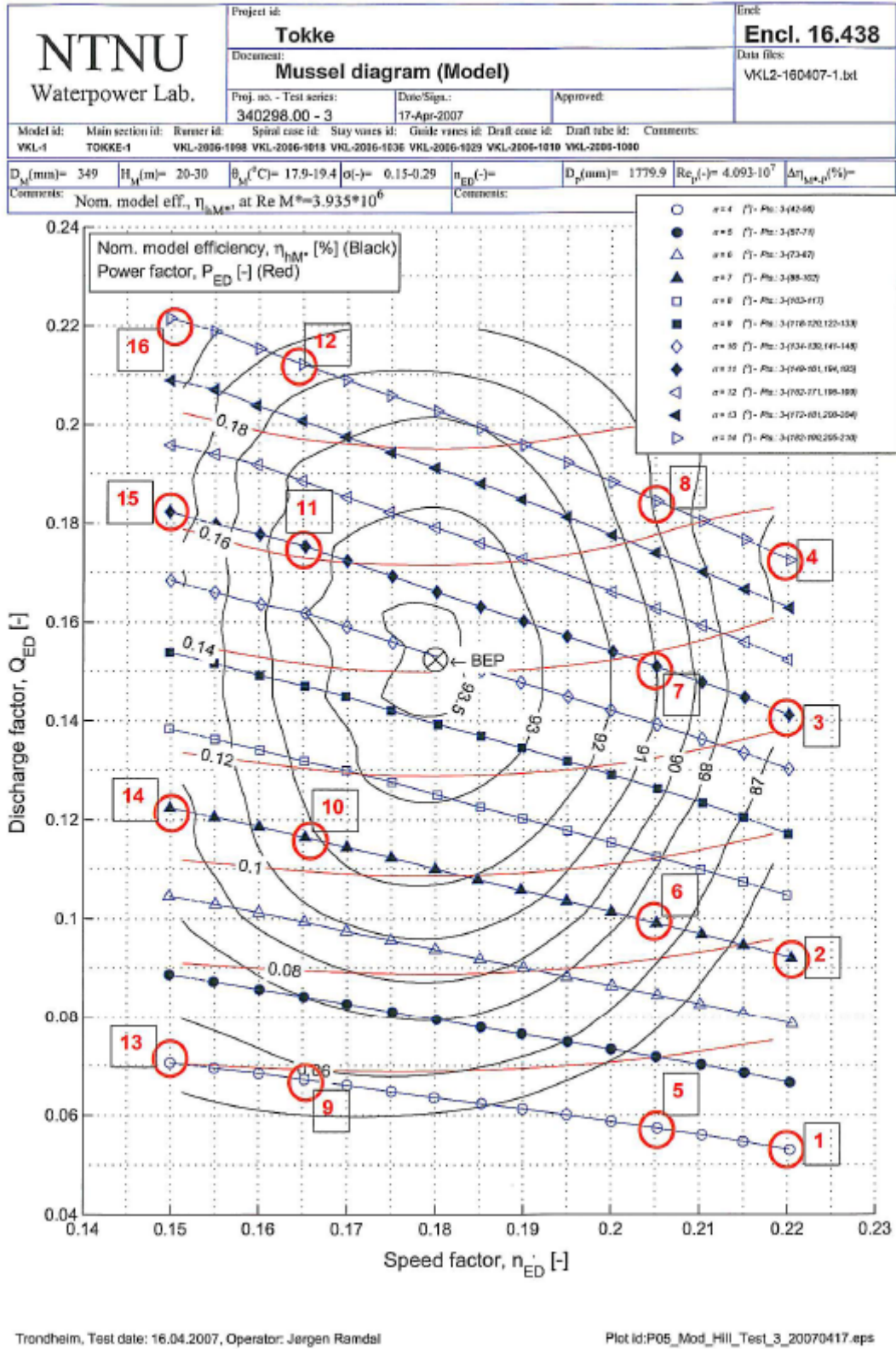
## **3.2 Klargjøring og gjennomføring av målingene**

### **3.2.1 Klargjøring**

Før målingene ble utført måtte det velges hvilke driftspunkt som skulle måles. Det skulle gjennomføres trykkpulsasjonsmålinger for hele driftsområdet. Hill-diagram for modellturbinen var tidligere utarbeidet av forsker Jørgen Ramdal, illustrert i Figur 3-13 på neste side. Bestpunkt til turbinene er ut fra Hill-diagrammet gitt ved  $\alpha = 10^\circ$ ,  $n_{ED} = 0,18$  og  $Q_{ED} = 0,153$ . Dette tilsvarer driftspunktet ved 94 kW.

Fra Hill-diagrammet ble det til sammen valgt ut 16 målepunkter som ble logget, hvor fire og fire av disse var ved likt generator turtall  $n_{ED}$ . Disse 16 målepunktene er markert med røde ringer på Hill-diagrammet. I tillegg til disse 16 målepunktene, ble en måleserie med 11 målepunkt ved  $n_{ED} = 0,183$  logget.  $n_{ED} = 0,183$  tilsvarer et turtall på  $n_g = 540$  o/min, og ligger nært bestpunkt til turbinen. Måleserien inneholder loggepunkt med ledeskovlvinkel fra  $4^\circ$  til  $14^\circ$ . Til sammen gir disse utvalgte målepunktene et representativt utvalg av driftsområde fra 30 % dellast til 100 % fullast.

Samtlige trykktransdusere ble kalibrert før de ble montert på testriggen. Kalibreringen ble utført som beskrevet i Kapittel 3.1.2.1. Etter opprigging av trykktransdusere og annet loggeutstyr, ble alle instrumenter funksjonskontrollert og trykktransduserne ble luftet.



Figur 3-13. Hill-diagram for modellturbinen. (Dahlhaug et. al., 2007)

### 3.2.1.1 Forventede frekvenser

For den videre analysen av loggedata er det viktig å vite hvilke frekvenser som kan forventes. Da flere av loggepunktene har forskjellige  $n_g$ , vil Rheingans-, bladplasserings- og løpeskovlfrekvensen få forskjellige verdier. Det er da spesielt viktig å holde god kontroll på hvilke frekvenser som forventes til hvilke loggefiler. Tabell 3-2 viser de forventede frekvensene for  $n_g = 540$  Hz ( $n_{ED} = 0,183$ ). Formlene for utregning av frekvensene ble gjennomgått i Kapittel 2.3.

**Tabell 3-2. Forventede frekvenser under målingene for  $n_{ED} = 0,183$ .**

Frekvens	Absolutt frekvens $f$ [Hz]	Relativ frekvens $f/f_n$ [-]
Løpehjulsfrekvens: $f_n$	9	1
Løpeskovlfrekvens: $f_{l\sigma}$ ( $z_{l\sigma} = 30$ )	270	30
Bladplasseringsfrekvens: $f_b$ ( $z_{l\sigma} = 28$ )	252	8,4
Rheingans-frekvens: $f_r$	$2,5 < f_r < 3$	$0,28 < f_r < 0,34$

Frekvenser forårsaket av elastiske svingninger er uavhengig av  $n_g$ , og vil være konstant for alle driftspunkt. For å finne disse frekvensene ble avstandene mellom pumpen og trykktanken, trykktanken og turbinen og til slutt avstanden mellom turbinen og sugerørstanken målt opp. Dette ble gjort ut fra tegninger av testtriggen. Lengdene og forventede frekvenser for de eventuelle elastiske svingningene er vist i Tabell 3-3. Formlene for periode og frekvens er hentet fra Kapittel 2.4.

**Tabell 3-3. Forventede frekvenser for elastiske svingninger.**

Avstand	Lengde [m]	Periode [s]	Frekvens [Hz]
Pumpa – trykktank	15,4	0,0026	39
Trykktank – turbin	15,1	0,0025	40
Turbin – sugerørstank	3,5	0,0058	171

Det er valgt å benytte  $a = 1200$  m/s.



### 3.2.1.2 Loggeprogram

Programmet som ble skrevet i LabView logget trykket fra alle ti trykktransduserne samtidig med en justerbar loggefrequens. Bladplasseringsfrekvensen forventes å ligge mellom 250 og 300 Hz. Da det anbefales å logge med en frekvens som er mellom 5 og 10 ganger høyere enn høyeste forventet frekvens, ble loggefrequensen satt til 2510 Hz. Dette også for å unngå resonans med nettfrekvensen på 50 Hz. Det ble logget over en tidsperiode på 60 s. Loggedataene ble skrevet inn til en tekstfil.

### 3.2.2 Gjennomføring

Det ble gjennomført og logget i alt 27 måleserier ved ulike driftspunkt over flere dager. Måleseriene ble utført ved konstant trykk  $H = 30$  m. Dette gjaldt ikke punkt 12, 15 og 16 på Hill-diagrammet. Disse måtte kjøres ved  $H = 20$  m for ikke å overskride maks moment på generatoren. Måleseriene dekket hele driftsområdet fra ca 30 % last og opp til fullast (100 %). Bestpunkt til turbinmodellen er ved  $PmM$  (Mekanisk Effekt Modell) lik 94 kW, som tilsvarer ca 80 % last. For å få et bilde av målingenes repeterbarhet ble det logget seks repetisjonspunkter ved bestpunkt.

Måleseriene ble innledet ved at riggen ble stilt inn på ønsket driftspunkt. Deretter ble trykket fra alle trykktransduserne logget i 60 s. Støy fra omkringliggende elektriske komponenter kan lett påvirke signalet fra trykktransduserne. Det ble derfor nøye kontrollert at ledninger ikke krysset hverandre, og mobiltelefoner og andre elektriske instrumenter ble lagt vekk under målingene. Etter endt logging ble modellen satt til neste driftspunkt og en ny måleserie ble innledet.

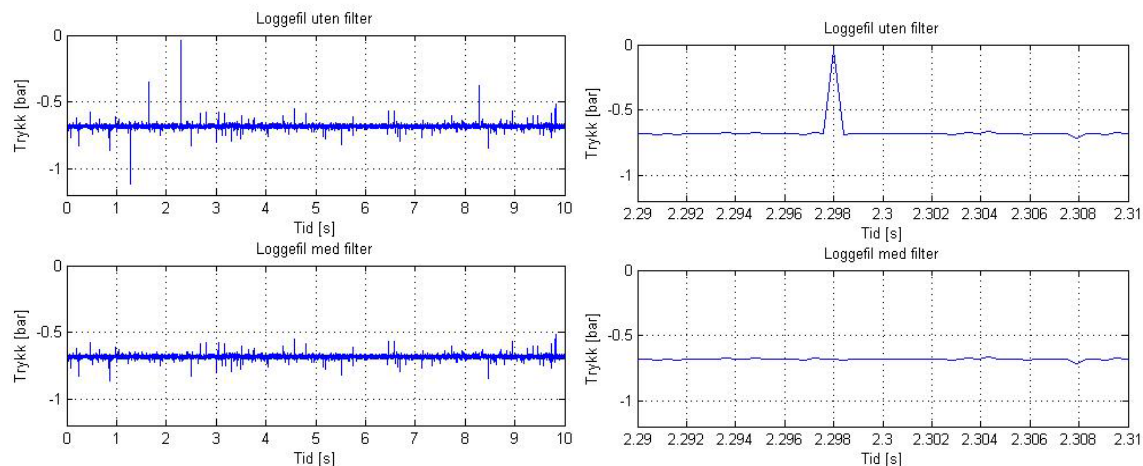
For alle de 16 målepunktene markert på Hill-diagrammet ble strømmingen i sugerørskonusen fotografert.

### 3.3 Bearbeiding av data

Testene på modellen resulterte i store mengder data. Hvert målepunkt produserte en loggefil bestående av en matrise med opp til  $10 \times 150600$  trykkmålinger. For å analysere slike store mengder data ble programmene LabView og Matlab benyttet. Prosedyre for analyse av trykkpulsasjoner finnes i Vedlegg D.

#### 3.3.1 Filtrering

Alle loggefilene ble sjekket for loggefeil. Loggefeil kan stamme fra feil i hele kjeden av loggeutstyr, og kan ses visuelt ved at verdien til et målepunkt sterkt avviker fra de omkringliggende målepunktene, illustrasjon er vist i Figur 3-14. Slike målefeil vil kunne påvirke negativt i analysen av dataene og må fjernes. Metoden som ble benyttet for å fjerne loggefeil fra loggefilene ble skrevet i Matlab.



**Figur 3-14. Illustrasjon av loggefeil. Figuren til høyre er forstørret inn på et område på 20 ms.**

Filtre må brukes med forsiktighet. Feil innstilling vil medføre at målepunkt som ikke er feil blir korrigert. Det er derfor viktig å tilpasse filteret for hver loggefil.

### 3.3.2 Frekvensanalyse

Teorien i dette delkapittel er hentet fra McConnel (1995). Frekvensanalyse er en teknikk som brukes for å finne mønster i sammensatt informasjon. Det vil si man undersøker om det er enkelte kombinasjoner eller tegn som gjentas oftere en andre. Ved frekvensanalyse av trykkpulsasjoner vil man kunne finne hvor store amplituder man har ved alle frekvenser. Den kan derfor benyttes som et hjelpemiddel til å undersøke årsaken til eventuelle forstyrrelser.

Det finnes flere typer frekvensanalyser og flere forskjellige programvarer som utfører disse frekvensanalysene. I denne oppgaven ble det tatt utgangspunkt i programmene Labview og Fast Fourier Transform (FFT) som analysemetode.

Fouriertransformasjonen er en transformasjon som overfører en funksjon mellom tidsplanet og frekvensplanet. I frekvensplanet uttrykkes funksjonene ved hjelp av harmoniske basisfunksjoner, som for eksempel sinusfunksjonen. Grunnlaget bak fouriertransformasjonen er beskrevet i Ligning 3-2. Ligningen er hentet fra LabView brukermanual.

$$Y(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-j \cdot 2 \cdot \pi \cdot k \cdot n / N}$$

**Ligning 3-2**

$x$  er opprinnelig loggesignal,  $N$  er antall elementer av  $x$ , og  $Y$  er transformasjonsresultatet. Ligningen gjelder for  $n = 0, 1, 2, \dots, N-1$ .

Fouriertransformasjoner har stor betydning over alt hvor det er bølger og gjentakende periodiske fenomener, spesielt innen signalbehandling, matematikk og fysikk. Anvendelsene spenner fra lagring av bilder (for eksempel JPEG), frekvensanalyse av lyd eller trykk, analyse av krystallstrukturer og løsning av lineære differensiallikninger.

### 3.3.2.1 Overlappende vinduer

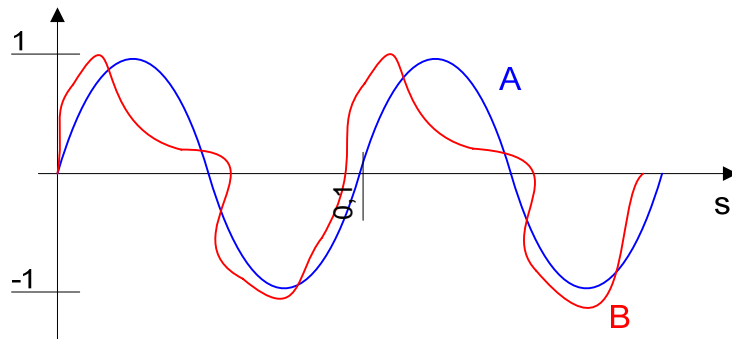
Frekvensanalysen FFT i Labview benytter overlappende vinduer. Dette innebærer at loggeserien blir oppdelt i flere intervaller. Hvert intervall blir overlappet av det påfølgende intervallet. Størrelsen på intervallene, og hvor stor overlappingen skal være, kan justeres av bruker. Jo mindre vinduer og større overlapping man bruker, desto bedre resultat oppnår man med analysen. Ulempen ved å bruke stor overlapp og små vinduer er at analysen blir tidkrevende. Etter at en frekvensanalyse er kjørt for alle vinduer, blir resultatene fra alle vinduene midlet for å få et resultat for hele loggeserien.

Når man bruker vinduer i frekvensanalyse, blir svingningene innenfor hvert enkelt vindu vektet. McConnel (1995) diskuterer flere forskjellige vindustyper som kan benyttes, for eksempel Hanning, Rectangular, Kaiser-Bessel og Flat Top. Etter samtaler med Einar Kobro ble Hanning-vinduet valgt på grunnlag av erfaring fra hans masteroppgave ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU.

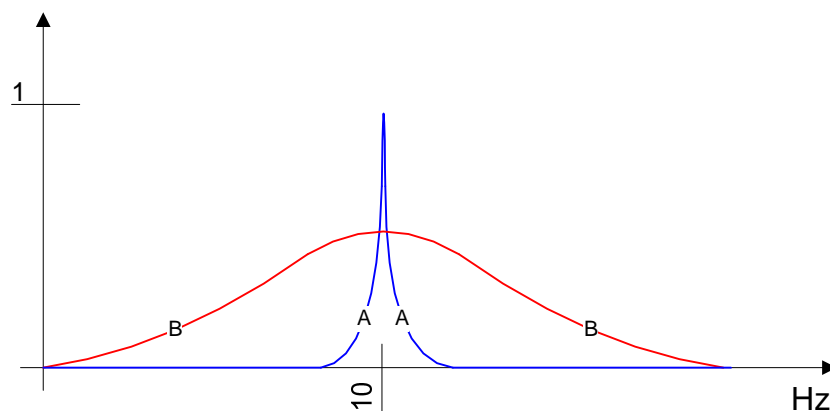
### 3.3.2.2 Spektrallekkasje

Det negative med frekvensanalysen er at den er veldig følsomt overfor støy, vibrasjoner og andre forstyrrelser. Forstyrrelsene kan føre til at energien fordeler seg over flere frekvenser og amplituden vil synke, også kalt spektrallekkasje.

Figur 3-15 og Figur 3-16 viser et eksempel på hvordan frekvensanalysen kan feiltolke signaler. Signal A viser et rent sinussignal med amplitude 1 og frekvens på 10 Hz, og signal B er et signal med tilnærmet samme frekvens men med støy. Frekvensanalysen av signal A gir en klar amplitude på 1 ved 10 Hz, men av frekvensanalysen til signal B ser man tydelig spektrallekkasjen. Energien har fordelt seg over flere frekvenser og amplituden synker.



Figur 3-15. Illustrasjon av spektral lekkasje. Opprinnelig signal.



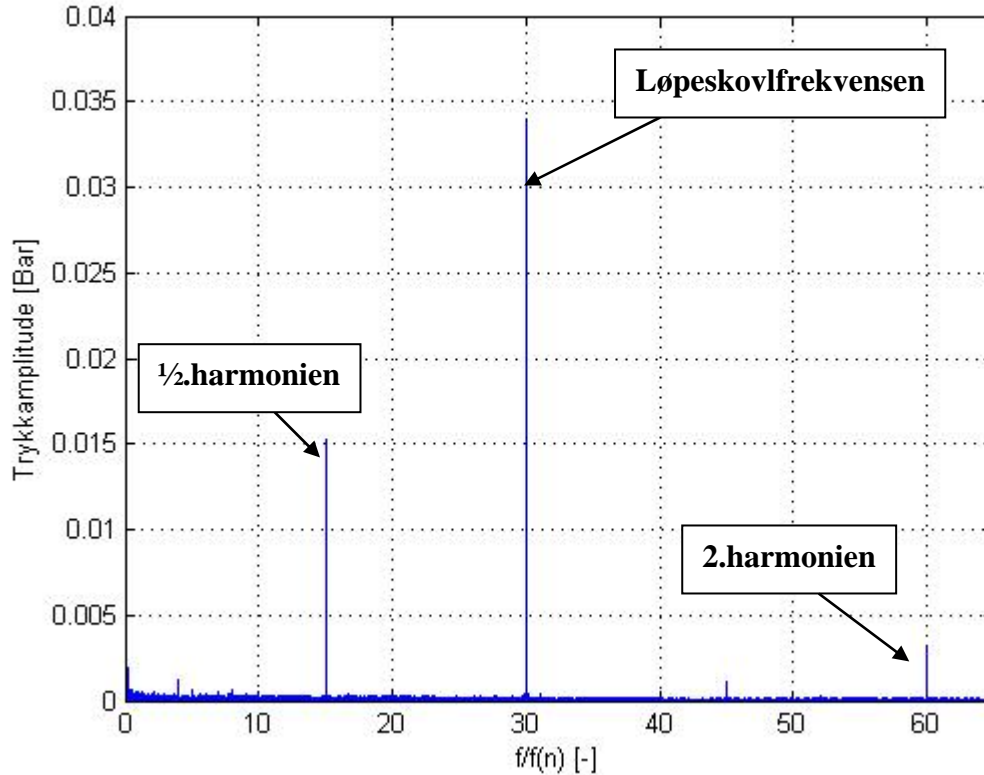
Figur 3-16. Illustrasjon av spektral lekkasje. Frekvensanalysen til det opprinnelige signalet.

Et virkelig signal vil alltid inneholde noe støy, som direkte vil være en kilde til spektral lekkasje. Dette fører til at frekvensanalysen til et virkelig signal aldri vil bli helt korrekt (Kjeldsen, 2006). På grunnlag av unøyaktighet i frekvensanalysen er det valgt å ikke fokusere på verdien til amplituden fra frekvensanalysen, men heller se på peak-to-peak amplituden av trykkmålingen i tidsplanet. Det kan leses mer om frekvensanalyse og spektral lekkasje i McConnel (Kapittel 5, 1995).

### 3.3.2.3 Harmonier

Harmoni er en musikalsk betegnelse for toner som klinger samtidig. På samme måte som med lyd kan man observere harmonier i forbindelse med trykkpulsasjoner. Harmonier av frekvenser med høy amplitude er ofte observert i frekvensanalysen. De vanligste er 2.- og

3.harmonien, men også  $\frac{1}{2}$ .harmonien kan observeres. Figur 3-17 viser et eksempel på  $\frac{1}{2}$ .- og 2.harmonier til løpeskovlfrekvensen ved  $f/f_n = 30$ .



Figur 3-17. Illustrasjon av Harmonier. Her kan både  $\frac{1}{2}$ .- og 2.harmonien til løpeskovlfrekvensen observeres.

### 3.3.3 Frekvensanalyseprogram

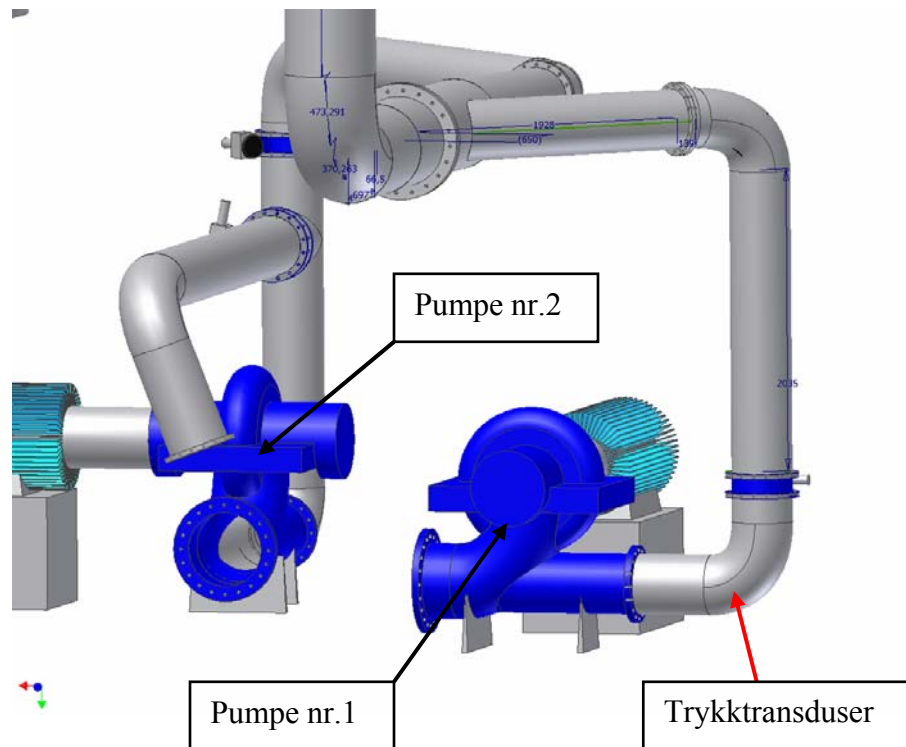
Frekvensanalyseprogrammet ble skrevet i LabView, hvor FFT med overlappende Hanning-vinduer ble benyttet som analysemetode. Vinduslengden ble automatisk valgt av programmet.

For å sikre gode resultater fra frekvensanalysen ble alle loggefilene nøye gjennomgått. Det var viktig at alle målingene var ved stabile driftspunkt og ikke inneholdt feil. Loggerresultatene fra PTX-trykktransduserne inneholdt flere målefeil enn loggerresultatene fra Kulite-trykktransduserne. Derfor ble loggerresultatene fra PTX-ene kjørt gjennom filtrering før frekvensanalysen.

### 3.4 Pumpens innvirkning på testriggen

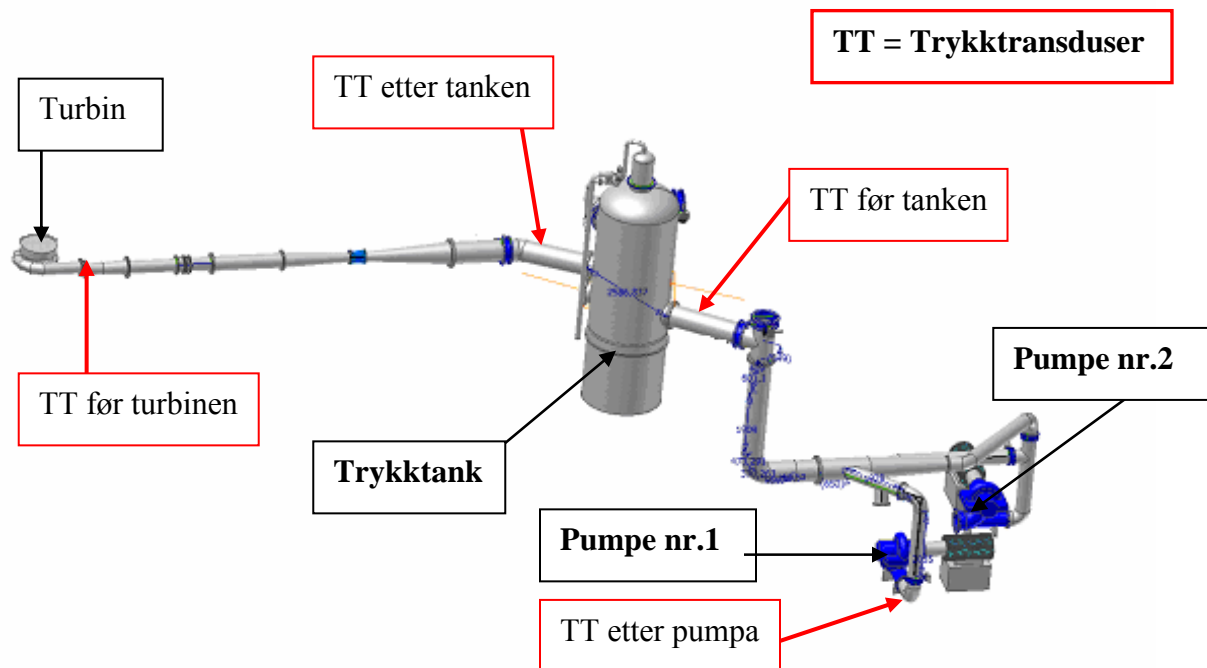
En del av oppgaven bestod av å teste hvilken innvirkning pumpene i systemet har på trykkpulsasjonsmålingene. En pumpe kan på samme måte som en turbin være en kilde til store trykksvingninger. Hvis trykkpulsasjonene er store nok vil de kunne påvirke modellmålingene på turbinen.

For å finne ut hvilke frekvenser som eventuelt stammer fra pumpen i trykkpulsasjonsmålingene ble det utført en pumpetest. For rørsystemet i laboratoriet er det to pumper tilgjengelig. For å få ønsket trykk i riggen er det tilstrekkelig å kun benytte én pumpe. For å minske eventuelle feilkilder ble samme pumpe, pumpe nr.1, benyttet under alle målingene. Se illustrasjon av pumpeoppsettet i laboratoriet i Figur 3-18.



Figur 3-18. Pumpeoppsett i laboratoriet.

I alt fire trykktransdusere ble montert på riggen under pumpetesten. De ble montert på like etter pumpe nr.1, før og etter trykktanken og ved innløpet til spiraltromma. Figur 3-19 illustrerer oppsettet av trykktransduserne for pumpetesten.



Figur 3-19. Oppsett av trykktransduserne for pumpetesten.

I utgangspunktet er det forventet at trykkpulsasjonene fra pumpene ikke skal ha noen innvirkning på målingene fra turbinen. Dette på grunn av trykktanken som er plassert mellom pumpene og turbinen. Trykktanken er designet og plassert i anlegget for nettopp å dempe trykkpulsasjonene fra pumpene. Denne testen vil kunne verifisere om dette virkelig fungerer.

### 3.4.1 Forberedelser for pumpetesten

Kalibrering og oppsett av loggeutstyr for pumpetesten ble utført på samme måte som beskrevet i Kapittel 3.1. Loggeprogram, filtrering og frekvensanalyseprogram som ble benyttet i pumpetesten er det samme som ble benyttet i målingene på turbinen. Dette er beskrevet i Kapittel 3.2 og 3.3.



Forventede frekvenser fra pumpa vil være løpehjulsfrekvens og løpeskovlfrekvensen. Omløpshastigheten til pumpen  $n_{pumpe}$  ble notert for hvert driftspunkt. Antall skovler på pumpen er  $z_{pumpe} = 7$ . Løpehjuls- og løpeskovlfrekvensen finnes på samme måte som forklart i Kapittel 2.3, Ligning 2-11 og 2-12. Tabell 3-4 viser verdier for løpehjuls- og løpeskovlfrekvensen for  $n_{pumpe} = 732$  o/min. Det vil også være mulig å finne elastiske svingninger i denne testen.

**Tabell 3-4. Forventede frekvenser fra pumpen.**

Frekvens	Absolutt frekvens [Hz]	Relativ frekvens $f/f_n$ [-]
Løpehjulsfrekvens: $f_n$	12,2	1
Løpeskovlfrekvens: $f_{l\sigma}$ ( $z_{pumpe} = 7$ )	85,4	7

Pumpetesten ble utført ved tilsvarende driftspunkt som trykkpulsasjonsmålingene fra turbinen. Resultatene ble frekvensanalysert på samme måte som målingene fra turbinen, og disse ble så sammenlignet for å finne ut om trykkpulsasjonene fra pumpen hadde innvirket på målingene fra turbinen.

## 4 Resultater fra trykkmålingene

I dette kapitlet presenteres trykkmålingene utført på modellen og resultatene fra frekvensanalysen. Måleserien med  $n_{ED} = 0,183$  og de 16 målepunktene fra Hill-diagrammet er blitt analysert. Fra måleserien med  $n_{ED} = 0,183$  er det plukket ut fire forekjellige driftspunkt  $PmM = 39$  kW, 67 kW, 93 kW og 109 kW som tilsvarer ledeskovlåsning  $\alpha = 4^\circ, 7^\circ, 10^\circ$  og  $12^\circ$ . Punktene representerer hele driftsområde til turbinen. Fra Hill-diagrammet presenteres fire serier for driftspunkt med  $n_{ED} = 0,15; 0,165; 0,205$  og  $0,22$ .

Kapittel 4.4 presenterer resultatene fra pumpetesten.

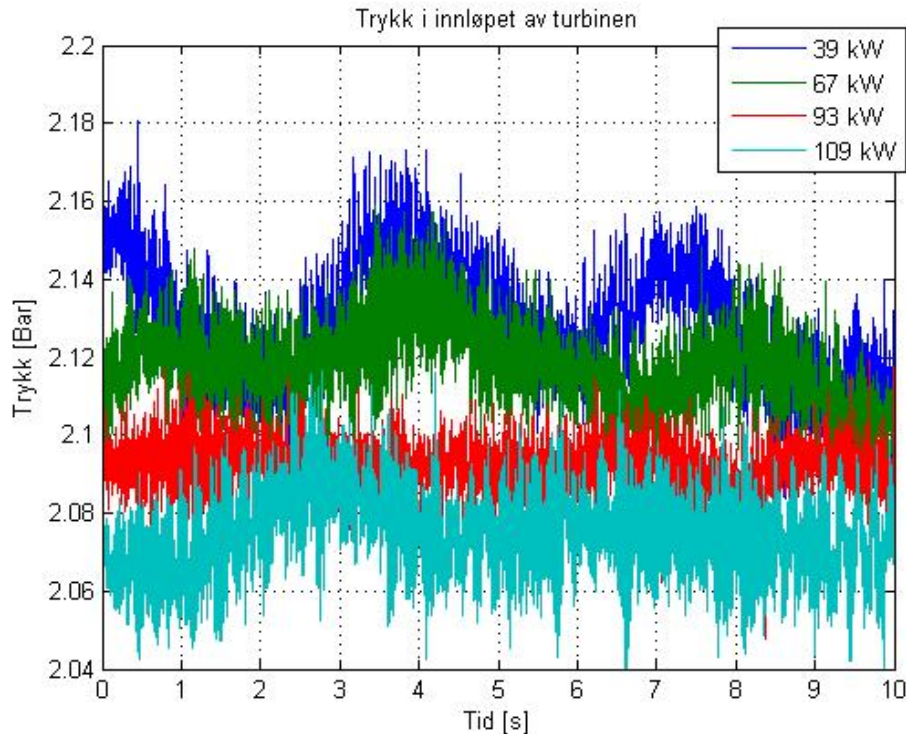
### 4.1 Trykkmålinger

I dette delkapitlet presenteres det målte trykket fra utvalgte driftspunkt ved konstant turtall  $n_{ED} = 0,183$  og konstant trykk  $H = 30$  m. Trykket målt i omdreiningshulrommet og innløp til spiralromma presenteres hver for seg. De fire trykktransduserne på sugerørskonusen og de fire ved utløpet blir presentert samlet.

Trykkendringen ved konstant  $n_{ED}$  fra de 16 driftspunktene på Hill-diagrammet hadde tilsvarende tendens ved økende effekt som målingene for  $n_{ED} = 0,183$ . Trykkmålingene fra de 16 driftspunktene på Hill-diagrammet er presentert i Vedlegg E.

#### **Trykkmålinger ved $n_{ED} = 0,183$ .**

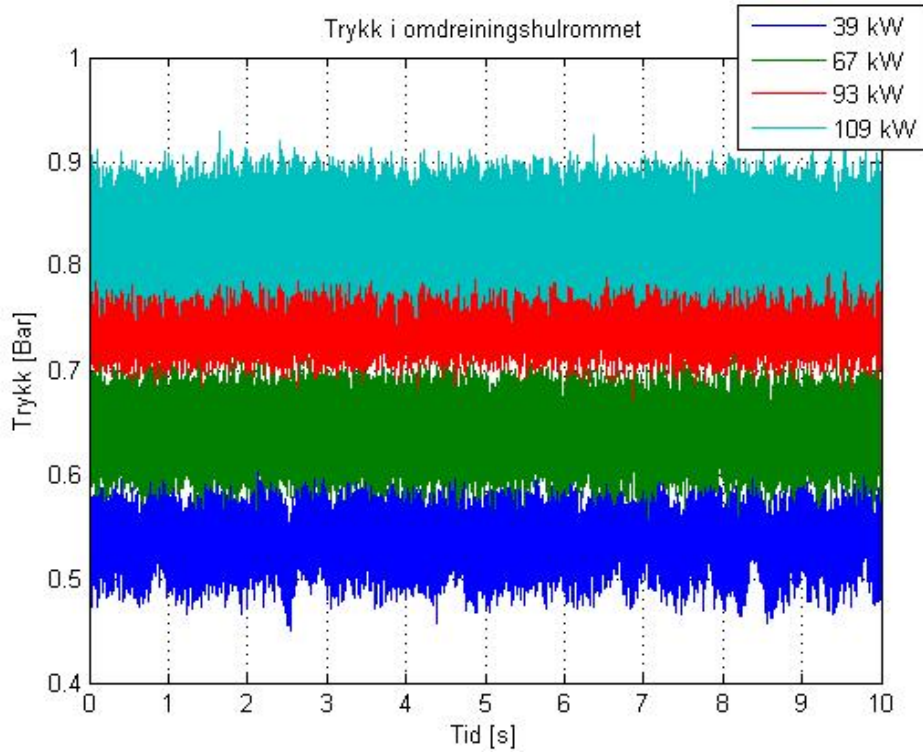
Figur 4-1 viser trykket målt ved innløp til spiralromma ved de fire utvalgte driftspunkt til måleserien  $n_{ED} = 0,183$ . Figuren viser at økende volumstrøm gir lavere trykk.



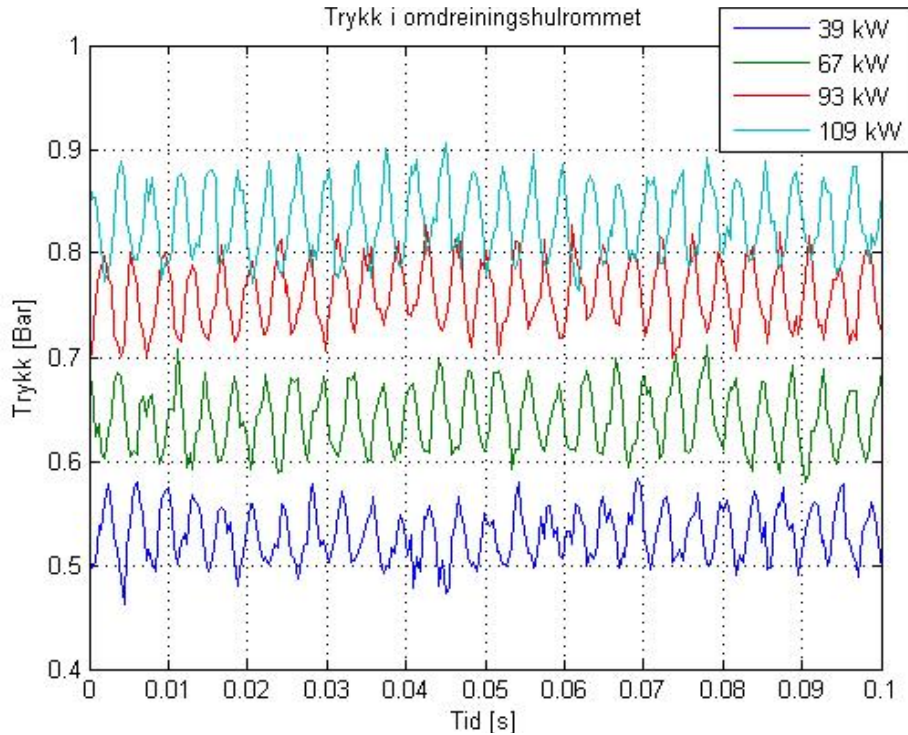
Figur 4-1. Trykk målt i innløp til spiraltromma ved fire forskjellige driftspunkt ved  $n_{ED} = 0,183$ .

Figur 4-2 viser trykket målt i omdreiningshulrommet til turbinen ved fire utvalgte driftspunkt for måleserien  $n_{ED} = 0,183$ . Her kan man tydelig se at trykket øker ved økende volumstrøm gjennom turbinen.

Av figuren ser man at trykket i omdreiningshulrommet ikke svinger på samme måte som trykket målt ved innløp til spiraltromma. I omdreiningshulrommet er både amplituden og frekvensen mye høyere. Figur 4-3 viser den samme trykkmålingen i omdreiningshulrommet over 0,1 s. Her ser man en hørfrekvent trykksvingning ved 270 Hz. Dette tilsvarer løpeskovlfrekvensen. Figuren viser også at peak-to-peak amplituden øker ved økende volumstrøm.

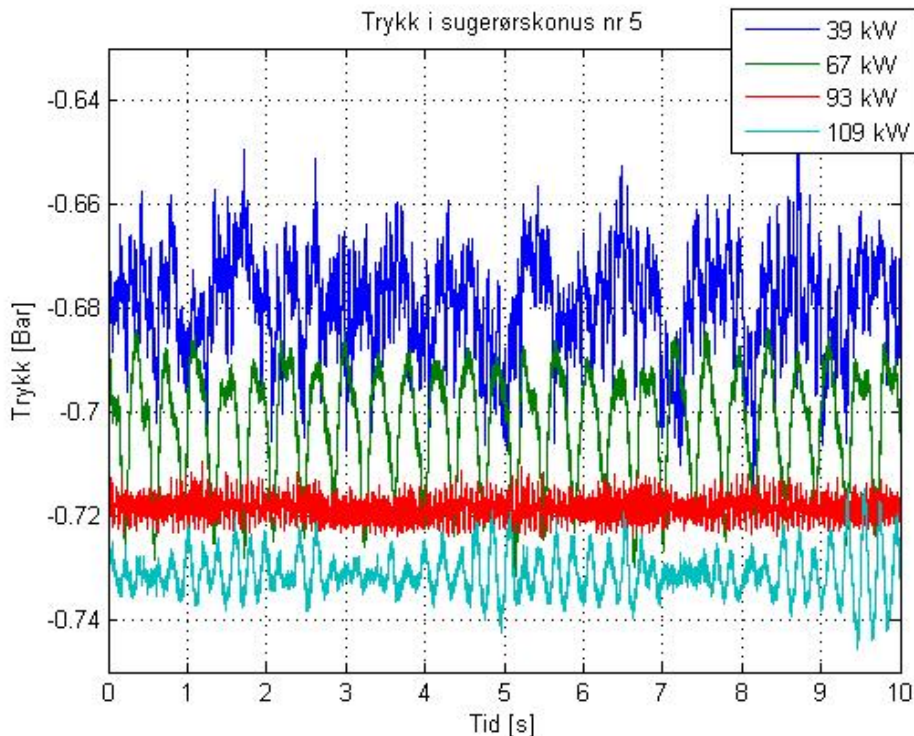


Figur 4-2. Trykk målt i omdreiningshulrommet ved fire forskjellige driftspunkt ved  $n_{ED} = 0,183$ .



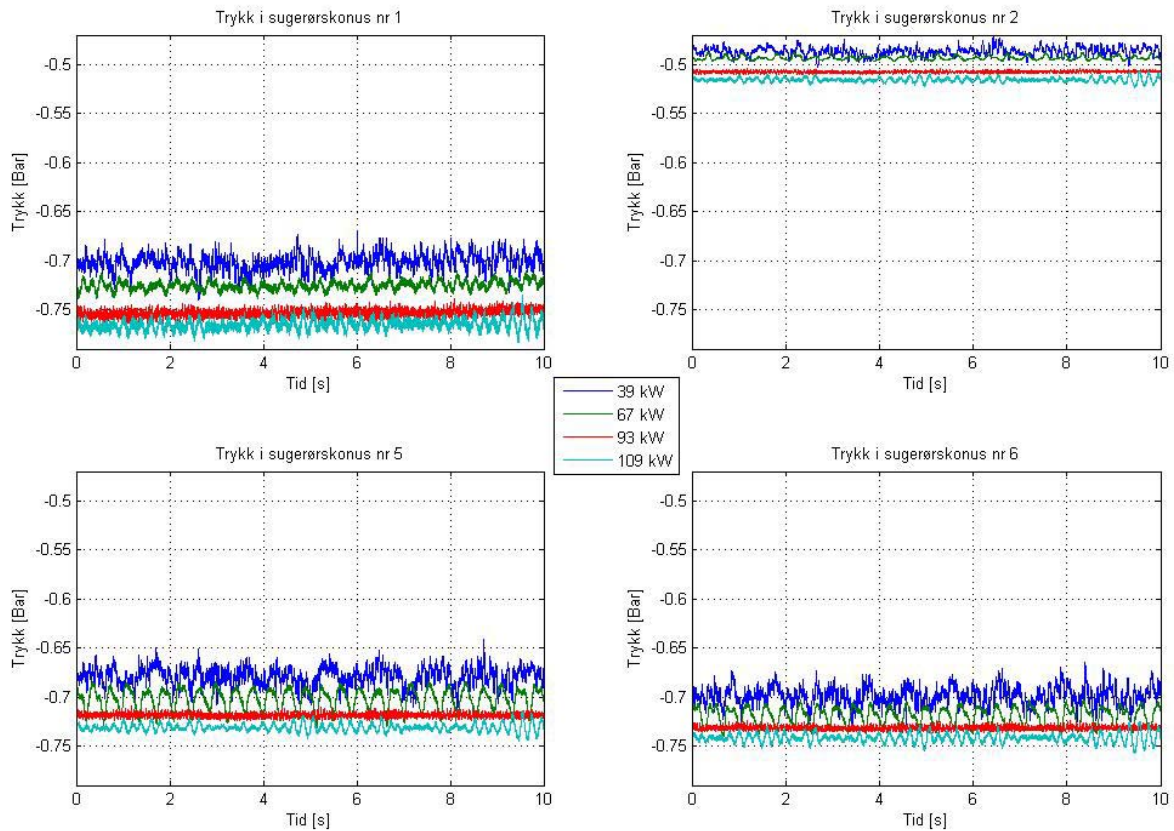
Figur 4-3. Trykk målt i omdreiningshulrommet ved fire forskjellige driftspunkt vist over 0,1 s ved  $n_{ED} = 0,183$ .

Figur 4-4 viser trykket ved trykktransduser nr.5 på sugerørskonus. Her ser man at trykkpulsasjonene forandrer seg for hvert driftspunkt. Ved dellast (39 kW og 67 kW) er svingningene lavfrekvente og peak-to-peak amplitude er høy. Dette tyder på en kraftig roterende sugerørsvirvel. Denne forsvinner rundt bestpunkt ved 93 kW, hvor kun høyfrekvente svingninger kan observeres. På overlast ser man også tydelige lavfrekvente trykksvingninger, men frekvensen til disse er høyere.



**Figur 4-4. Trykk målt ved trykktransduser nr.5 i sugerørskonusen ved fire forskjellige driftspunkt ved  $n_{ED} = 0,183$ .**

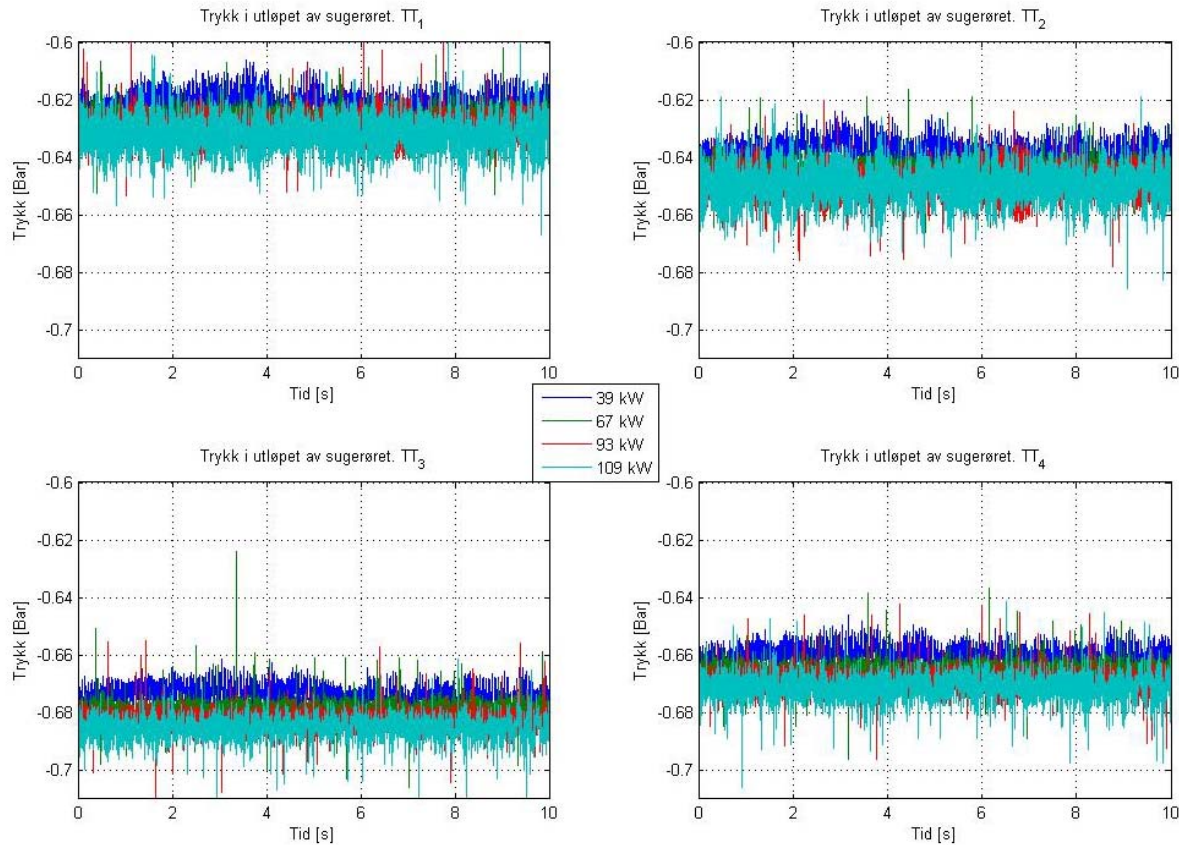
Figur 4-5 viser trykket målt ved alle fire trykktransduserne montert på sugerørskonusen. Trykktransduser nr.1 og nr.2 står plassert på samme nivå, noe som tilsier at trykket ved disse to skal være på tilnærmet likt. Det samme gjelder for trykktransduserne nr.5 og nr.6. Figuren viser at trykktransduser nr.2 har høyere trykk enn nr.1. Dette kan tyde på en kalibreringsfeil ved nr.2. Dette kommenteres nærmere i Kapittel 5.1.



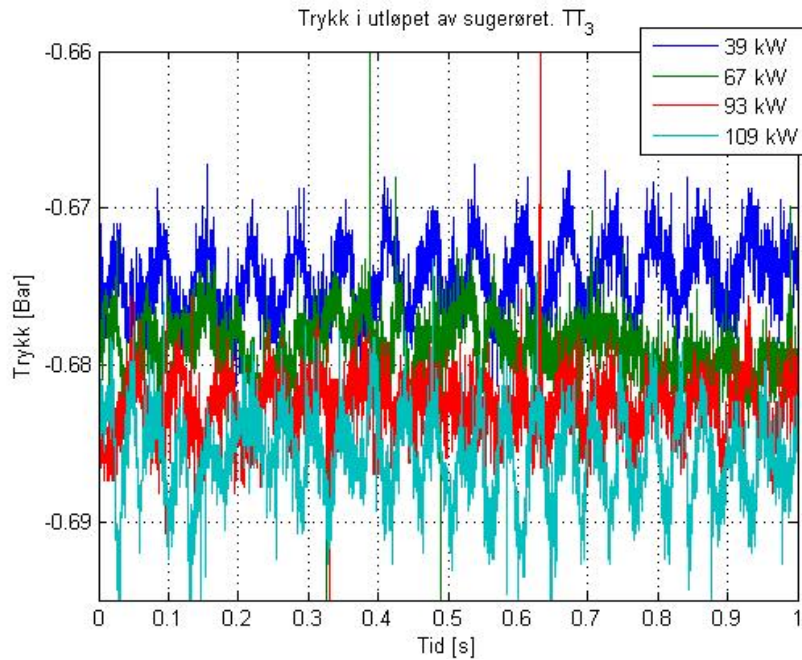
**Figur 4-5. Trykk målt ved fire trykktransdusere på sugerørskonusen ved fire forskjellige driftspunkt ved  $n_{ED} = 0,183$ .**

Figur 4-6 viser trykket målt ved alle fire trykktransduserne montert i utløpet av sugerøret. Figuren viser at trykket i de fire trykktransduserne er ved forskjellige nivåer. Dette kommenteres nærmere i Kapittel 5.1.

Figur 4-7 viser trykket målt i trykktransduser nr.3 på utløpet over ett sekund. Her ser man trykksvingninger fra 15 Hz på dellast opp til 25 Hz på overlast. Dette kommenteres nærmere i Kapittel 5.1.



Figur 4-6. Trykk målt ved fire trykktransdusere på sugerørsutløpet ved fire forskjellige driftspunkt ved  $n_{ED} = 0,183$ .



Figur 4-7. Trykk målt ved trykktransduser nr.3 i sugerørsutløpet ved fire forskjellige driftspunkt over 1 s ved  $n_{ED} = 0,183$ .

## **4.2 Frekvensanalyse av trykkmålingene**

Det er blitt utført sammenligninger av frekvensanalysen for trykkmålinger med lik  $n_{ED}$ . I tillegg er det sett på sammenligning av Rheingans-, bladplasserings-, løpehjuls- og løpeskovlfrekvensen.

Frekvensanalysen av trykkmålingene fra de 16 målepunktene på Hill-diagrammet er presentert i Vedlegg F. Her er frekvensanalysen av målepunktene med lik  $n_{ED}$  sammenlignet.

Alle grafene er plottet med relativ frekvens  $f/f_n$  [-] på x-aksen og trykkamplitude [Bar] på y-aksen. Relativ frekvens er relativ til turbinens omløpshastighet. Den relative frekvensen benyttes til å lettere kunne sammenligne resultatene fra alle testene som er blitt utført på modellen, selv med forskjellig omløpshastighet.

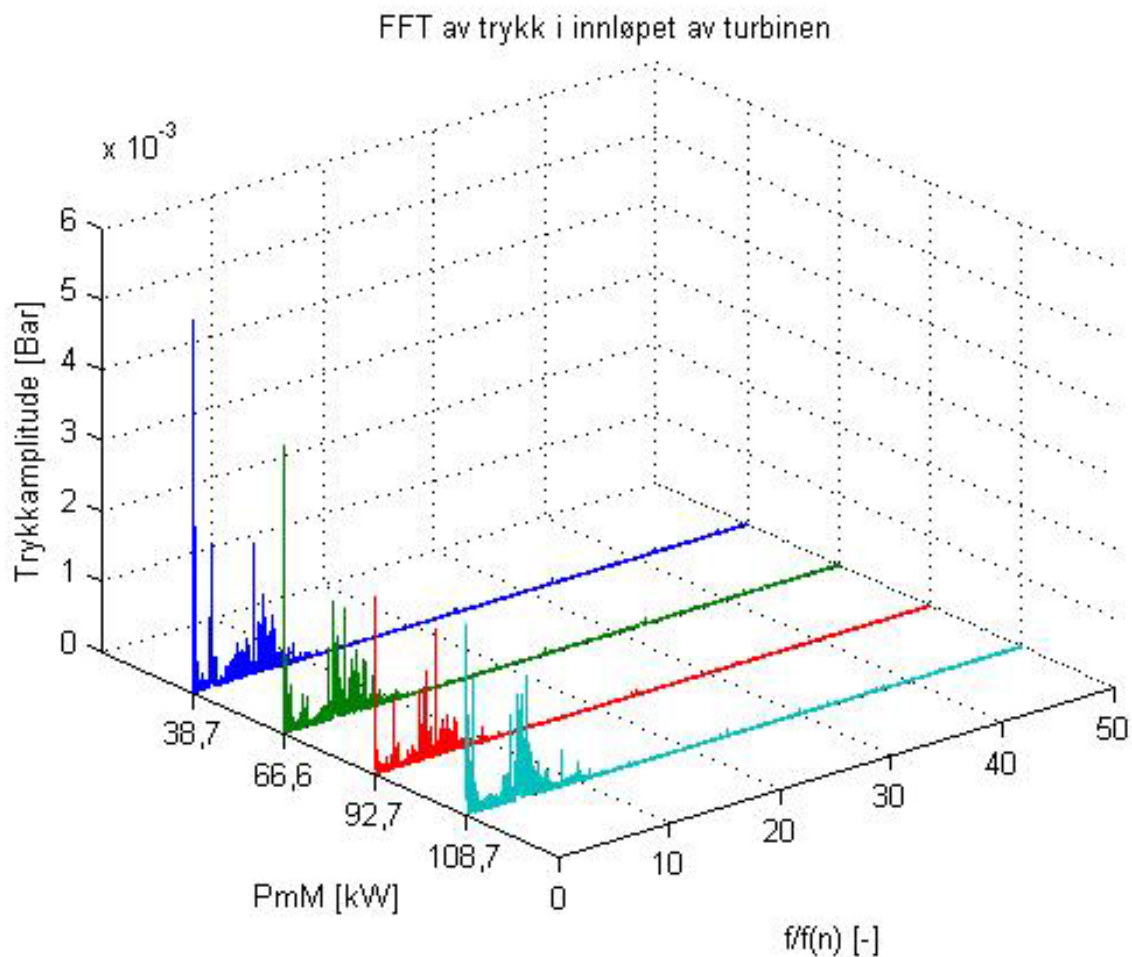
Det er i hovedsak fokusert på frekvenser fra  $f/f_n = 0$  til  $f/f_n = 50$ . Dette område inkluderer alle frekvensene presentert i Kapittel 2.3 og 2.4.



### 4.2.1 Frekvensanalyse av målingene ved $n_{ED} = 0,183$ .

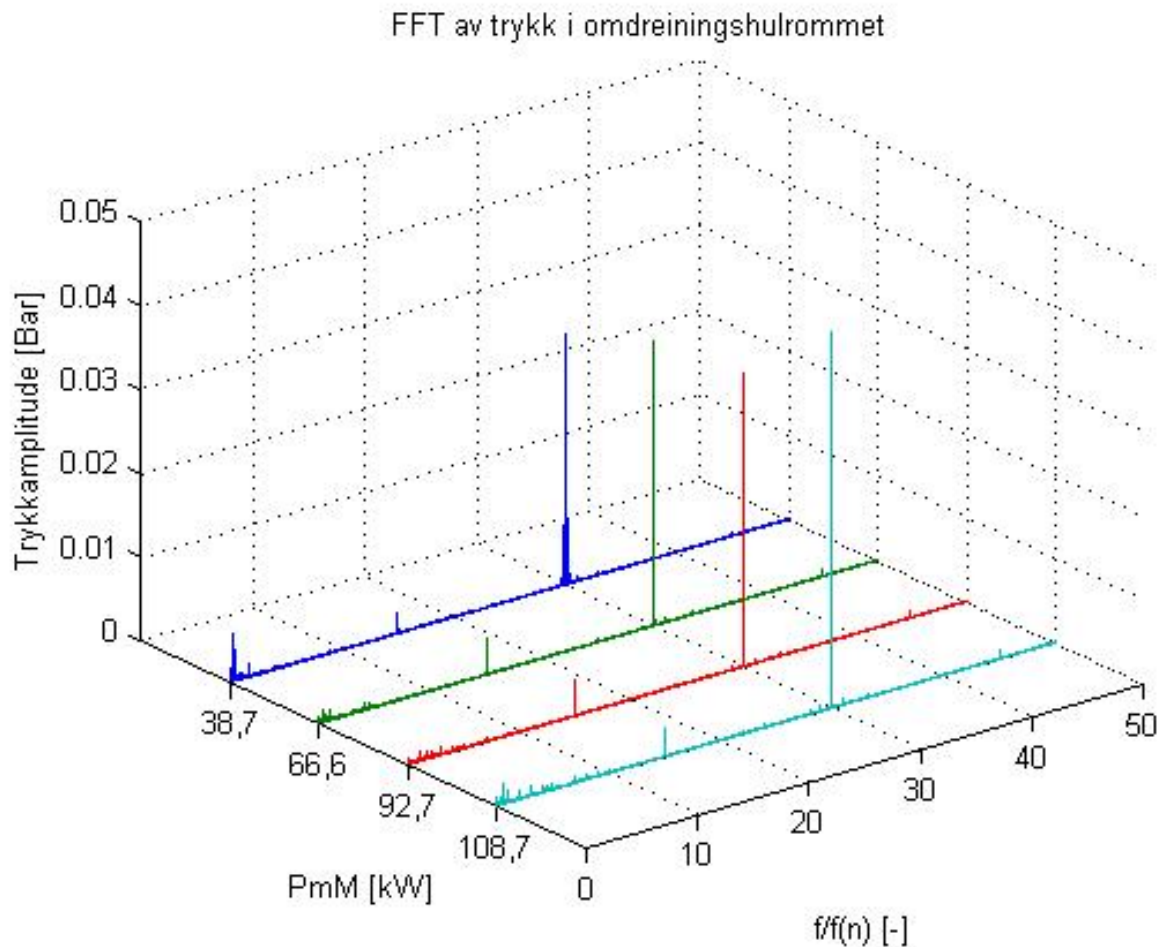
I dette delkapittelet presenteres frekvensanalysen av trykkmålingene ved konstant turtall  $n_{ED} = 0,183$  og konstant trykk  $H = 30$  m. De fire utvalgte driftspunktene er de samme som i Kapittel 4.1.

Figur 4-8 viser frekvensanalysen av trykket ved innløp til spiraltromma. Figuren viser mye støy ved frekvensene under  $f/f_n = 10$ . Dette kommenteres nærmere i Kapittel 5.2.



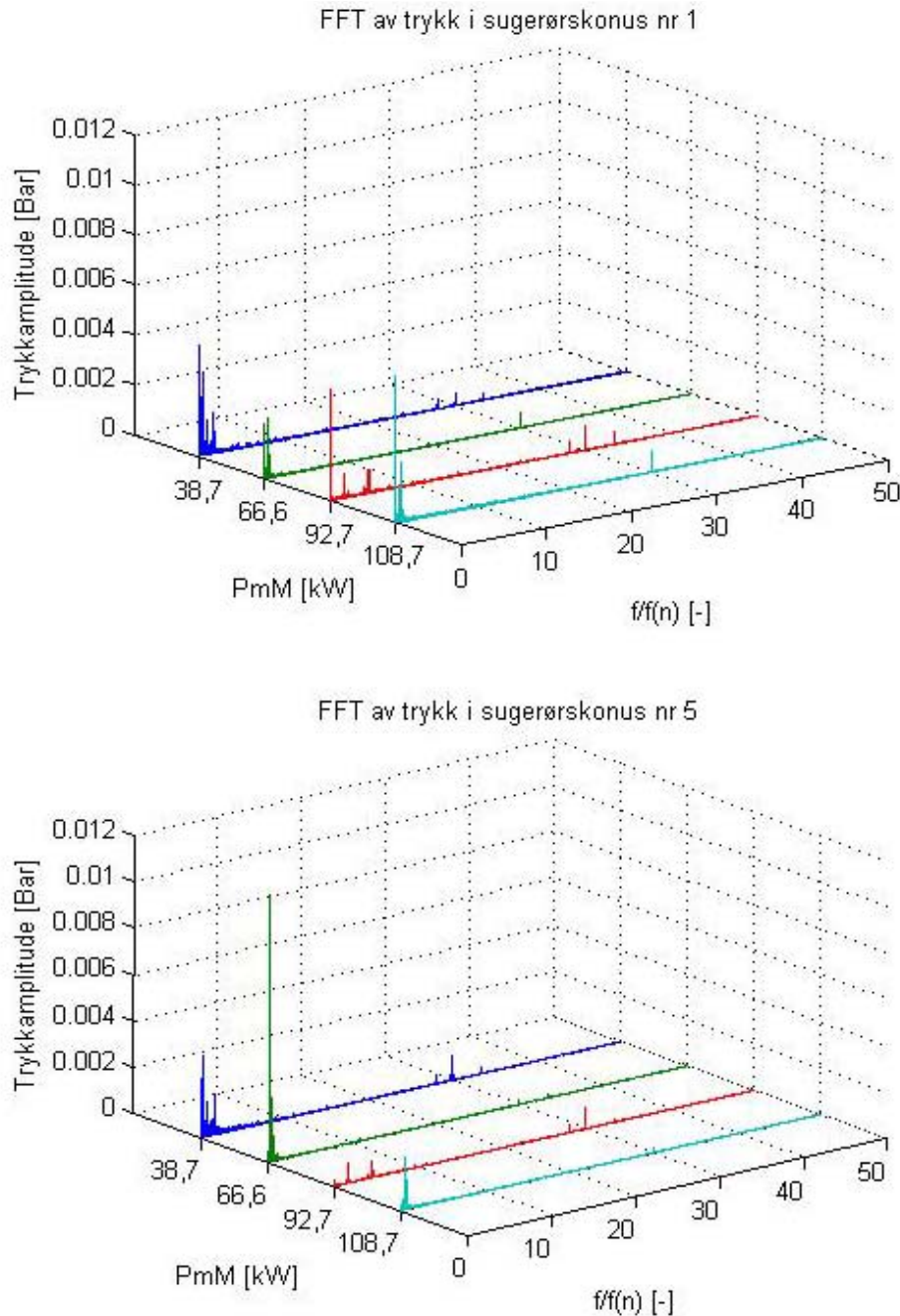
Figur 4-8. Frekvensanalyse av trykktransduseren montert på innløp til spiraltromma.

Figur 4-9 viser frekvensanalysen av trykket målt i omdreiningshulrommet. Legg spesielt merke til den høye amplituden ved  $f/f_n = 30$ . Amplitude ved denne frekvensen representerer løpeskovlfrekvensen. Figuren viser at trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen øker med økende volumstrøm. Dette kommer enda tydeligere fram av frekvensanalysen fra Hill-diagrammet, se Vedlegg F.

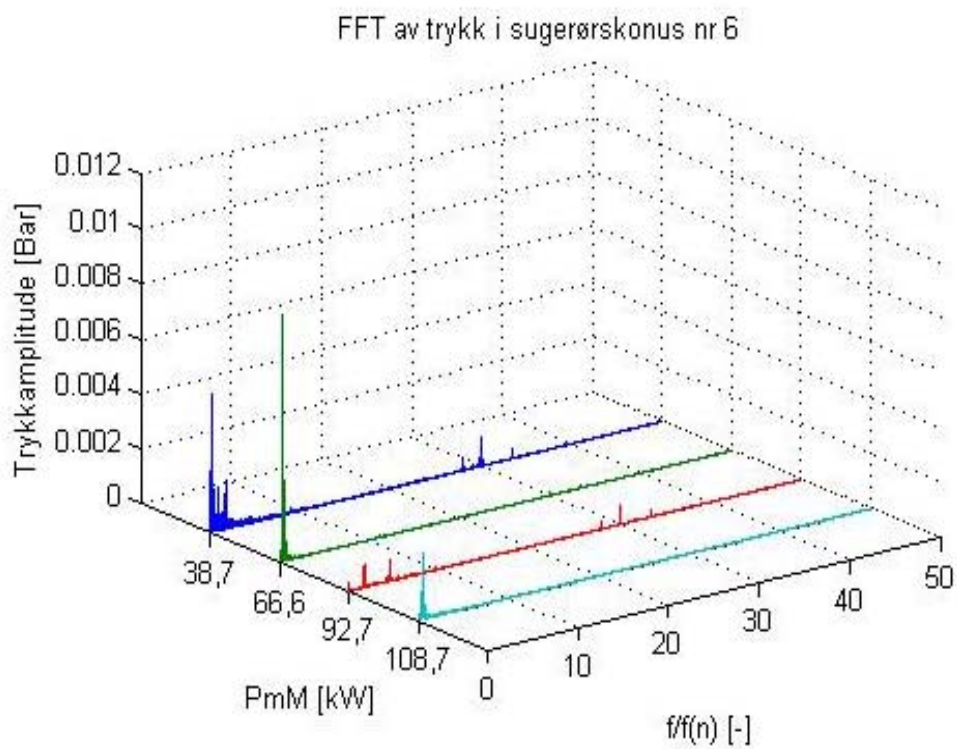
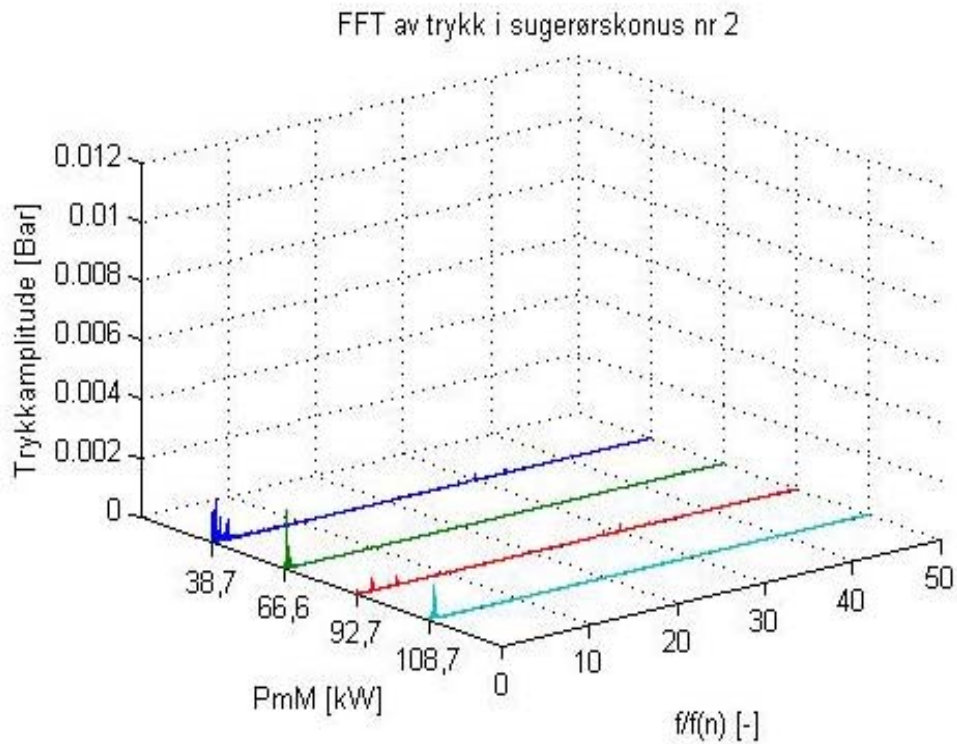


Figur 4-9. Frekvensanalyse av trykktransduseren montert i omdreiningshulrommet.

Figur 4-10 og Figur 4-11 viser frekvensanalysen av trykket målt i sugerørskonusen. Figurene viser at det er Rheingans-frekvensen som har høyest trykkamplitude i sugerørskonusen. Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen  $f/f_n = 30$  og bladplasseringsfrekvensen  $f/f_n = 28$  kan observeres for enkelte driftspunkt.

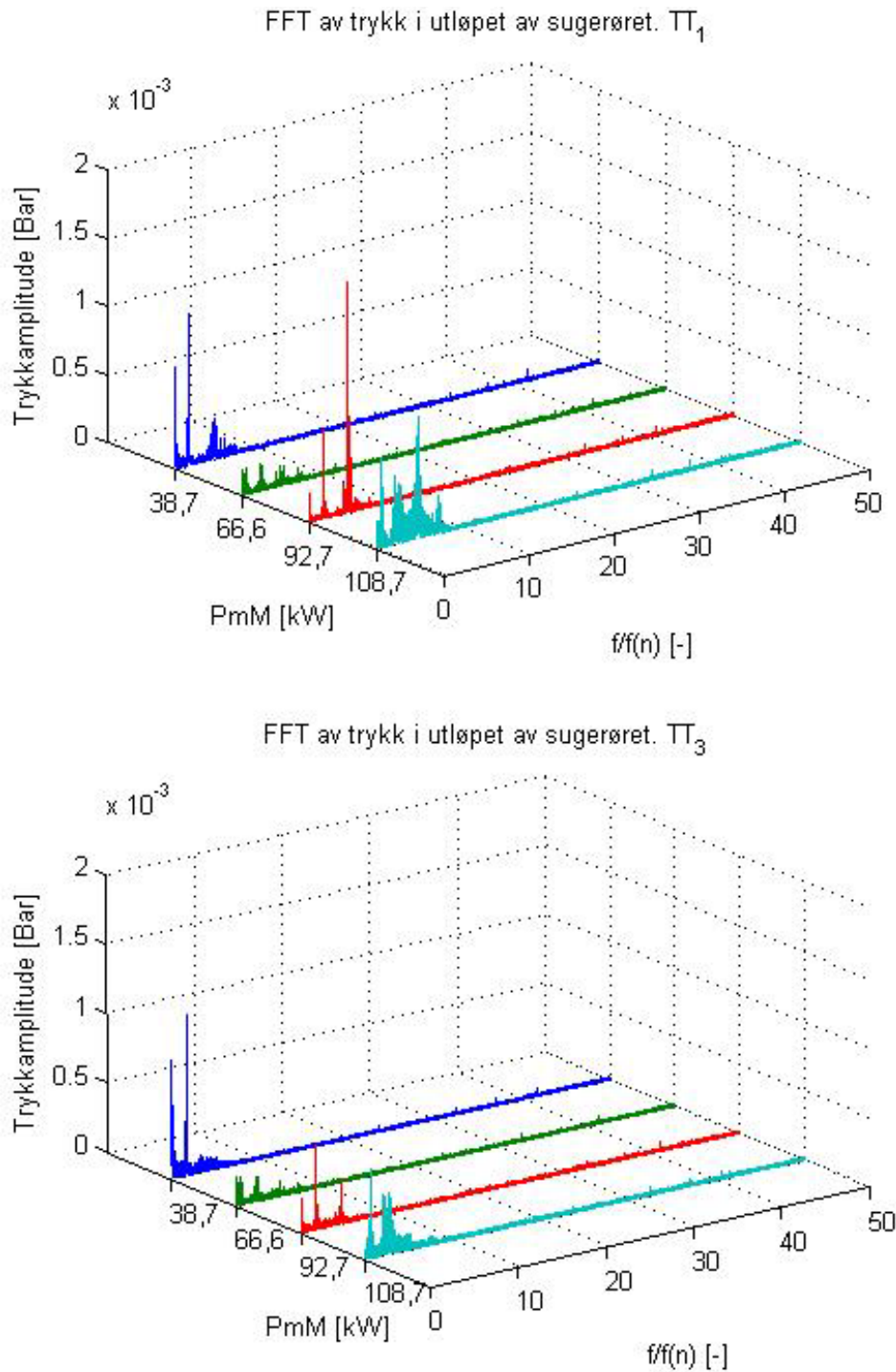


Figur 4-10. Frekvensanalyse av trykktransduser nr.1 og nr.5 på sugerørskonusen.

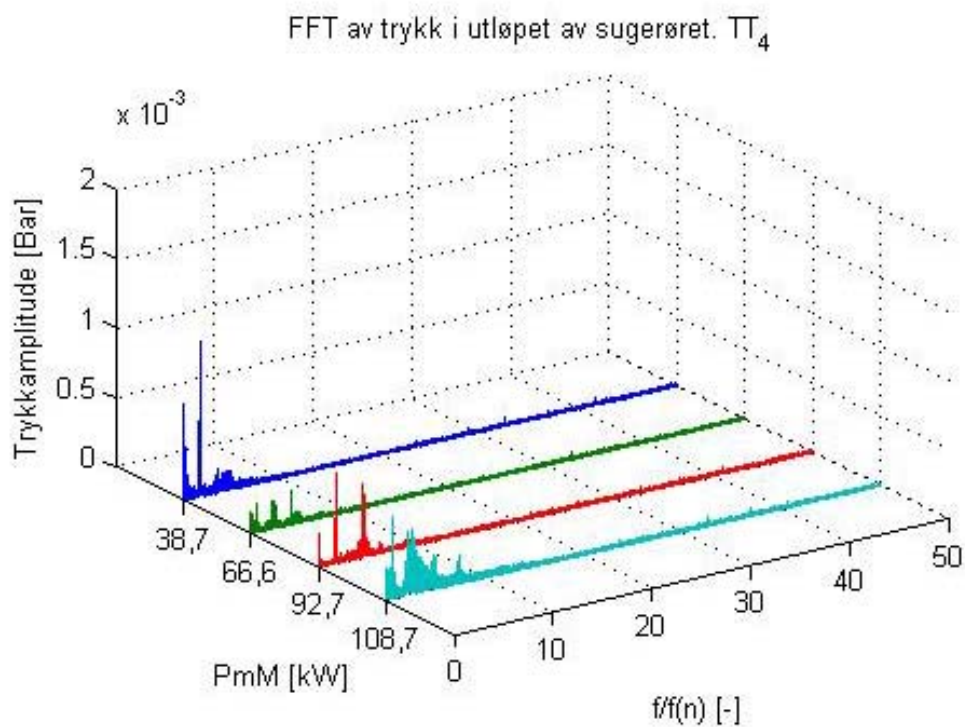
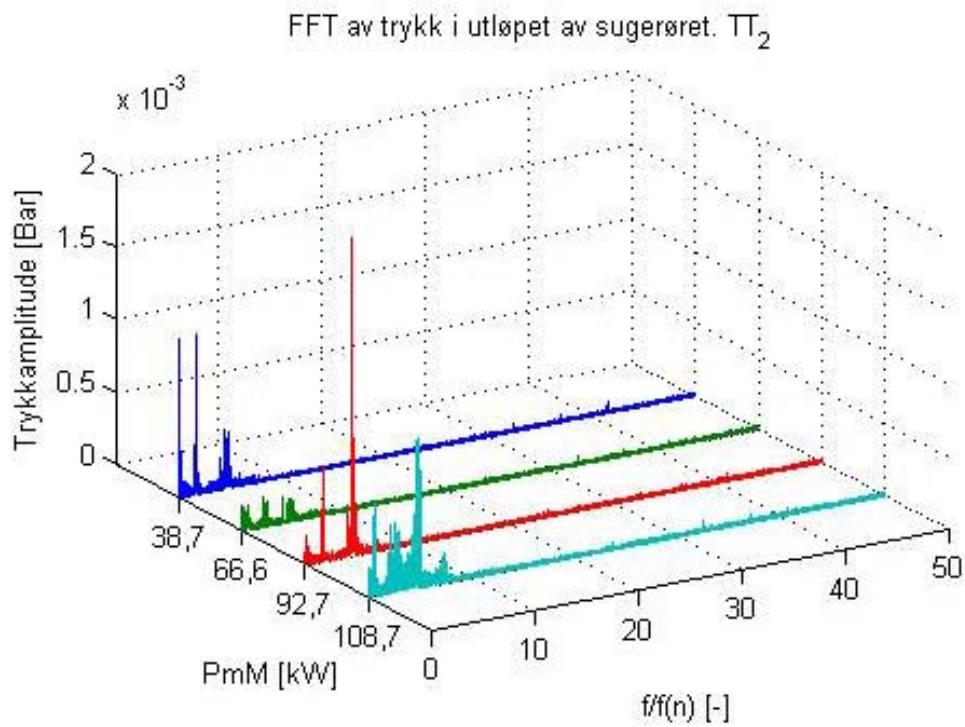


Figur 4-11. Frekvensanalyse av trykktransduser nr.2 og nr.6 på sugerørskonusen.

Figur 4-12 og Figur 4-13 viser frekvensanalysen av de fire trykktransduserne montert i sugerørsutløpet. Figuren viser høy amplitude ved Rheingans-frekvensen. Figuren viser også at det er mye støy ved frekvenser under  $f/f_n = 10$ .



Figur 4-12. Frekvensanalyse av trykktransduser nr.1 og nr.3 på sugerørsutløpet.



Figur 4-13. Frekvensanalyse av trykktransduser nr.2 og nr.4 på sugerørsutløpet.

## 4.2.2 Sammenligning av trykkamplituder ved spesifikke frekvenser

Det var ønskelig å se nærmere på hvordan trykkamplituden ved Rheingans-, bladplasserings-, løpeskovl- og løpehjulsfrekvensen endret seg over driftsområdet. Løpehjulsfrekvensen ble kun observert ved enkelte driftspunkt, og det ble ikke funnet noen tendens blant disse. Trykkamplituden ved Rheingans-, bladplasserings- og løpeskovlfrekvensen var dominerende for flere driftspunkt og er presentert under i Kapittel 4.2.2.1 til 4.2.2.3.

Grafene i dette kapittelet er plottet med mekanisk effekt modell  $PmM$  [kW] på x-aksen og trykkamplitude [Bar] fra frekvensanalysen på y-aksen.

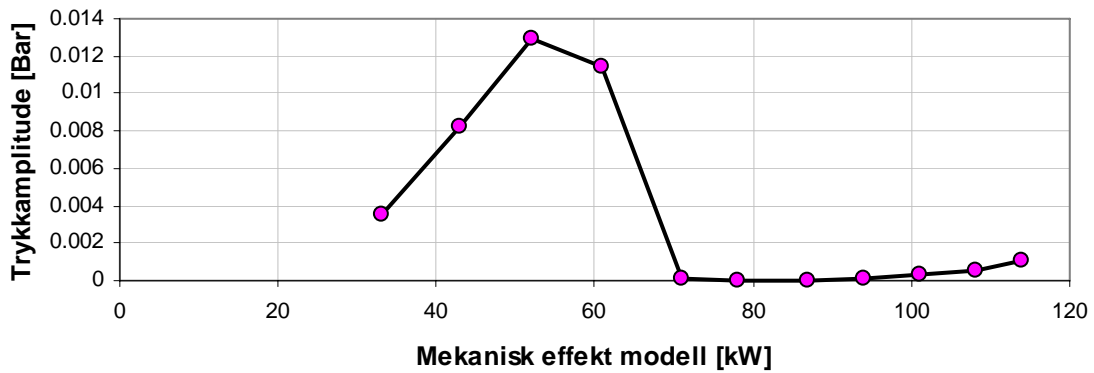
På grunn av unøyaktigheten i frekvensanalysen, som er nærmere forklart i Kapittel 3.3.2.2, er det viktig å ikke misbruke grafene som presenteres i dette kapittelet. Man bør kun benytte grafene til å sammenligne de forskjellige trykkamplitudene over driftsområde.

Da trykket ikke var konstant  $H = 30$  m for  $n_{ED} = 0,15$  og  $0,165$  er det valgt å ikke ta med resultatene fra disse måleseriene.

### 4.2.2.1 Rheingans-frekvensen

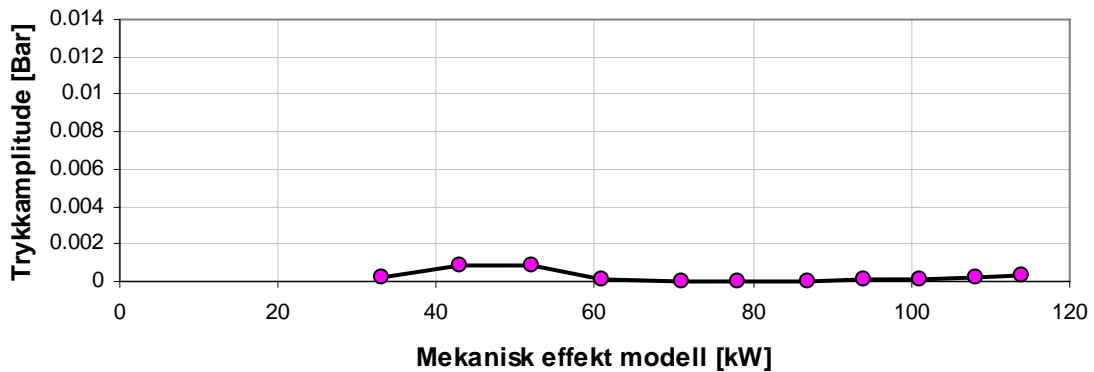
Rheingans-frekvensen ble observert ved alle trykktransduserne på riggen, men trykkamplituden varierte. Høyest amplitude ble funnet i sugerørskonusen, og lavest ved utløpet av sugerøret.

Figur 4-14 viser hvordan trykkamplituden ved Rheingans-frekvensen målt ved trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen forandrer seg over driftsområdet. Her er  $n_{ED} = 0,183$ . Trykkamplituden har tilsvarende form og amplitude ved de tre andre trykktransduserne montert på sugerørskonusen. Høyest amplitude finnes ved  $PmM = 50 - 60$  kW. Dette tilsvarer rundt 60 % last.



Figur 4-14. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen for trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen ( $n_{ED} = 0,183$ ).

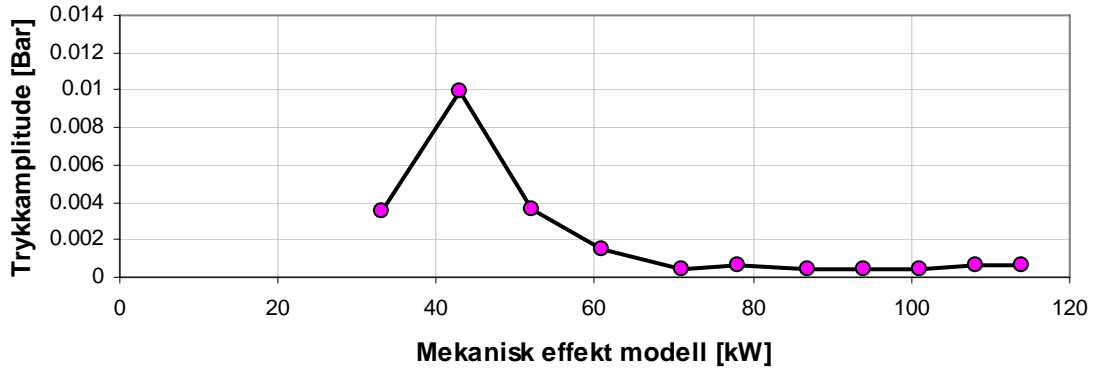
Figur 4-15 viser trykkamplituden ved Rheingans-frekvensen ved utløpet av sugerøret. Figuren viser at også ved utløpet er det en økende trykkamplitude ved dellast, men trykkamplituden her er ca ti ganger lavere enn trykkamplituden i sugerørskonusen. Tilsvarende tendens ble observert ved de tre andre trykktransduserne på utløpet av sugerøret.



Figur 4-15. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen for trykktransduser nr.1 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED} = 0,183$ ).

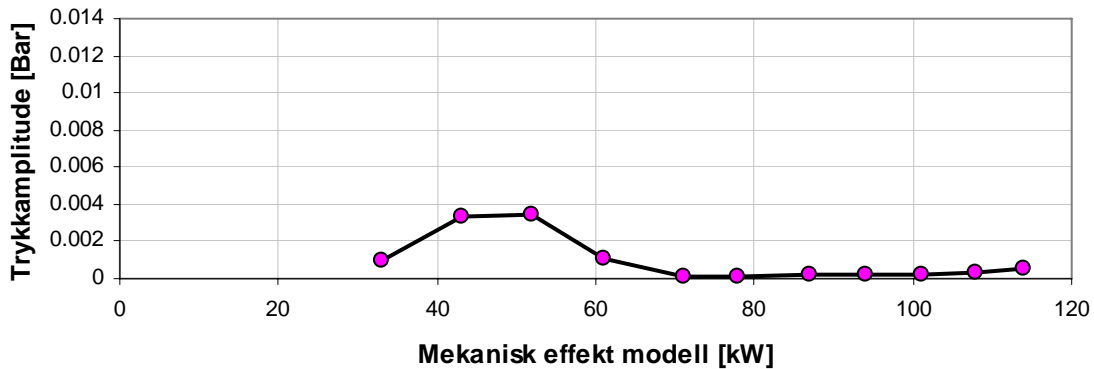


Trykkamplituden ved Rheingans-frekvensen for trykktransduseren montert i omdreiningshulrommet er vist i Figur 4-16.



Figur 4-16. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen for omdreiningshulrommet ( $n_{ED} = 0,183$ ).

Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen kunne også observeres ved innløp til spiraltromma, illustrert i Figur 4-17. Trykkamplituden her har samme form men lavere amplitude enn målingene i sugerørskonusen.

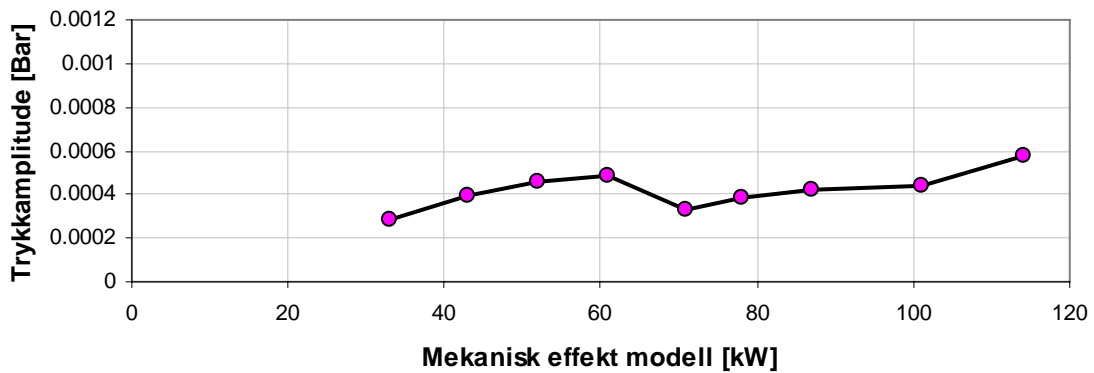


Figur 4-17. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen for innløp til spiraltromma ( $n_{ED} = 0,183$ ).

Resultatene for  $n_{ED} = 0,205$  og  $0,22$  viste samme tendens som resultatene for  $n_{ED} = 0,183$ , se Vedlegg G.

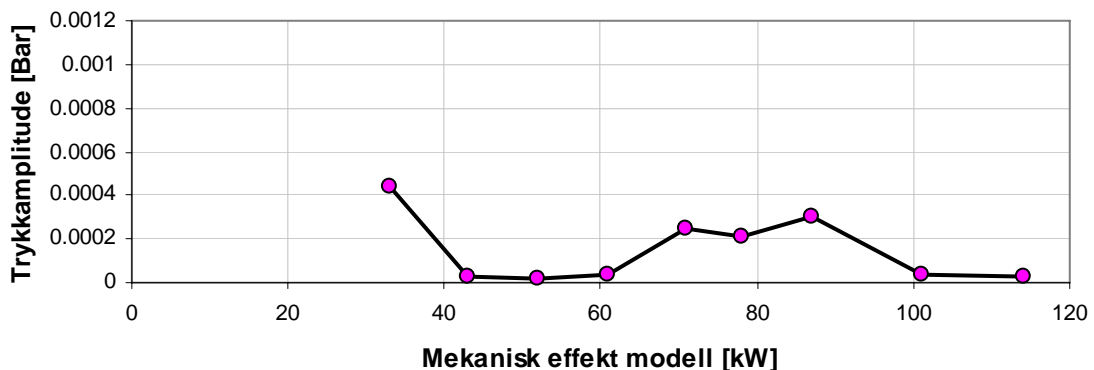
#### 4.2.2.2 Bladplasseringsfrekvensen

Bladplasseringsfrekvensen kunne ikke observeres i utløpet av sugerøret eller ved innløp til spiraltromma. I sugerørskonusen og omdreiningshulrommet ble den observert. Trykkamplituden var størst i omdreiningshulrommet, Figur 4-18. Av kan figuren det observeres en lett økende trykkamplitude ved økende effekt. Denne tendensen ble tydeligere observert av målingene for  $n_{ED} = 0,205$  og  $0,22$ , se Vedlegg H.



Figur 4-18. Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen i omdreiningshulrommet ( $n_{ED} = 0,183$ ).

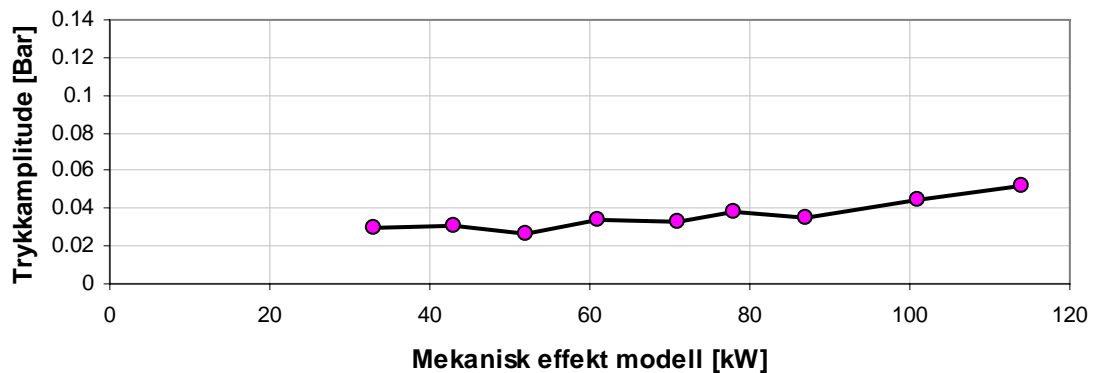
I sugerørskonusen var tendensen en annen, se Figur 4-19. Her er trykkamplituden størst rundt bestpunkt. Det kan også observeres en høy amplitude ved lav dellast.



Figur 4-19. Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen ved trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen ( $n_{ED} = 0,183$ ).

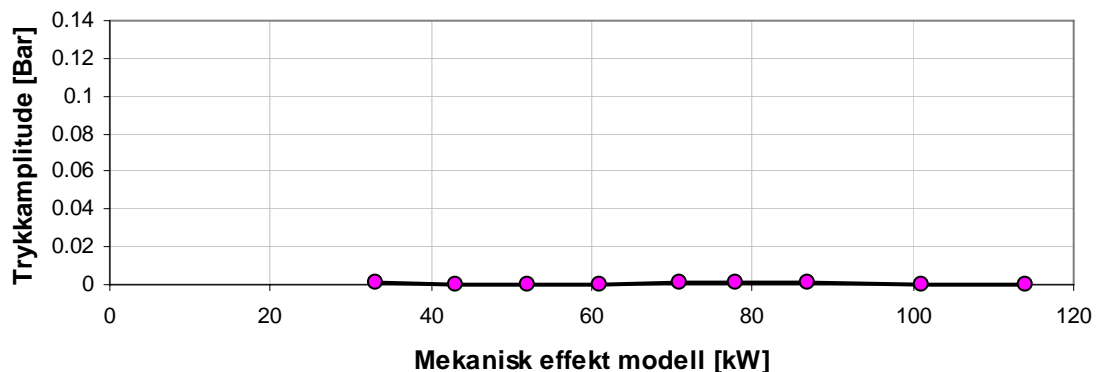
### 4.2.2.3 Løpeskovlfrekvens

Løpeskovlfrekvensen kunne ikke observeres i utløpet av sugerøret eller ved innløp til spiraltromma. Derimot var trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen spesielt høy i omdreiningshulrommet i forhold til de andre trykktransduserne. Figur 4-20 illustrerer trykkamplituden i omdreiningshulrommet. Grafen viser en økende amplitude ved økende effekt. Dette kom enda tydeligere fram fra målingene på Hill-diagrammet ved  $n_{ED} = 0,205$  og  $0,22$ , se Vedlegg I.



Figur 4-20. Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen i omdreiningshulrommet ( $n_{ED} = 0,183$ ).

Trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen ble også observert i sugerørskonusen, men med en mye lavere amplitude enn i omdreiningshulrommet, se Figur 4-21. Figuren viser en liten økning av trykkamplituden rundt 80 kW.



Figur 4-21. Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen for trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen ( $n_{ED} = 0,183$ ).

### **4.3 Virvelbilder tatt under målinger**

For å gi et bilde av hvordan strømmingen i sugerøret forandrer seg ved forskjellige driftspunkt er det plukket ut fire driftspunkt fra Hilldiagrammet, punkt 5, 6, 7 og 8, ved konstant trykk  $H = 30$  m og konstant turtall  $n_{ED} = 0,205$ . For  $n_{ED} = 0,205$  er  $n_g = 606$  o/min, og dette gir  $f_n = 10,1$  Hz. Volumstrømmen endres ved endring av ledeskovlåpningen,  $\alpha = 4^\circ, 7^\circ, 11^\circ$  og  $14^\circ$ . Disse fire driftspunktene representerer hele driftsområde til turbinen.

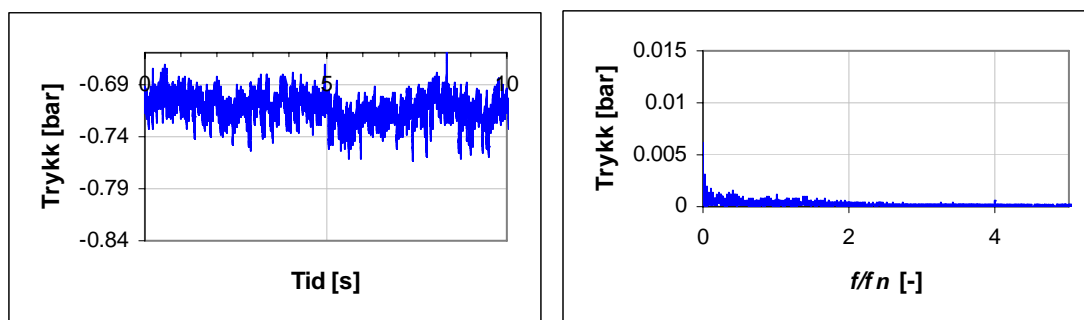
Hvert av de fire driftspunktene presenteres med et bilde av sugerørskonuss, trykk målt ved trykktransduser nr.5 på konusen og frekvensanalyse av trykket. Se Figur 4-22 til Figur 4-29.

Vedlegg J viser bilder ved alle 16 driftspunktene på Hill-diagrammet.

Punkt 5:



Figur 4-22. Bilde av sugerørskonusen ved trykktransduser nr.5 ( $\alpha = 4^\circ$ ).

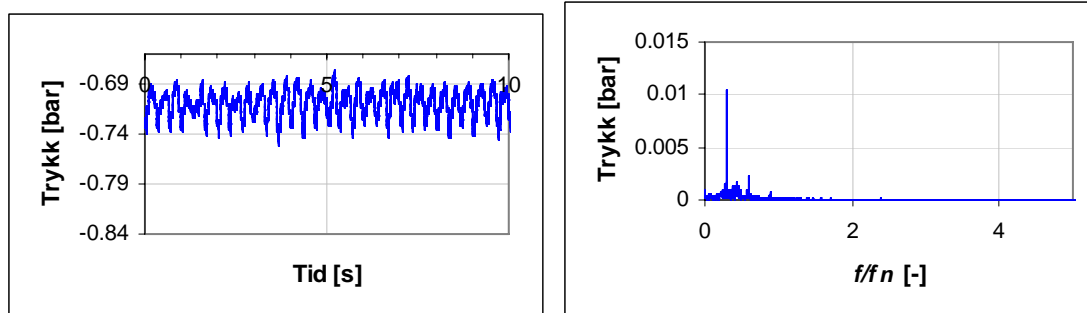


Figur 4-23 a) og b). Trykk målt i sugerøret (a) og frekvensanalysen av trykket (b) ved punkt 5.

**Punkt 6:**



**Figur 4-24.** Bilde av sugerørskonusen ved punkt 6 ( $\alpha = 7^\circ$ ).

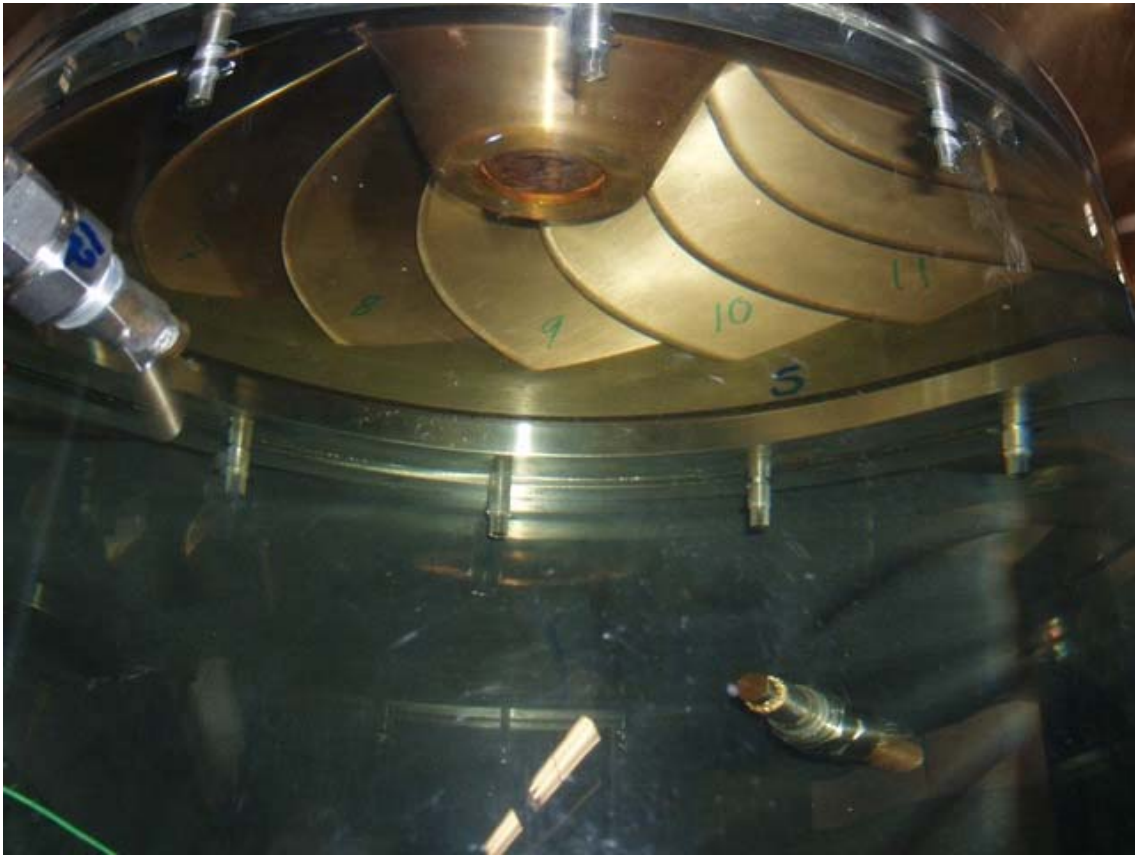


**Figur 4-25 a) og b).** Trykk målt i sugerøret (a) og frekvensanalysen av trykket (b) ved punkt 6.

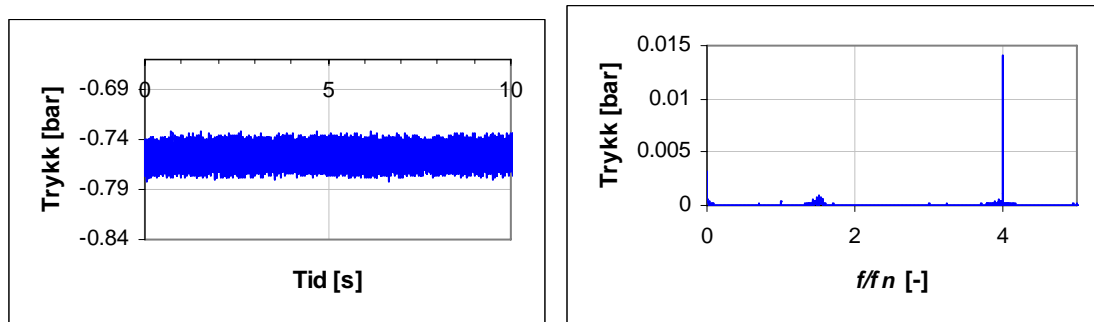
Punkt 5 og 6 representerer dellast. Ved punkt 5 er volumstrømmen lav og turtallet på generatoren relativt høy, som resulterer i kaos i sugerøret. Dette kan ses av trykkmålingen og av frekvensanalysen som ikke har noen distinkt trykkamplitude.

Bildet ved punkt 6 viser en typisk piskende sugerørsvirvel ved dellast. Frekvensen til denne virvelen tilsvarer Rheingans-frekvensen. Denne vises tydelig både av trykkmålingen og frekvensanalysen.

**Punkt 7:**



**Figur 4-26.** Bilde av sugerørskonusen ved punkt 7 ( $\alpha = 11^\circ$ ).

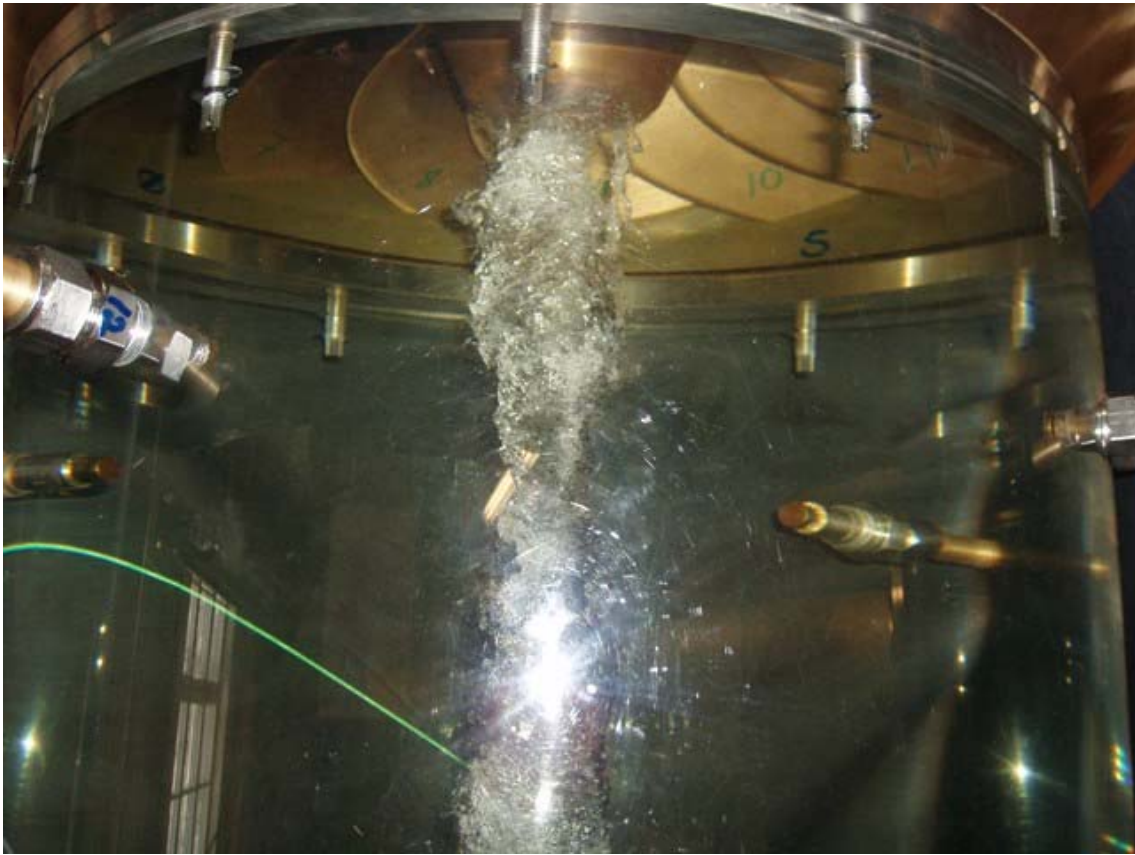


**Figur 4-27 a) og b).** Trykk målt i sugerøret (a) og frekvensanalysen av trykket (b) ved punkt 7.

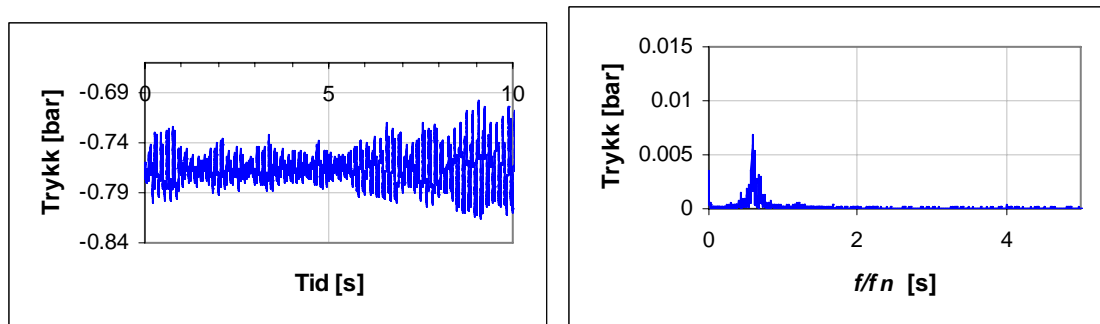
Punkt 7 er nært bestpunkt til turbinen. Bilde her viser ingen virvel i sugerøret, som også kan ses av trykkmålingen ved at det ikke er noen lavfrekvente svingninger der. Derimot finnes en høyfrekvens svingning på 40 Hz, som her vises i frekvensanalysen ved  $f/f_n = 4$ . Dette tilsvarer den elastiske svingningen mellom trykktank og turbin.



**Punkt 8:**



Figur 4-28. Bilde av sugerørskonusen ved punkt 8 ( $\alpha = 14^\circ$ ).



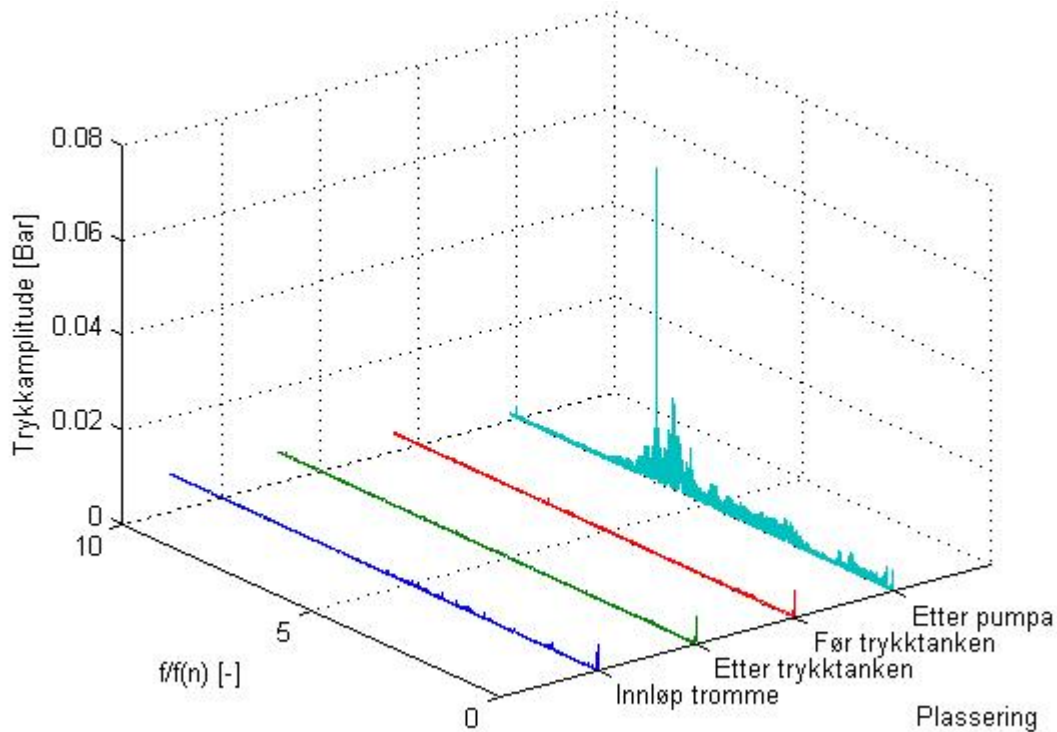
Figur 4-29 a) og b). Trykk målt i sugerøret (a) og frekvensanalysen av trykket (b) ved punkt 8.

Punkt 8 representerer overlast til turbinen. Her ser man den stående virvelen som oppstår ved overlast. Denne varierer i lengde og størrelse avhengig av driftspunkt ved overlast. Frekvensanalysen viser at frekvensen til virvelen ved overlast er noe høyere enn frekvensen til virvelen ved delast (*Rheingans-frekvensen*).

#### 4.4 Pumpens innvirkning på testriggen

Trykkpulsasjonene satt opp av pumpen finnes ved løpeskovel- og løpehjulsfrekvensen. Disse ble presentert i Kapittel 3.4. Ved en pumpetest ble det undersøkt om disse frekvensene forplantet seg helt fram til turbinen.

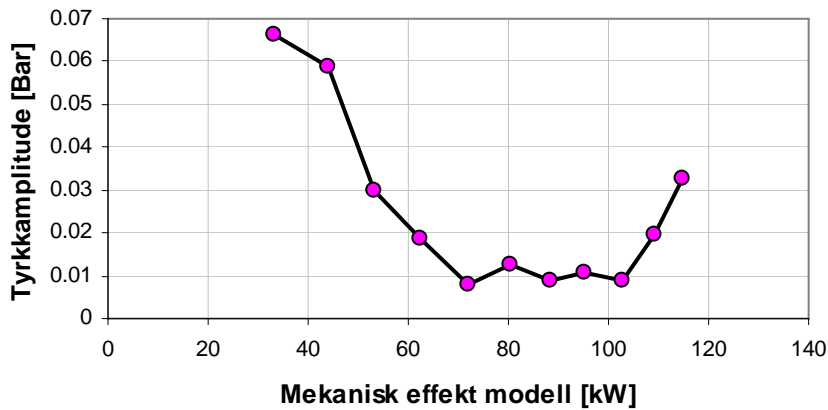
Figur 4-30 viser frekvensanalysen for de fire forskjellige trykktransduserne plassert på riggen under pumpetesten ved  $\alpha = 4^\circ$  for turbinen. Her ser man tydelig at allerede før trykktanken er trykkpulsasjonene forårsaket av pumpen dempet omtrent helt ut. Etter trykktanken kan man ikke se disse frekvensene i det hele tatt.



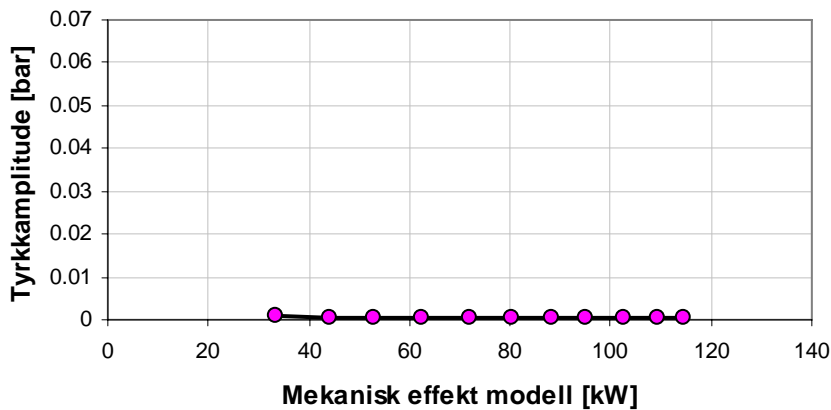
Figur 4-30. Frekvensanalyse av alle fire trykktransduserne ved  $\alpha = 4^\circ$ .

Frekvensanalyse ved ledeskovlåpning  $\alpha = 7^\circ$ ,  $10^\circ$  og  $13^\circ$  er presentert i Vedlegg K. Disse viser samme tendens som Figur 4-30.

Figur 4-31 og Figur 4-32 viser hvordan trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen endrer seg over driftspunkt for trykktransduseren etter pumpen og trykktransduseren etter trykktanken. Man ser tydelig at denne trykksvingningen ikke finnes ved målingene etter trykktanken.

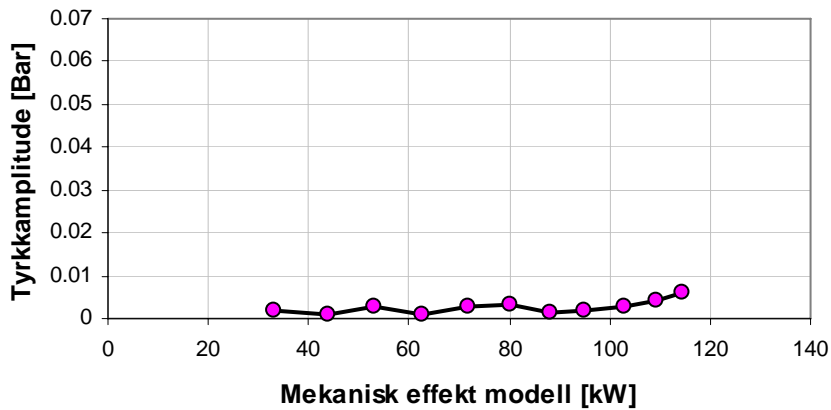


Figur 4-31. Løpeskovlfrekvensen for trykktransduser etter pumpen.

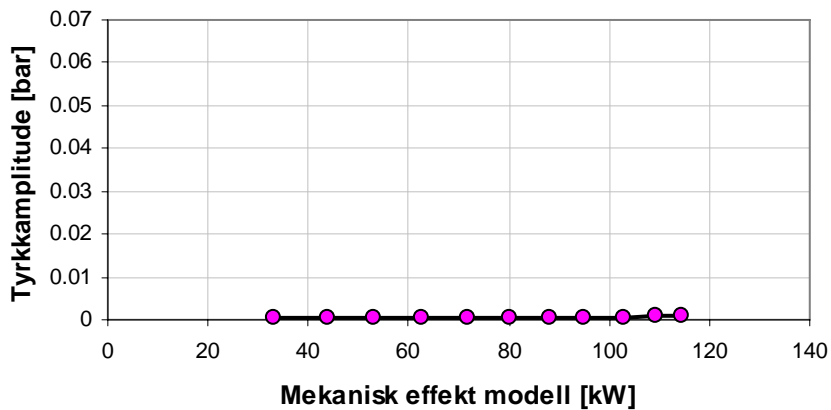


Figur 4-32. Løpeskovlfrekvensen for trykktransduser etter trykktanken.

Figur 4-33 og Figur 4-34 viser hvordan trykkamplituden ved løpehjulsfrekvensen endrer seg over driftspunkt for trykktransduseren etter pumpen og trykktransduseren etter trykktanken. Trykkamplituden ved løpehjulsfrekvensen er mindre enn løpeskiv-frekvensen. Denne trykksvingningen dempes også helt ut etter trykktanken.



Figur 4-33. Løpehjulsfrekvensen for trykktransduser etter pumpen.



Figur 4-34. Løpehjulsfrekvensen for trykktransduser etter trykktanken.

## 5 Diskusjon

### 5.1 Trykkmålinger

Trykkmålingene fra Hill-diagrammet og de punktene som er vist over i Kapittel 4 har i grovt sett samme tendenser. Disse er diskutert nedenfor.

#### Innløp og omdreiningshulrom

Hvis man sammenligner trykkforløpet i innløpet av spiraltromma og i omdreiningshulrommet er disse nokså forskjellig. Dette kan ses av Figur 4-1 og Figur 4-2 fra Kapittel 4.1. På innløpet av spiraltromma er det tydelige lavfrekvente svingninger. I omdreiningshulrommet derimot er det kun høyfrekvente svingninger som observeres. De lavfrekvente svingningene ved innløpet dempes ut gjennom spiraltromma, forbi stag- og ledeskovler, og kan derfor ikke ses på målingene i omdreiningshulrommet.

Den høyfrekvente svingningen i omdreiningshulrommet tilsvarer løpeskovlfrekvensen. Av Figur 4-2 kan det lese av en peak-to-peak amplitude på 0,1 Bar ved overlaster. Dette tilsvarer en trykksvingning på 1 m. Sammenlignet med trykksvingningen ved innløpet på 0,2 m, er denne ca fem ganger mindre enn den som registreres av trykktransduseren i omdreiningshulrommet.

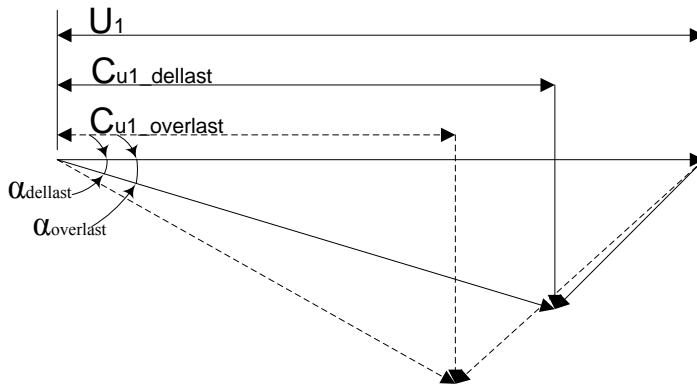
Figur 4-1 og Figur 4-2 viser også at trykket endres ved forskjellig driftspunkt. Ved innløpet av spiraltromma synker trykket med økende volumstrøm. Dette kommer av at det målte trykket er det statiske trykket. Ved økning av volumstrøm vil det dynamiske trykket også øke. For at det totale trykket skal konstant være  $H = 30$  m må da det statiske trykket synke. Se Ligning 5-1.

$$h_{total} = h_{statisk} + h_{dynamisk}$$

**Ligning 5-1**

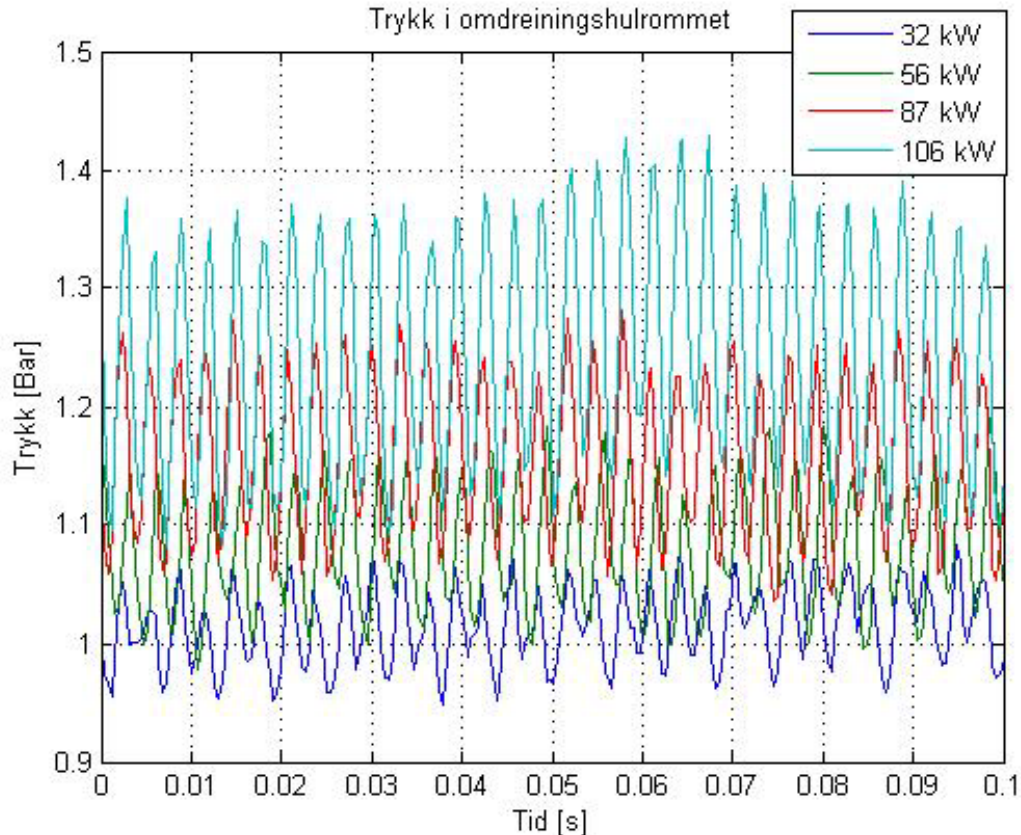
I omdreiningshulrommet derimot, øker trykket ved økende volumstrøm. Dette kommer av at ved delaster vil tangensialhastigheten  $c_{ul}$  øke når ledeskovlene dreies mot en mindre åpning. Dette fører til at den lokale absolutte hastigheten vil øke og dermed minker

trykket. Altså vil det målte trykket i omdreiningshulrommet øke ved større ledeskovlåpningen. Dette er illustrert i Figur 5-1.



**Figur 5-1. Hastighetsdiagram for dellast og overlast.**

Figur 5-2 er hentet fra Vedlegg E og viser trykket i omdreiningshulrommet for  $n_{ED} = 0,22$ . Figuren viser tydelig at peak-to-peak amplituden øker med økende effekt. Dette kommer av at trykkpulsasjonene er avhengig av volumet i omdreiningshulrommet, se Kapittel 2.3. Når ledeskovlene åpnes, vil omdreiningshulrommet bli mindre og dermed øker trykkpulsasjonene. Samme tendens ble funnet i frekvensanalysen, se Kapittel 5.2.



Figur 5-2. Trykk målt i omdreiningshulrommet ved fire forskjellige driftspunkt vist over 0,1 s ved  $n_{ED} = 0,22$ .

### Sugerørskonus

Av Figur 4-4 fra Kapittel 4.1 ble det observert at trykket ved trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen synker ved økende volumstrøm. Dette støttet teorien angående statisk og dynamisk trykk som nevnt over. Her vil altså trykket ikke påvirkes av en lokal økende hastighet, slik som i omdreiningshulrommet.

Figur 4-4 viser også tydelige lavfrekvente svingninger både ved dellast og ved overlast. Frekvensen ved dellast tilsvarer Rheingans-frekvensen (ca 3 Hz) og er noe lavere enn frekvensen ved overlast (ca 5 Hz). Frekvensen ved overlast vil endres fra modell til prototyp, mer enn Rheingans-frekvensen ved dellast. Dette kommer av at frekvensen ved overlast tilsvarer egenfrekvensen til den kompressible, kaviterte virvelen som oppstår ved overlast. Egenfrekvensen til den kaviterte virvelen avhenger av trykkfordelinga i vannet

og størrelse og form på sugerør. Dette gjør at frekvens og amplitude vil være svært komplisert å forutse for en prototyp ut i fra en modelltest.

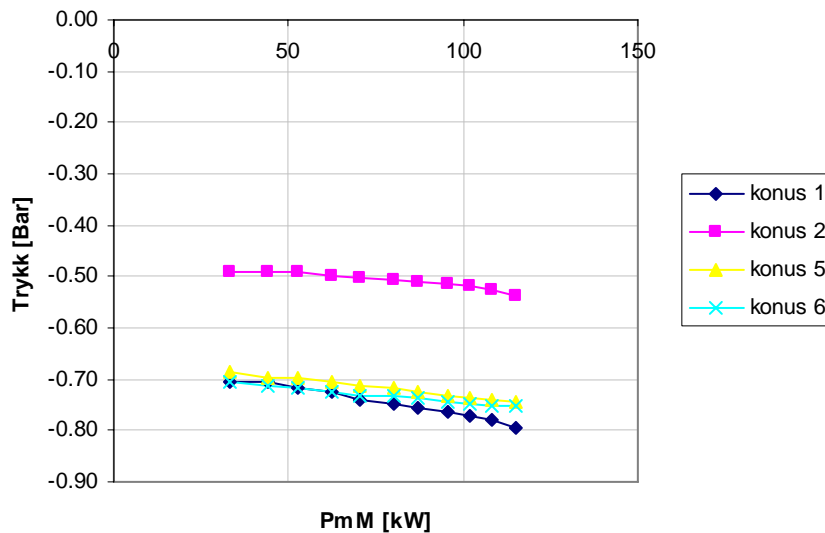
Peak-to-peak amplituden ved dellast er større enn ved overlaster. Dette kommer av at sugerørsvirvelen har større volum og roterer nærmere sugerørsveggen ved dellast. Dette gjør at det lave trykket i virvelen kommer nærmere trykktransduseren, og trykktransduseren vil registreres som et lavere trykk enn hvis virvelen stod i ro midt i sugerøret. Selv om trykket i dellastvirvelen kan være det samme som ved overlastervirvelen, vil trykket som registreres i trykktransduseren være lavere.

Nært bestpunkt for  $n_{ED} = 0,183$  kan det observeres en svak trykksvingning rundt 15-20 Hz. Kilden til denne trykksvingningen er ikke kjent. Den samme tendensen ble observert ved de 16 målepunktene fra Hill-diagrammet. Dette tyder på at svingningen er uavhengig av de roterende komponentene og kan tilskrives elastiske svingninger eller egenfrekvenser i systemet.

På grunnlag av Figur 4-5 i Kapittel 4.1 ble det oppdaget en kalibreringsfeil ved trykktransduser nr.2 på sugerørskonusen. Denne viste for høyt trykk i forhold til trykket fra trykktransduser nr.1 på samme nivå på sugerørskonusen. Man vet fra teorien i Kapittel 2.2 at trykket ved nr.5 og nr.6 skal være høyere enn trykket ved nr.1 og nr.2. Det ble planlagt å utføre ny kalibrering etter målingene var utført. Dessverre ble denne trykktransduseren skadet av vanninntregning, og sendt tilbake til leverandør etter målingene. Dermed ble det ikke mulig å gjennomføre en ny kalibrering, og det ble valgt å se bort fra målingene fra denne trykktransduseren i analysen av målingene.



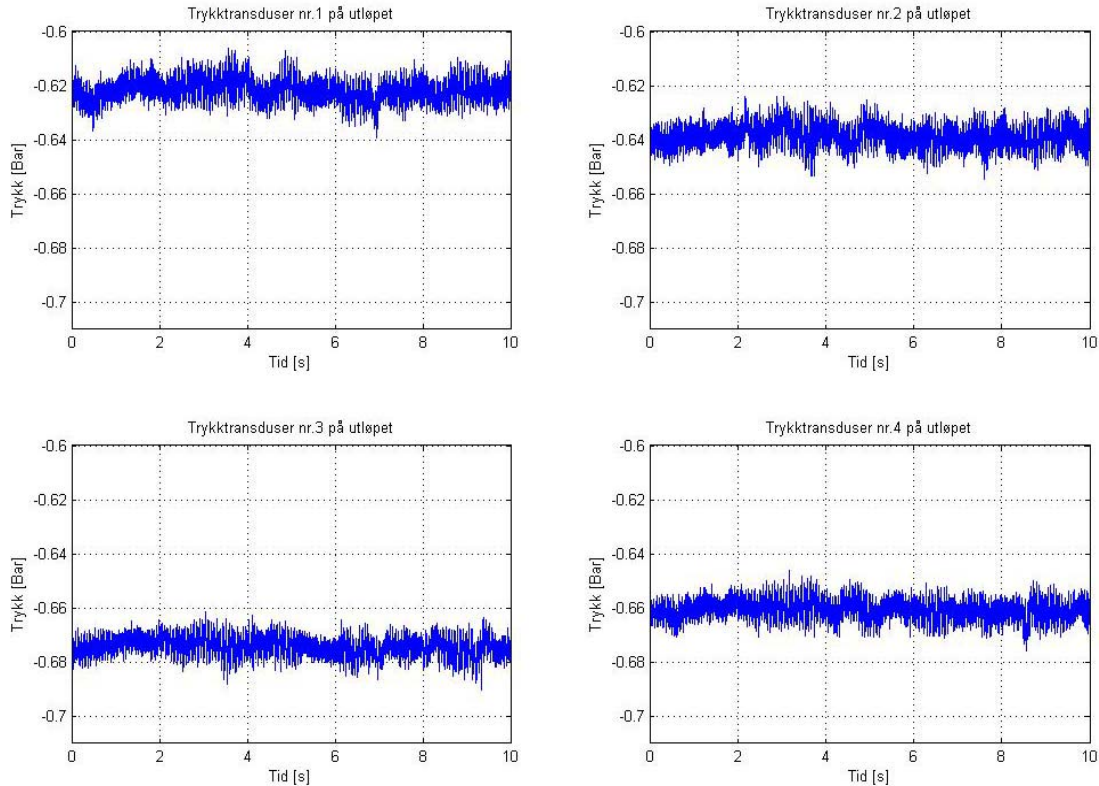
Figur 5-3 indikerer også kalibreringsfeilen ved trykktransduser nr.2 på sugerørskonusen. Figuren viser gjennomsnittsverdien av trykket for hver av de fire trykktransduserne plassert på sugerørskonusen. Trykket fra trykktransduser nr.2 skal etter teorien ligge på samme nivå trykket fra nr.1, men her ser men tydelig at trykket målt ved trykktransduser nr.2 er for høyt.



Figur 5-3. Gjennomsnittlig trykk målt i fire trykktransduser ved sugerørskonusen.

### Sugerørsutløp

Hvis man sammenligner trykket målt ved de fire forskjellige trykktransduserne på utløpet av sugerøret er et mulig å observere at trykkene ligger på litt forskjellige nivåer, se Figur 5-4. Dette kommer av plasseringen av trykktransduserne, beskrevet Kapittel 3.1.3. Trykktransduser nr.1 er plassert på undersiden av sugerøret og trykktransduser nr.3 er plassert på oversiden. Av figuren kan det leses av en trykkforskjell på ca 0,6 m mellom trykktransduser nr.1 og nr.3. Dette stemmer godt overens med høydeforskjellen mellom disse trykktransduserne.



**Figur 5-4. Trykk målt ved trykktransduserne på utløpet av sugerøret ved  $n_{ED} = 0,183$ . Delt opp i fire plot; ett for hver trykktransduser.**

Ved sammenligning av trykkgjenvinningen fra sugerørskonusen til utløp av sugerøret, kan det observeres at trykkgjenvinningen ved dellast ( $\alpha = 4^\circ$ ) er lavere enn ved bestpunkt og overlast ( $\alpha = 10^\circ - 14^\circ$ ). Gjennomsnittsverdier av trykket viser en trykkgjenvinning på 0,005 Bar ved dellast og 0,04 Bar ved overlast. Økning av trykkgjenvinning ved bestpunkt og overlast skyldes at sugerørsvirkningsgraden er bedre her enn ved dellast.

Figur 4-5 og Figur 4-7 viser at signalet fra PTX-ene ved sugerørsutløpet har mer støy i forhold til signalet fra Kulite-ene på sugerørskonusen. Støy kan komme fra to faktorer. Målestøy fra omkringliggende elektriske komponenter eller støy forårsaket av turbulent strømning. Turbulent strømning er avhengig av Reynoldstallet, se Ligning 2-20 i Kapittel 2.5.1. For strømningen i sugerørskonusen og -utløpet antas det at Reynoldstallet er i samme størrelsesorden, og at mer turbulent strømning ikke er årsaker til mer støy i utløpet. Det antas derfor at PTX-trykktransduserne er mer følsom ovenfor omkringliggende elektriske komponenter enn Kulite-trykktransduserne.

## 5.2 Frekvensanalyse av trykkmålingene

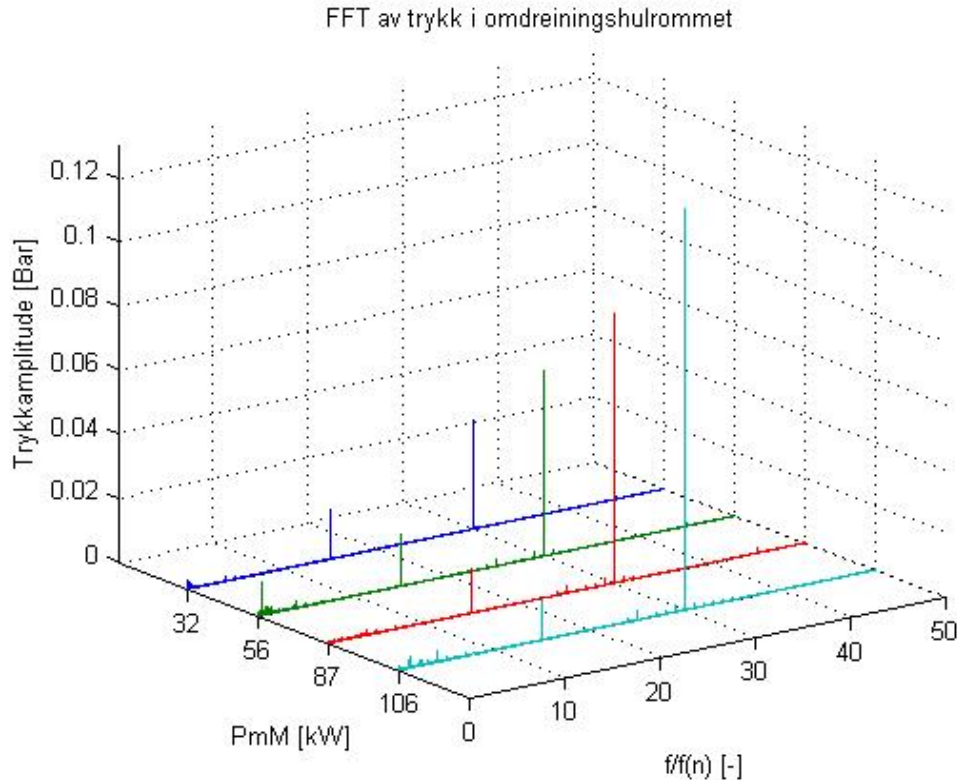
Frekvensanalysen av målingene ved  $n_{ED} = 0,183$  og de 16 andre målepunktene på Hill-diagrammet viser i store trekk samme tendens. Disse vil bli diskutert i dette delkapittelet.

Frekvensanalysen bekrefter flere av trykksvingningene som allerede er funnet fra trykkmålingene, men den gir også et mer detaljert bilde over trykksvingningene.

### Innløp og omdreiningshulrom

Av frekvensanalysen ved innløpet til spiraltromma kan det observeres en del støy rundt frekvensene  $f/f_n = 0-10$ . Dette stammer fra spektrallekkasje og er derfor vanskelig å tilskrives noen spesiell kilde. Sugerørsvirvelen ved dellast er så kraftig at Rheingansfrekvensen også kan observeres ved innløpet til spiraltromma.

Figur 5-5 er hentet fra Vedlegg F og viser frekvensanalysen av trykket målt i omdreiningshulrommet ved  $n_{ED} = 0,22$ . Her ser man tydelig at trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen  $f/f_n = 30$  øker med økende volumstrøm, slik som diskutert i Kapittel 5.1.  $\frac{1}{2}$ .harmonien og 2.harmonien ved henholdsvis  $f/f_n = 15$  og  $60$  ble også observert. 2.harmonien vises ikke på figuren.



**Figur 5-5. Frekvensanalyse av omdreiningshulrommet ved  $n_{ED}=0,22$ .**

Trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen i omdreiningshulrommet er høyest av alle observerte trykkamplituder under modellmålingene, også høyere enn ved Rheingans-frekvensen. Dette stemmer ikke overens med teorien som sier at Rheingans-frekvensen ofte har den største trykkamplituden. Den høye trykkamplituden antas å komme av plasseringen av trykktransduseren i omdreiningshulrommet. For hver gang en løpeskovl passerer trykktransduseren, oppstår et oppstuvingsstrykk ved innløpet av skovlen. Dette oppstuvingsstrykket er størst rett ved innløpet av skovlen og minker utover. Jo nærmere trykktransduseren plasseres innløpet av løpehjulsskovlene, desto høyere trykk vil bli registrert. Dette antas å være årsaken til den høye trykkamplituden målt i omdreiningshulrommet, og at de store trykkpulsasjonene i omdreiningshulrommet ikke er skadelig for turbinen.

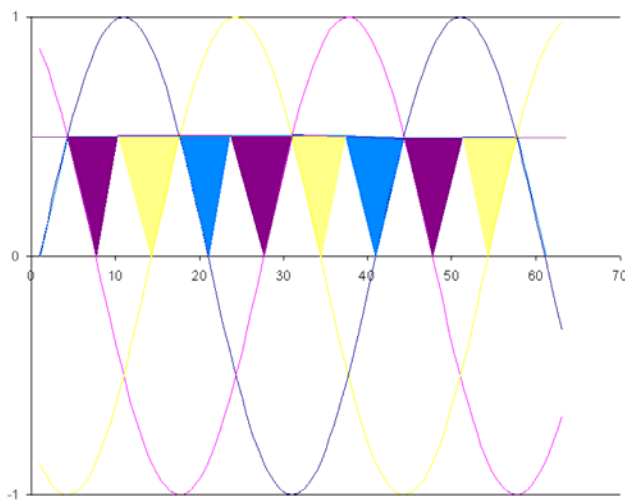
Selv om trykkamplituden var svært høy i omdreiningshulrommet ble ikke en distinkt lyd observert, slik som Oftebro og Lønning (1967) diskuterer. Dette kan bekrefte teorien om

at trykktransduseren i omdreiningshulrommet er plassert for nært innløpet av løpehjulet, og at trykkamplituden ved løpeskivfrekvensen er for høy i forhold til andre frekvenser.

### Sugerørskonus og -utløp

For frekvensanalysen av sugerørutløpet kunne det observeres mye støy under  $f/f_n = 10$ . Dette tilsvarer trykksvingningene fra 15 Hz ved dellast opp til 25 Hz på overlast som ble funnet i trykkmålingene ved sugerørskonusen, se Kapittel 5.1. Denne energien er spedt over flere frekvenser og kan derfor ikke tilskrives noen spesiell kilde.

Både i sugerørskonusen og utløpet av sugerøret ble det observert trykkamplitude ved  $f/f_n = 33,3$  (300 Hz) ved enkelte driftspunkt. Denne trykksvingningen viser seg å være uavhengig av turtallet og tilsvarer 6.harmonien til nettfrekvensen. En forklaring til at 6.harmonien til nettfrekvensen har høyere amplitude enn nettfrekvensen selv ble diskutert i Kobro (2006). Kobro utførte et modellforsøk ved samme laboratorium, og mener en mulig kilde til denne frekvensen er frekvensomformerer. Både pumpemotor og generator er likestrømsmaskiner koblet til en likeretter. Ved en tre-fase vekselstrøm inn på likeretteren vil man få seks dipper per periode vekselstrøm, se Figur 5-6. Dette tilsvarer seks ganger nettfrekvensen, altså 300 Hz. Se nærmere forklaring i Kobro (Kapittel 4.2, 2006).



**Figur 5-6. Trefase likeretter. Hver fase vil forårsake to dipper i likestrømsspenningen per sinusperiode.**

## 5.2.1 Sammenligning av trykkamplituder ved spesifikke frekvenser

### Rheingans

Rheingans-frekvensen var tydeligst i sugerørskonusen, men ble også funnet i utløpet av sugerøret og ved innløpet til spiralrommet. Trykkamplituden var tydelig størst i sugerørskonusen. Dette stemmer godt overens med teorien om at det er sugerørsvirvelen som setter opp trykksvingningen. Videre var amplituden minst ved utløpet av sugerøret.

Tendensen i trykkamplitude ved økende effekt var den samme for alle trykktransduserne, med økende trykkamplitude ved dellast og minst rundt bestpunkt. Størst trykkamplitude ved Rheingans ble funnet rundt 60 % last, som tilsvarer rundt 55 kW. Dette støtter tidligere antatte teorier presentert i Kapittel 2.3.

Trykkamplituden ved Rheingans-frekvensen er større rundt 60 % last enn ved lav dellast rundt 35 % last. Dette kommer av at sugerørsvirvelen har større volum og roterer med en større radius inne i sugerøret ved høy dellast mer enn lav dellast. Dermed vil det lave trykket i virvelen komme nærmere trykktransduseren og trykksvingningen vil registreres som større.

### Bladplasseringsfrekvensen

Bladplasseringsfrekvensen ble observert med høyest trykkamplituden i omdreiningshulrommet. Frekvensen ble også observert i sugerørskonusen, men med en lavere amplitude. Den kunne ikke ses på innløpet til spiralrommet eller i utløpet av sugerøret.

I Kapittel 2.3 ble det presentert to mulige kilder til trykkpulsasjonene ved bladplasseringsfrekvensen. Det ene teorien sier at trykkamplituden øker når avstanden mellom ledeapparat og løpehjulsskivl minker. Dette tilsier at amplituden skal øke med økende volumstrøm. Den andre teorien sier at amplituden øker når trykkgradienten i vaken bak ledeskivlene øker. Figur 4-18 av trykkamplituden ved bladplasseringsfrekvensen i omdreiningshulrommet bekrefter den første teorien.

Trykkamplituden ved bladplasseringsfrekvensen målt i sugerørskonusen kan derimot ikke forklares med noen av disse teoriene og ser ut til å ikke ha noen generell tendens.

### **Løpeskovlfrekvensen**

Høyest amplitude ved løpeskovlfrekvensen ble funnet i omdreiningshulrommet, som diskutert i Kapittel 5.1 og 5.2. Trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen ble også funnet ved innløpet til spiraltromma og i sugerørskonusen, men her med en mye mindre amplitude. Løpeskovlfrekvensen ble ikke observert ved utløpet av sugerøret. Sammenligning av trykkamplituden fra frekvensanalysen ved omdreiningshulrommet, innløpet av spiraltromma og sugerørskonusen viser at trykkamplituden ved innløpet og i sugerørskonusen ca 100 ganger lavere.

Som et eksempel på unøyaktigheten i frekvensanalysen er det sett på peak-to-peak amplituden i trykkmålingen i forhold til trykkamplituden i frekvensanalysen ved løpeskovlfrekvensen i omdreiningshulrommet. Amplituden ved overlaster kan måles til 0,18 Bar av Figur 5-2, og trykkamplituden er 0,13 Bar av Figur 5-5. Her viser frekvensanalysen en svingning på 0,05 Bar mindre enn den egentlig er. Dette tilsvarer en svingning på 0,5 mVs, som på en modellturbin er relativt store trykksvingninger. I følge Nielsen og Skåre (1998) kan man forvente seg enda høyere trykksvingning ved prototypen.

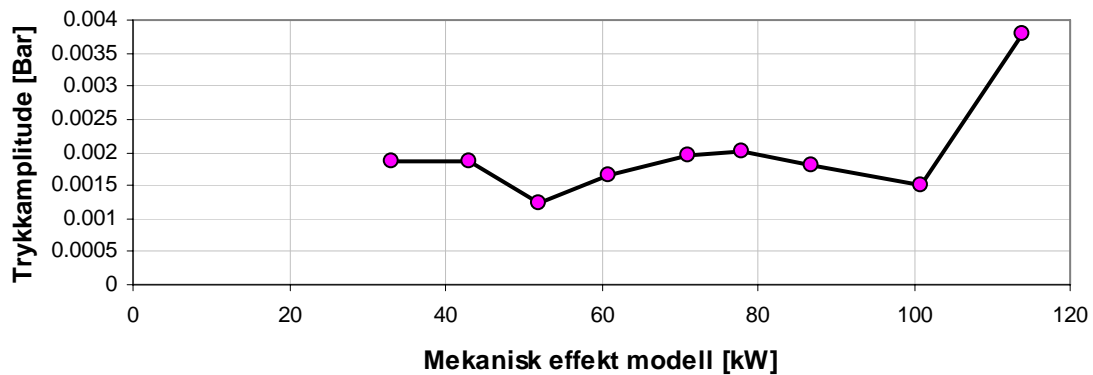
### **Løpehjulsfrekvensen**

Løpeskovlfrekvensen ved  $f/f_n = 1$  ble funnet ved enkelte driftspunkt. Det ble ikke observert noen tendens ved denne frekvensen for noen av trykktransduserne. Trykkamplituden ved denne frekvensen var neglisjerbar i forhold til andre observerte frekvenser.

I Kapittel 2.3 ble det presentert en mulig kilde til denne frekvensen. Trykksvingninger ved denne frekvensen kan være forstyrrelser eller ødeleggelser på turbinen eller kast på akslingen. På grunn av strenge krav rundt modelltester forventes det at ingen av disse kan være kilden.

### Elastiske svingninger

En trykksvingning på 40 Hz som tilsvarer den elastiske svingningen mellom trykktanken og turbinen ble funnet ved flere trykktransdusere over hele driftsområde. Trykkamplituden var størst ved innløpet til spiraltromma, se Figur 5-7. Det ble ikke oppdaget noen tydelig tendens for trykkamplituden ved 40 Hz. Trykkamplituden ved 40 Hz ble også oppdaget helt ut i utløpet av sugerøret, men da med mye lavere trykkamplitude. Dette stemmer godt overens med teorien i Kapittel 2.4.



Figur 5-7. Trykkamplitude ved 40 Hz ved innløpet av spiraltromma ved  $n_{ED} = 0,183$ .

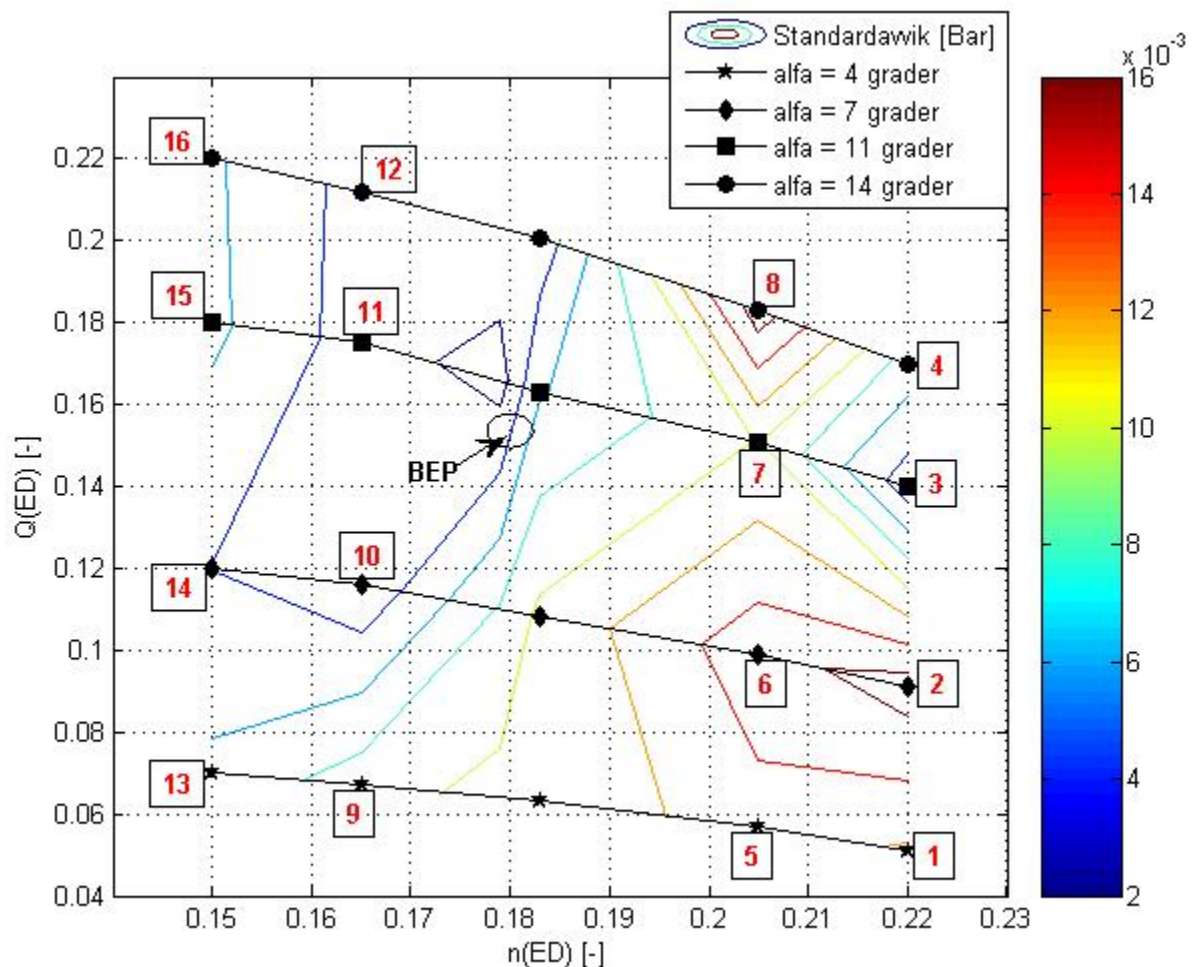
Den elastiske svingningen mellom turbin og sugerørstanken på 171 Hz ble også observert ved flere driftspunkt. På samme måte som trykkamplituden var størst ved innløpet for den elastiske svingningen mellom trykktank og turbin, er trykkamplituden størst ved utløpet av sugerøret for den elastiske svingningen mellom turbin og sugerørstank.

Det ble også observert trykkamplituder ved frekvensene  $f = 131,3; 213,5; 292,1; 332,2$  og  $373,7$  Hz gjennom hele systemet fra pumpa til utløpet av sugerøret. Trykkamplitude og frekvens ser ut til å være uavhengig av driftspunkt. Kilden til disse frekvensene kan være elastiske svingninger eller andre roterende elementer som for eksempel hydraulikkpumpen og viften på generatoren. Turtallet til hydraulikkpumpen og viften på generatoren er henholdsvis 1470 o/min og 2880 o/min, som tilsvarer lavere frekvenser på 24,5 Hz og 48 Hz, og kan derfor ikke være kilden. En annen mulig kilde kan være egenfrekvenser i strukturen. Det ble ikke sett noe nærmere på dette.



### 5.3 Hill-diagram og standardavvik

For å vise hvordan trykksvingningen i sugerørskonusen endrer seg med driftspunkt, er målingene fra trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen sett nærmere på. Standardavviket for alle målepunktene på Hill-diagrammet er beregnet og plottet i Hill-diagrammet som høydekurver på et kart. Dette er illustrert i Figur 5-8. Røde kurver tilsvarer store trykkpulsasjoner og blå kurver tilsvarer lave trykkpulsasjoner. Standardavviket gir en god beskrivelse av hvordan trykksvingningen i sugerøret endres med driftspunkt. Trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen ble valgt ut fordi man her forventer de største trykksvingningene fra den roterende virvelen ved dellast (*Rheingans-frekvensen*).



Figur 5-8. Standardavviket av trykket målt i de 16 punktene på Hill-diagrammet.

Av figuren ser man at de største trykksvingningene finnes ved dellast,  $n_{ED} > 0,2$  og lav  $Q_{ED}$ . Dette tilsvarer punktene 6 og 2 på Hill-diagrammet. Trykksvingningen er også stor ved driftspunkt nr.8, som kommer av den kaviterende virvelen som oppstår ved overlast. Generelt er tendensen på Hill-diagrammet at trykksvingningene er størst ved høy  $n_{ED}$ .

Lavest trykksvingninger finnes rundt driftspunktene 10, 11 og 12, markert med mørkeblå streker i figuren. Disse driftspunktene er nær BEP til turbinen, noe som tilsier at turbinen har gode strømningsforhold nær BEP.

#### **5.4 Pumpens innvirkning på testriggeren**

Som resultatene viste i Kapittel 4.4 vil pumpen ikke ha noen innvirkning på målingene utført på turbinen. Trykksvingningene satt opp av pumpen vil dempes ut mye frem til før trykktanken, og etter trykktanken kan man ikke se svingningene. Dette tyder på at trykktanken er plassert bra i forhold til å dempe ut eventuelle svingninger fra pumpen.

Det ble observert en trykkamplitude ved 39 Hz uavhengig av driftspunkt både ved trykktransduseren etter pumpe og før trykktanken. Dette tilsvarer den elastiske svingningen mellom pumpe og trykktank. Det var ikke mulig å si om denne svingningen også kunne observeres etter trykktanken da den elastiske svingningen fra trykktank til turbin var ved nesten samme frekvens. Det antas at trykktanken demper denne svingningen på samme måte som svingningene satt opp av pumpe da denne svingningen var mindre.

## 6 Konklusjon

Målingene på modellen av Tokke kraftverk ble utført ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Trykkpulsasjonsmålinger ble utført på innløpet til tromme, i omdreiningshulrommet, på sugerøret og i utløpet av sugerøret. Av frekvensanalysen ble det i hovedsak funnet tre dominerende frekvenser forårsaket av hydrauliske påvirkninger; Rheingans-, bladplasserings- og løpeskovlfrekvensen. I tillegg ble også frekvenser forårsaket av elastiske svingninger i systemet observert.

Rheingans-frekvensen ble observert ved alle trykktransduserne på riggen. Størst amplitude hadde trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen. Dette stemmer godt overens med teorien om at det er sugerørsvirvelen som setter opp trykksvingningen. Trykkamplituden var økende rundt 50-60 % last ved alle trykktransduserne, noe som også stemmer overens med tidligere antatte teorier.

Bladplasseringsfrekvensen ble observert i omdreiningshulrommet og i sugerørskonusen. Målingene fra omdreiningshulrommet bekrefter teorien om at trykkamplituden øker når avstanden mellom ledeapparat og løpehjulsskovl minker.

Trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen i omdreiningshulrommet er høyest av alle observerte trykkamplituder under modellmålingene. Den høye trykkamplituden antas å komme av plasseringen av trykktransduseren i omdreiningshulrommet. For hver gang en løpeskovl passerer trykktransduseren, oppstår et oppstuvingsstrykk ved innløpet av skovlen. Dette oppstuvingsstrykket er størst rett ved innløpet av skovlen og minker utover. Jo nærmere trykktransduseren plasseres innløpet av løpehjulsskovlene, desto høyere trykk vil bli registrert. Dette antas å være årsaken til den høye trykkamplituden målt i omdreiningshulrommet, og at de store trykkpulsasjonene i omdreiningshulrommet ikke er skadelig for turbinen.

Løpehjulsfrekvensen ble funnet ved enkelte driftspunkt, men det ble ikke funnet noen tendens ved denne frekvensen.

De elastiske svingningene mellom trykktank og turbin (40 Hz) og mellom turbin og sugerørstank (171 Hz) var tydelige ved flere driftspunkt. Som forventet var trykkamplituden ved disse frekvensene høyest ved trykktransduserne som var plassert i den vannveien de elastiske svingningene pendler.

Pumpetesten som ble utført viste at trykkpulsasjonene satt opp av pumpen ikke hadde innvikning på resultatene i målingene på turbinen. Trykkpulsasjonene fra pumpa ble dempet helt ut gjennom trykktanken.

Under trykkpulsasjonsmålinger på modellturbiner i laboratorium er det svært viktig å være strukturert og ta gode notater. Målinger ved ti trykktransdusere resulterer fort i store mengder data, som kan gjøre analysen svært komplisert. Av erfaring vil struktur og gode notater gjøre arbeidet enklere.

## Videre arbeid

For å kunne si noen om skalaeffekten mellom modell og prototyp er det per i dag ikke gjort nok forskning på området. Det er viktig å gjennomføre mange modell- og prototypforsøk for å kunne si noe konkret om sammenhengen. Dette tema tas opp av dr.ing Einar Kobro, og vil i tillegg videreføres i et nytt prosjekt/diplomarbeid høsten 2007 ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU.

For å dempe trykkpulsasjonene på eksisterende kraftverk går det for tiden et samarbeidsprosjekt mellom Troms Kraft AS og dr.ing Håkon Franke ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Det har blitt utført tester med vanninjeksjon via dyser på sugerørskonusen med gode resultater ved to kraftverk. Dette vil videre bli testet i laboratoriet ved NTNU på en vanninjeksjonsrigg, som et forprosjekt for et modellturbinforsøk på en Francisturbin.

## Referanser

- Alming, K. and Brekke, H.: *Scale effect evaluation for turbine model tests*. Water Power & Dam Construction; August 1985
- Brekke, H.: *Grunnkurs i hydrauliske Strømningsmaskiner*. Kompendium; NTNU Vannkraftlaboratoriet; 2004.
- Dahlhaug, O. G. et. al.: *Tokke model test 2006-2007 NTNU reference runner*. Vannkraftlaboratoriet ved NTNU; 2007.
- Falvey, Henry T.: *A primer on draft tube surging*. 1993
- Haugan, K.: *Francisturbiner – Slitemekanismer og kostnader ved kjøring utenfor bestpunkt*. Institutt for energi- og prosessteknikk; NTNU; 20. desember 2006.
- Haugen, J. O.: *Laboratoriet – Typiske frekvenser i strømningsmaskiner*. Internt notat fra GE Turbinlaboratoriet; 1994.
- Hothersall, R. J.: *Assessing the design on draft tubes*. 1998
- International Electrotechnical Commission (IEC); *International standard IEC 60193. Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*. Second Edition 1999.
- Kjeldsen, M., Olsen, K-M., Nielsen, T., Dahlhaug, O.G.: *Water injection for the mitigation of draft-tube pressure pulsations*. IAHR Int. Meeting og WG on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems; Barcelona; June 2006.
- Kjeldsen, Morten.; personlig kommunikasjon; 22. september 2006.
- Kjølle, A.: Personlig kommunikasjon; 26. januar 2007.
- Kobro, E. 1: *Trykkpulsasjoner i Francisturbiner*. Institutt for energi- og prosessteknikk; NTNU; 2006.
- Kobro, E. 2: Maskinteknisk forum 2006: *Trykkpulsasjoner i Francisturbiner*. Tilgjengelig fra: [http://193.212.51.77/Foredrag/2006/MTForum\\_06/Kobro.pdf](http://193.212.51.77/Foredrag/2006/MTForum_06/Kobro.pdf) [Sist besøkt: 07.05.02]
- McConnell, K. G.: *Vibration testing: theory and practice*. New York; Wiley; 1995.

- Nielsen, T.: *Dynamisk dimensjonering av vannkraftverk*. Kompendium; NTNU Vannkraftlaboratoriet; 1990.
- Nielsen, T. and Skåre, P. E.: *TGP – Pressure pulsations in the draft tube. Pressure Pulsation guarantees*. Internt notat fra Kværner Energy; 1998.
- Oftebro, I., Lønning, A.: *Pressure oscillations in Francis turbines*. Proc Instn Mech Engrs 1966-1967, Vol 181 Pt3a; 1967.
- Rheingans, W. J.: *Power Swings in Hydroelectric Power Plants*. Transactions of the A.S.M.E. vol 62; Milwaukee; April 1940.
- Rihtarsic, B.: *Experimental flow field analysis in Francisturbine in presence of a vortex core*. IAHR – The behavior of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions; Lausanne, Switzerland; 6<sup>th</sup> international meeting 1993.
- Susan-Resiga, R., Vu, T. C., Muntean, S., Ciocan G. D., Nennemann, B.; *Jet control of the Draft Tube VortexRope in Francis Turbines at Partial Discharge*. 23<sup>rd</sup> IAHR Symposium Yokohama; October 2006.
- White, Frank M.: *Fluid mechanics, fifth edition*. International edition; McGraw-Hill Education; 2003

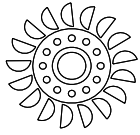


# Vedlegg

## Innholdsfortegnelse vedlegg

Vedlegg A: Prosedyre for undertrykkkalibrering .....	1
Vedlegg B: Prosedyre for overtrykkkalibrering .....	6
Vedlegg C: Prosedyre for oppsett og måling av trykkpulsasjoner .....	10
Vedlegg D: Prosedyre for analyse av trykkpulsasjoner .....	17
Vedlegg E: Trykkmålinger .....	21
Vedlegg F: Frekvensanalyse av trykkmålinger.....	37
Vedlegg G: Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen.....	57
Vedlegg H: Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen .....	58
Vedlegg I: Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen.....	59
Vedlegg J: Bilder ved de 16 målepunktene på Hill-diagrammet.....	60
Vedlegg K: Pumpens innvirkning på testriggeren .....	69

## Vedlegg A: Prosedyre for undertrykkkalibrering



**Waterpower Laboratory**



Doc No: KH - 01	Rev: 0	Date: 2007-03-13	
Prepared by: Kari Haugan	Approved by:	Classification: Open	Page: 1

## Procedure for underpressure calibration of pressure transducers

### 1 General

This procedure describes how pressure transducers are calibrated using a simple arrangement of underpressure calibration.

#### *1.1 Definitions and abbreviations*

PT Pressure transducer

### 2 The system

#### *2.1 General*

The measuring system consists of pressure transducer, data acquisition unit and the system is shown in Figure 1 and Figure 2.

#### *2.2 Equipment used in calibration*

- Pressure transducer; Druck DPX 610 pressure transducer with a range up to 10 bar absolute pressure. The output signal from the pressure transducer is 4 – 20 mA. The

signal is being transformed into 2-10 VDC using a drop resistor before the data acquisition system.

- Pressure transducer; Kulite. The ruggedness of this sensor has not compromised its performance. It was designed for ease of installation and will operate properly in any medium compatible with 15-5 SS or SiO<sub>2</sub>. Its Patented Leadless construction makes it possible for the sensing unit to be installed in such a way that will not compromise its high natural frequency.
- Data acquisition unit
  - National Instruments data acquisition unit
  - LabView for computation and presentation of data.
  - External 24 V power supply
  - Amplifier

## 3 Calibrations

### 3.1 Preparations

1. The arrangement should be as shown in Figure. Valve  $V_I$  and  $V_R$  is closed and valve  $V_2$  is open. The Regulation-column is filled up whit water.
2. When it's filled with water, close valve  $V_2$ . Valve  $V_R$  is still closed.
3. Open valve  $V_I$ . The water in the Regulation column will then “hang” under valve  $V_2$  and create an underpressure that represent the Regulation column height. Make sure there are no air leaks, by checking that the water-level do not fall. It is important that all valves and connections on the underpressure side are airtight.
4. Connect the data acquisition unit, and make sure the signals are present.

### 3.2 Calibration

1. To regulate the column-height in the Calibration column, carefully open valve  $V_R$ . Water will then rise in the Calibration column. When the wanted water-level is achieved, close valve  $V_R$ . See that the water level does not fall. When the signal is stabile you can register the created underpressure.

2. To calibrate other water levels repeat the previous step. If it is necessary, refill the Regulation column. It should at least be recorded one series of increasing and decreasing the pressure over the pressure domain the measurements are going to be carried out. A minimum of 5 points per series should be recorded.

## 4 Computations

The relationship between the measured volt signal and the pressure is a linear equation

$$p = a \cdot (m.v) + b \text{ [Pa]}$$

The parameters a, and b are found in calibration, and inserted into the LabView program for calculation.

## 5 Figures

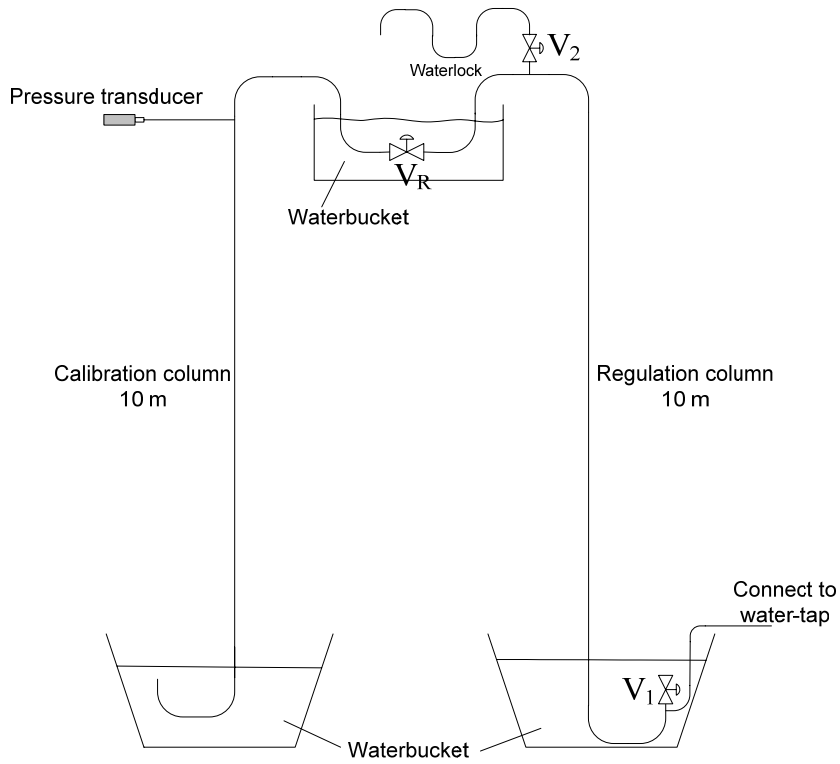


Figure 1: Arrangement of the underpressure calibrations of pressure transducers.

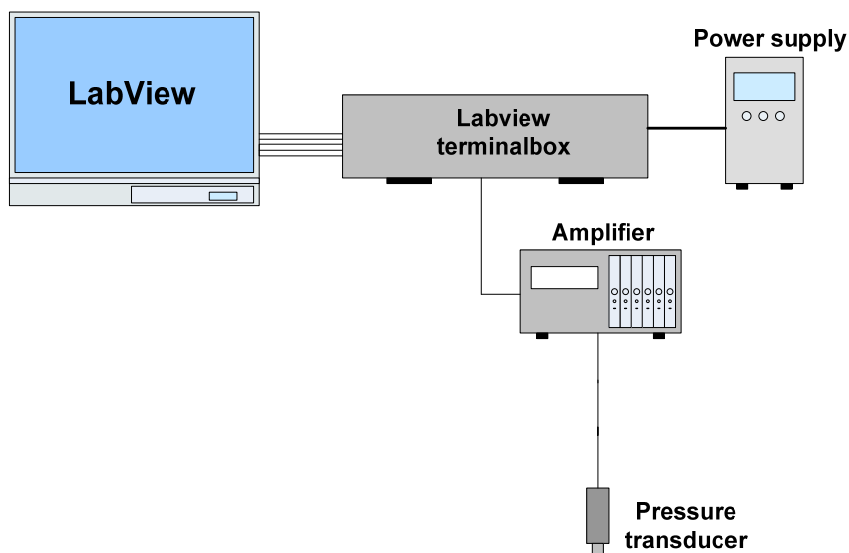
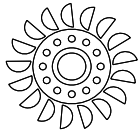


Figure 2: The measuring system consists of pressure transducer and data acquisition unit.

## **6 References**

- Calibration document for Druck DPI 601 (LCd-4539-1)
- Specification for Druck DPI 601. (doc IA-4539-1)
- Specification for Pressure transducers (Doc. IA- 4537-4548)
- Data sheet for the Kulite pressure transducers.

## Vedlegg B: Prosedyre for overtrykkkalibrering



**Waterpower Laboratory**



<b>Doc No:</b> KH - 02	<b>Rev:</b> 0	<b>Date:</b> 2007-02-23	
<b>Prepared by:</b> Kari Haugan	<b>Approved by:</b>	<b>Classification:</b> Open	<b>Page:</b> 1

### Procedure for overpressure calibration of pressure transducers

#### 1 General

This procedure describes how pressure transducers are calibrated using a Digital Pressure Indicator.

##### *1.1 Definitions and abbreviations*

PT Pressure Transducer

DPI Digital Pressure Indicator

**Table 1. Pressure Calibrator**

Sensor type	Druck - DPI601 - Pressure Calibrator
Pressure range	0-10 bar
S/N	14206/96-1



## **2 The system**

### ***2.1 General***

The measuring system consists of pressure transducer, data acquisition unit and the Druck DPI 601 pressure indicator. See Figure 1.

### ***2.2 Equipment used in calibration***

- Pressure transducer; Druck DPX 610 pressure transducer with a range up to 10 bar absolute pressure. The output signal from the pressure transducer is 4 – 20 mA. The signal is being transformed into 2-10 VDC using a drop resistor before the data acquisition system.
- Pressure transducer; Kulite. The ruggedness of this sensor has not compromised its performance. It was designed for ease of installation and will operate properly in any medium compatible with 15-5 SS or SiO<sub>2</sub>. Its Patented Leadless construction makes it possible for the sensing unit to be installed in such a way that will not compromise its high natural frequency.
- Data acquisition unit
  - National Instruments data acquisition unit
  - LabView for computation and presentation of data.
  - External 24 V power supply
  - Amplifier
- Druck DPI 601 Digital Pressure Indicator

## 3 Calibrations

### 3.1 Preparations

1. Connect the DPI to the pressure transducer. Make sure there are no air leaks.
2. Connect the data acquisition unit, and make sure the signals are present.

### 3.2 Calibration

1. Start with zero pressure in unit and record the zero point
2. Pressurize the PT using the pump on the DPI. Compare the pressure displayed on the DPI and corresponding volt signal and calculated pressure for each point. The signal has to be stable before recorded. It should at least be recorded one series of increasing and decreasing the pressure over the pressure domain the measurements are going to be carried out. A minimum of 5 points per series should be recorded.
3. Release the pressure and repeat the previous steps minimum twice.

## 4 Computations

The relationship between the measured volt signal and the pressure is a linear equation

$$p = a \cdot (m.v) + b \text{ [Pa]}$$

The parameters a, and b are found in calibration, and inserted into the LabView program for calculation.

## 5 Figures

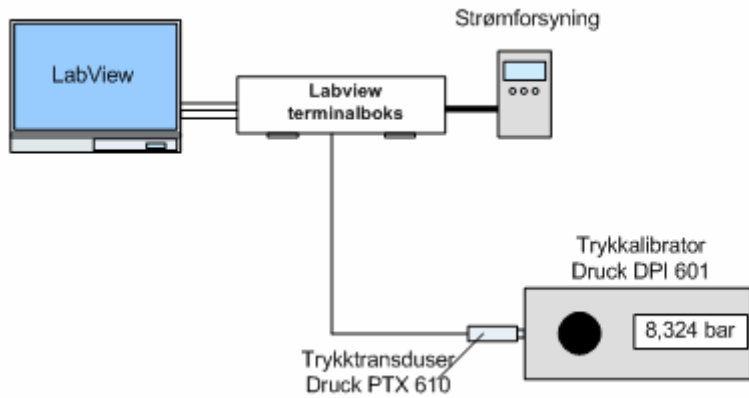
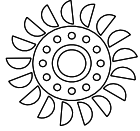


Figure 1: Arrangement of the overpressure calibration.

## 6 References

- Calibration document for Druck DPI 601 (LCd-4539-1)
- Specification for Druck DPI 601. (doc IA-4539-1)
- Specification for Pressure transducers (Doc. IA- 4537-4548)
- Data sheet for the Kulite pressure transducers.

## Vedlegg C: Prosedyre for oppsett og måling av trykkpulsasjoner



Waterpower Laboratory



Doc No: KH - 03	Rev: 0	Date: 2007-04-12	
Prepared by: Kari Haugan	Approved by:	Classification: Open	Page: 1

### Procedure for lab setup and measurements of pressure pulsations on the model of Tokke power plant

#### 1 General

This procedure contains guidelines for the setup of measuring equipment for measuring pressure pulsations at the model of Tokke power plant in the Francis test rig in the Waterpower laboratory at NTNU, see Figure 1. Chapter 3 describes how pressure pulsations are carried out in the rig.

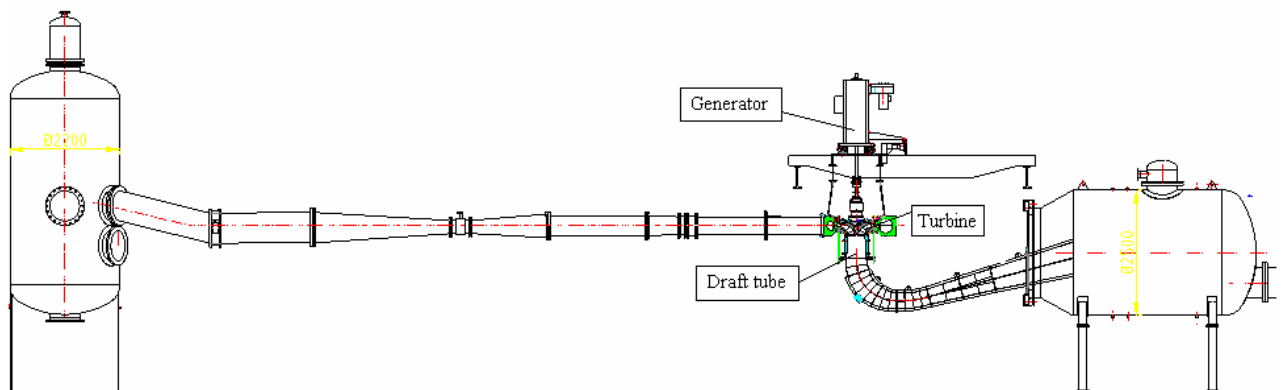


Figure 1. The model of Tokke power plant in the Francis test rig in the Waterpower laboratory at NTNU.

### 1.1 Definitions and abbreviations

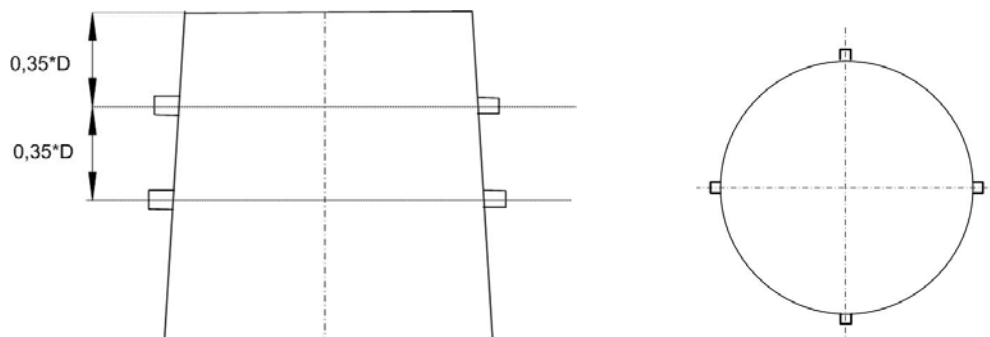
$D$		Runner outlet diameter [ $m$ ]
$f_{logging}$	-	Logging frequency [ $Hz$ ]
$f_n$	-	Rotational speed of runner [ $Hz$ ]
$z$	-	Number of guide vanes [-]
BEP	-	Best efficiency point [%]

## 2 The system

This system in use is the Francis test rig. Existing equipment for measuring of volumetric flow, head, guide vane opening, temperature, generator output and generator speed is to be used. This equipment is permanently mounted in the rig, and should be calibrated according to other procedures, see list of procedures in Chapter 4.

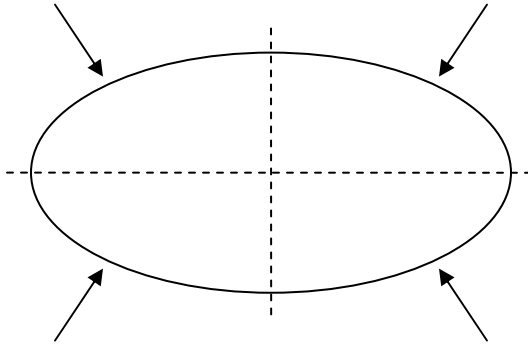
### 2.1 Description

On the draft tube cone, pressure transducers should be mounted according to Figure 2. The transducers should be mounted in two planes. The upper plane  $0,35 \cdot D$  below the runner outlet, the lower plane  $0,7 \cdot D$  below runner outlet. In each plane, up to four transducers can be mounted. The pressure transducers should be placed with 90 degree angle between them. This is in accordance with IEC 60193.



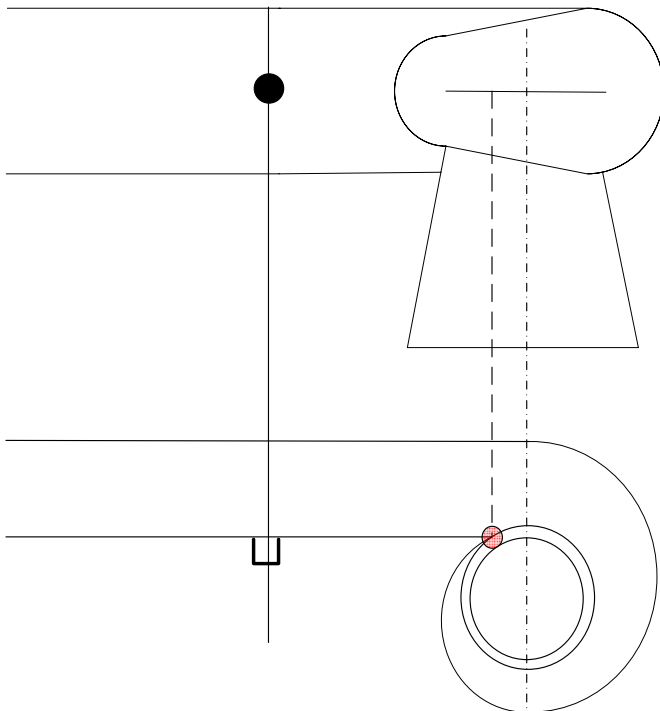
**Figure 2. Placement of pressure transducers in the vertical plane (left) and the horizontal plane (right).**

In a non-circular object, for example the outlet of the draft tube, the pressure transducers should be mounted according to Figure 3. This is in accordance with IEC 60193.



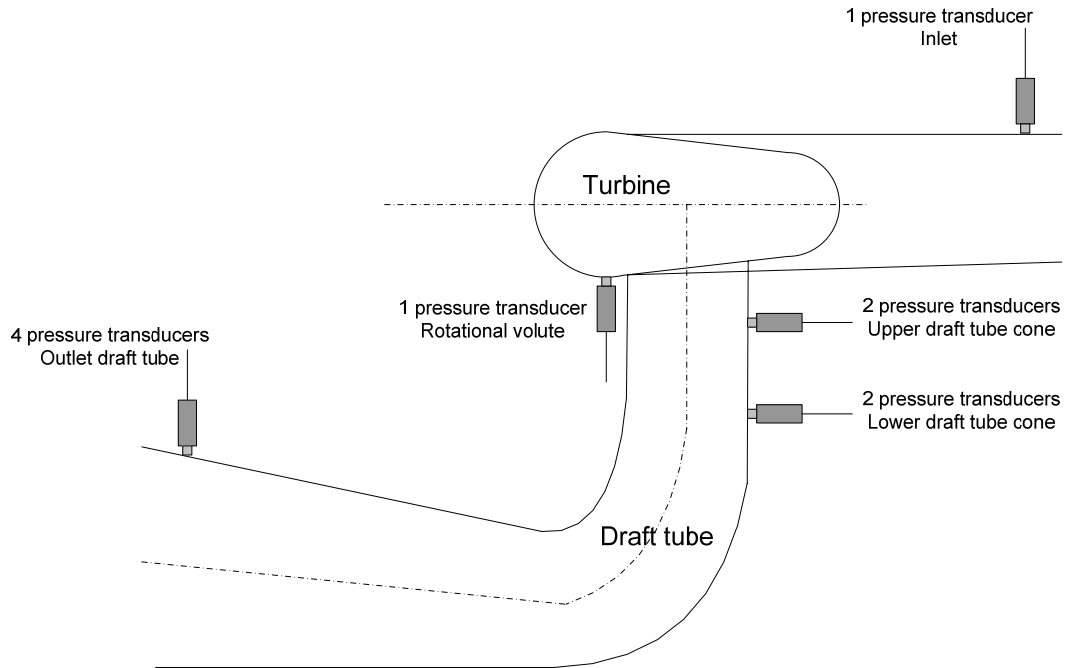
**Figure 3. Placement of pressure transducers on a non-circular object.**

Upstream of the inlet of the spiral casing one transducers are mounted, according to Figure 4.



**Figure 4. Placement of PTX pressure transducer upstream spiral casing.**

The pressure transducers setup on the model of Tokke power plant is shown in Figure 5.



**Figure 5. Pressure transducers setup on the model of Tokke power plant.**

## ***2.2 Equipment for tests***

In addition to existing measuring equipment, the following equipment will be needed:

- 5 Druck PTX 610 absolute pressure transducers
- 4 Kulite absolute pressure transducers
- Amplifier
- Terminal box
- Current to voltage converter
- Power supply
- Laptop with:
  - National Instruments 16bit DAQ logging card
  - LabView

Instrument layout is shown in Figure 6.

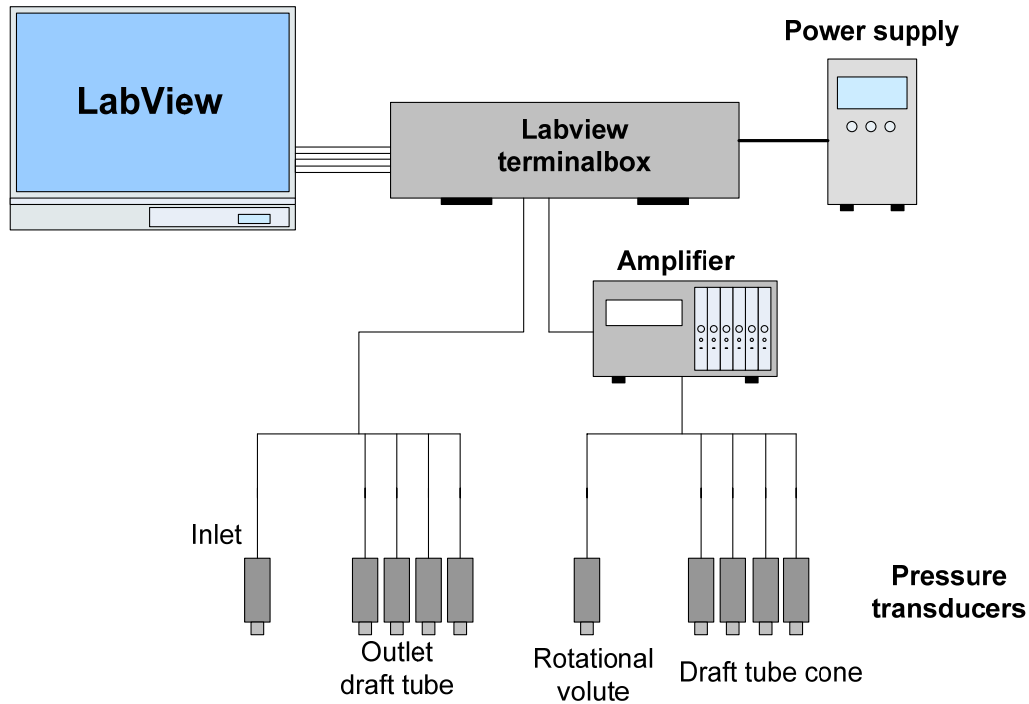


Figure 6. Instrument layout for lab measurements.

### 3 Testing

#### 3.1 Preparation

Each of the pressure transducers must be calibrated before testing. This should be done according to the calibration procedure (KH-01 and KH-02). Calibration data must be entered in the logging program, and stored in an appropriate database to ensure the calibration history for each device is available.

The existing LabView program in the lab can be modified to receive data from the transducers. But it is recommended to make your own LabView logging program which is modified to your measurements.

#### 3.2 Testing

When all the transducers are in place and the rig is running, prepare the LabView program to receive data from the absolute pressure transducers. During each test, the



logging frequency should be set to at least ten times the highest frequency that is expected to be found. This will be the blade passing frequency. So the minimum logging frequency can be calculated by:

$$f_{\text{logging}} = 10 * f_n * z$$

The logging period for each operational point should preferably be 30 seconds or longer.

The series of tests should represent the whole operating range of the turbine. Tests on a model turbine test the operational points should be picked out of the Hill diagram. The operational points should include part load, BEP and overload.

Operational point is adjusted controlling the guide vane opening, the pump and the generator rotational speed. It should be run a test at the reference point before and after each test. This way the repeatability of the tests will be verified.

### **3.3 Computations**

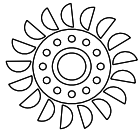
Analysis of the data from these tests is presented in “*Procedure for analysis of data from pressure pulsation measurements*” [KH-04].

## **4 References**

- Procedures for:
  - Discharge measurement (FM-4536-4)
  - Rotational speed measurement (FM-4431-1)
  - Generator torque measurement (FM-4331-5)
  - Differential pressure measurement (FM-4536-2)
  - Inlet pressure measurement (FM-4536-4)
  - Atmospheric pressure measurement (LM-4541-1)
  - Water temperature measurement (FM-4514-3)
  - Friction torque measurement (FM-4331-2)
  - Guide vane angle measurement (FM-4228-1)
- IEC 60193

- Procedure for lab setup for pressure pulsation measurements in Francis turbines (EK-01)
- Procedure for lab tests for pressure pulsation measurements in Francis turbines (EK-02)
- Procedure for underpressure calibration of pressure transducers (KH-01)
- Procedure for overpressure calibration of pressure transducers (KH-02)

## Vedlegg D: Prosedyre for analyse av trykkpulsasjoner



**Waterpower Laboratory**



<b>Doc No:</b> KH - 04	<b>Rev:</b> 0	<b>Date:</b> 2007-04-13	
<b>Prepared by:</b> Kari Haugan	<b>Approved by:</b>	<b>Classification:</b> Open	<b>Page:</b> 1

### Procedure for analysis of data from pressure pulsation measurements

#### 1 General

This procedure describes how pressure pulsations measurement data are analyzed with FFT frequency analysis.

##### 1.1 Definitions and abbreviations

$f_{logging}$	-	Logging frequency [Hz]
$f_n$	-	Rotational speed of runner [Hz]
$f$	-	Frequency [Hz]
BEP	-	Best efficiency point [%]
FFT	-	Fast Fourier Transformation

#### 2 The system

##### 2.1 Description

The system in use is the Francis Turbine Test Rig. It has a number of calibrated instruments connected to a data acquisition system, and a computer program written in LabView record the data, and performs all necessary calculations.

After running pressure pulsation measurement tests, data are analysed using a LabView FFT frequency analysis. Chapter 4

## ***2.2 Equipment used in test***

- Computer with LabView

## **3 Analyzing**

### ***3.1 Preparations***

A frequency analysis script is written in LabView utilizing the FFT function. *Scripts like this are available on the Waterpower Laboratory at NTNU, but it is recommended to make your own program.* The FFT feature is using overlapping windows. It is important that the window used is smaller than the total data set, but larger enough to capture the physics in the pulsations with the lowest frequency. Experience shows that 66 % overlap is a good choice when using a Hanning window weighting function.

### ***3.2 FFT analyzing program***

The principle of the FFT analyzing program written in LabView is shown in Figure 1. It is necessary to modify the program for each logging file. Before analyzing the logging frequency  $f_{logging}$  must be set as given:

$$dt = \frac{1}{f_{logging}}$$

It is possible to choose witch window to use under calculations. The default is set as the Hanning window.

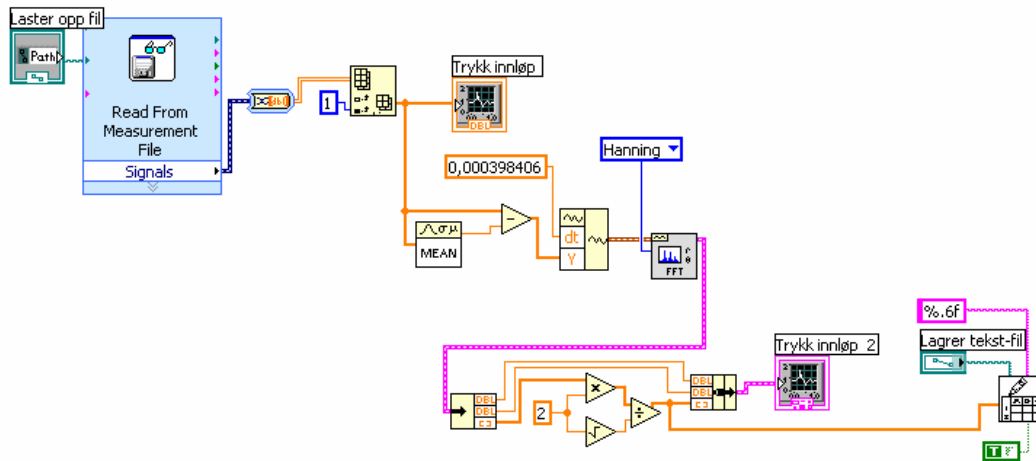


Figure 1. FFT analyzing program written in LabView.

This script returns the Root Mean Squared (*rms*) values of the amplitudes for the different frequencies. These are converted into pressure before plotted to visualize the frequency distribution. The data can be plotted with absolute frequencies ( $f$  [Hz]) or relative frequencies ( $f/f_n$  [-]) on the x-axis. The result is then stored in a text file.

Example of the frequency plot is shown in Figure 2. Relative frequencies are most common, because it makes it possible to see the relations on how turbine components interact.

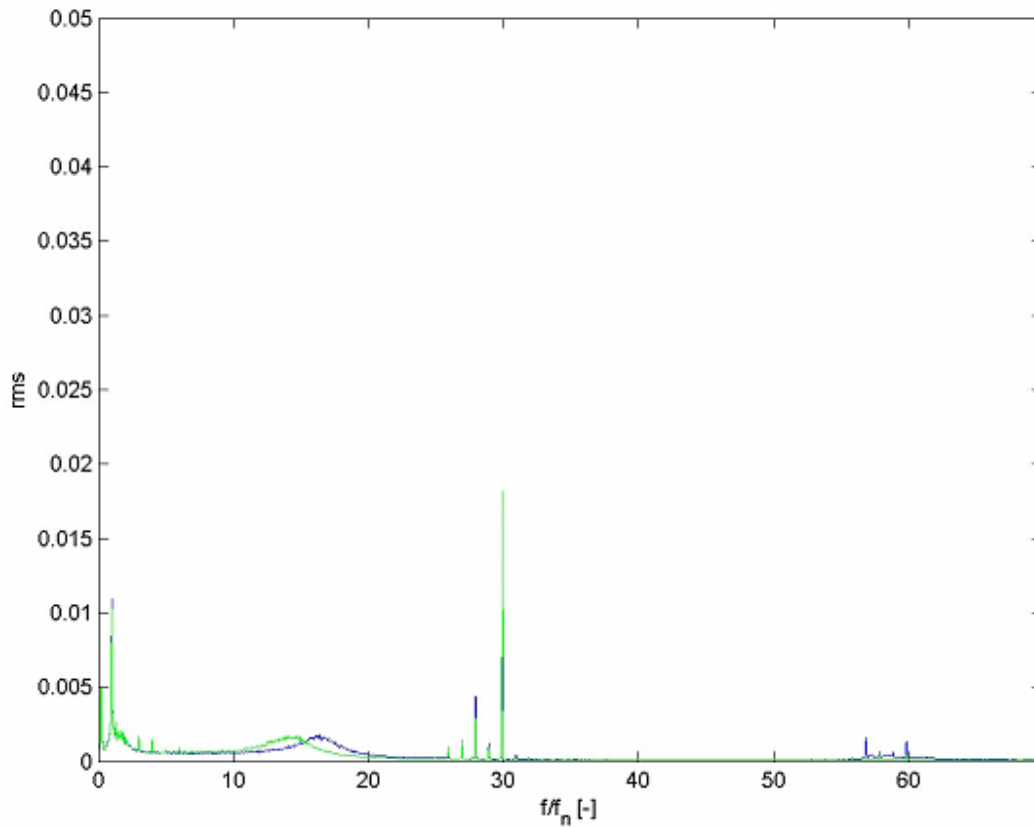


Figure 2. Example of a frequency plot with relative frequency.

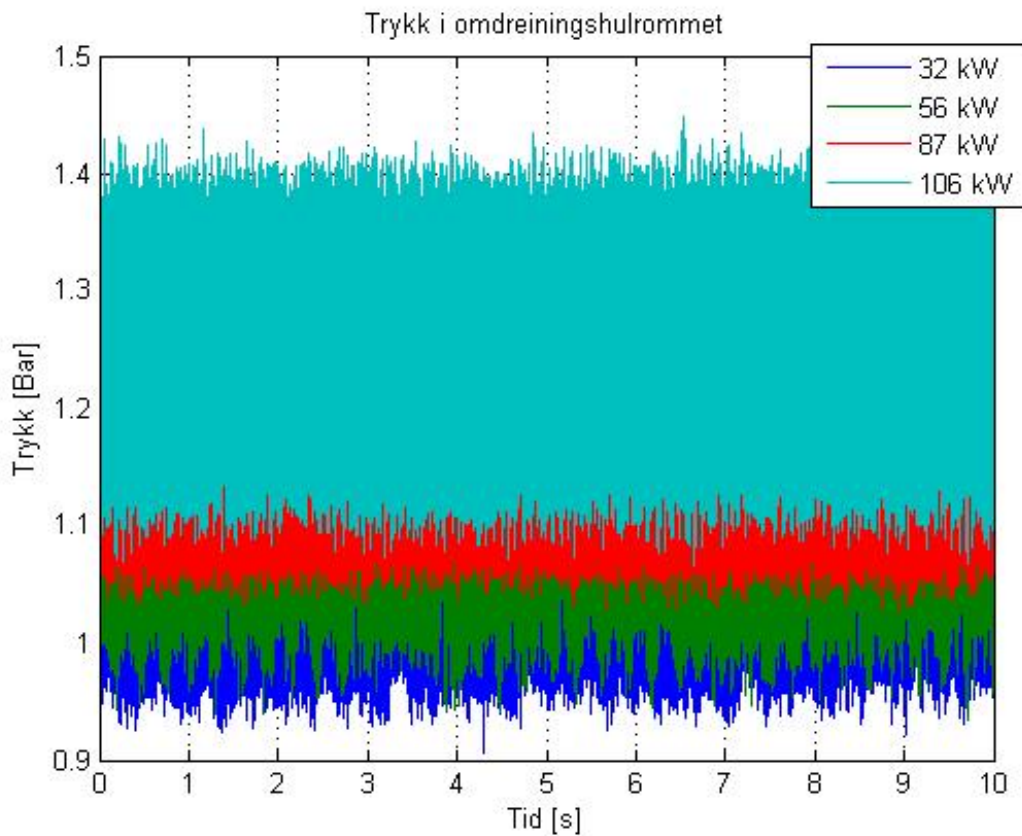
## 4 References

- LabView Help file
- Procedure for lab setup and measurements of pressure pulsations on the model of Tokke power plant. (KH-03)
- Procedure for analysis of data from pressure pulsation measurements. (EK-05)
- Measuring procedure of pressure pulsations in the Francis Turbine Test Rig. (FM-453)

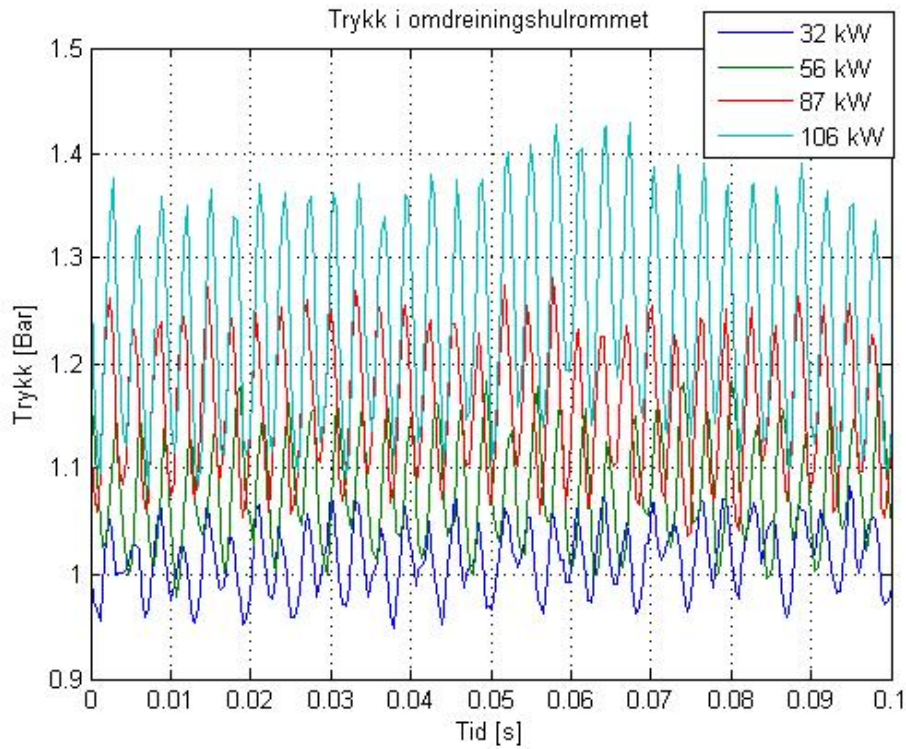
## Vedlegg E: Trykkmålinger

Figurene nedenfor gjelder for:

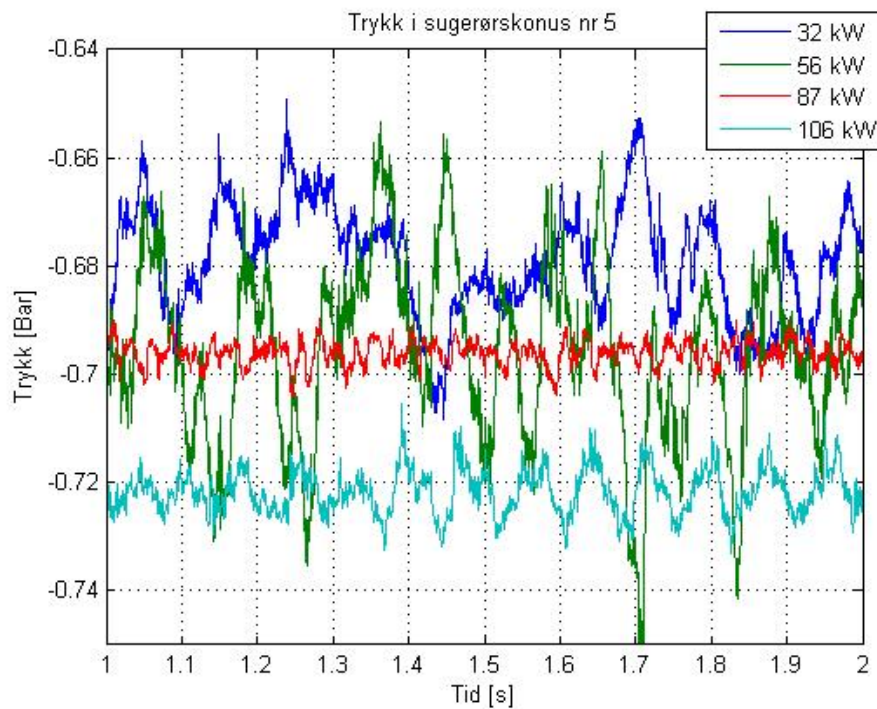
- $n_{ED} = 0,22$
- $Q_{ED} = 0,05$  og  $0,09$  og  $0,14$  og  $0,17$
- Ledeskovlåpning  $\alpha = 4^\circ$ ;  $7^\circ$ ;  $11^\circ$  og  $14^\circ$
- $H = 30$  m



Figur 1. Trykk i omdreiningshulrommet.

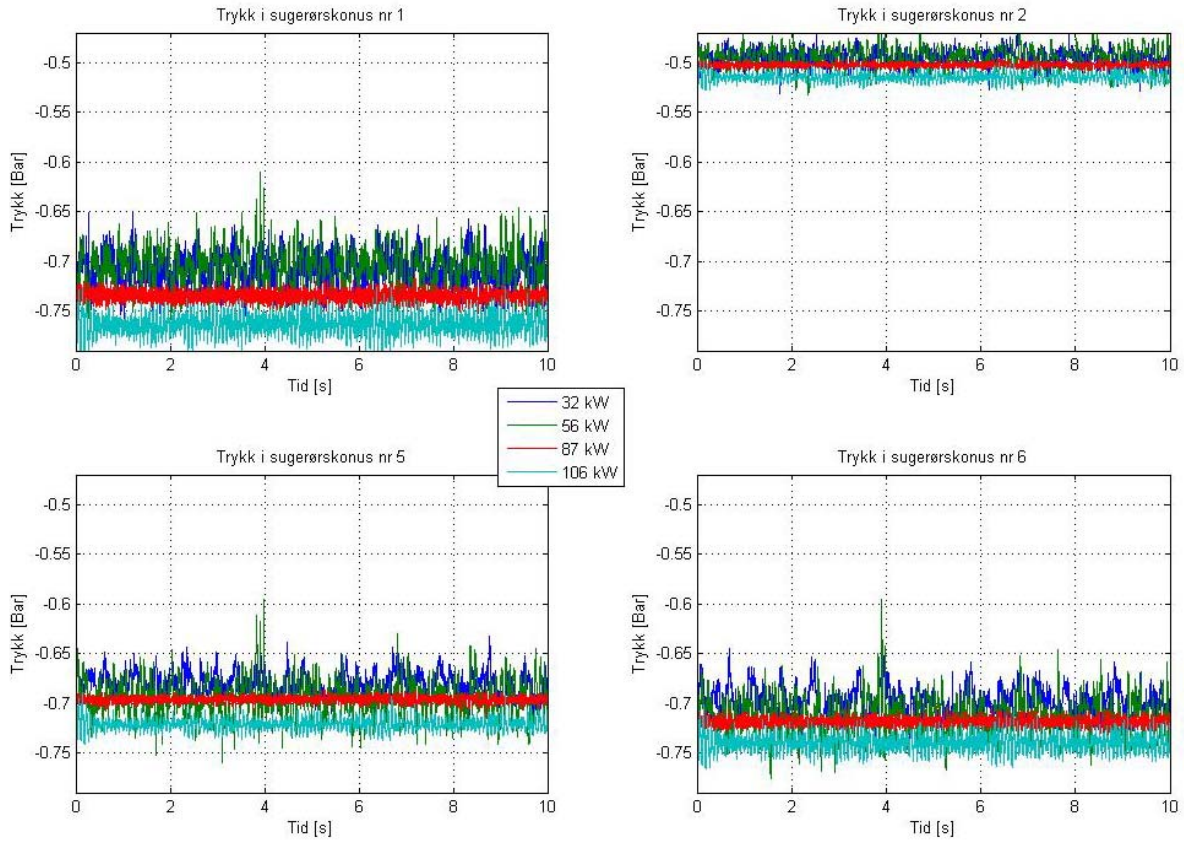


Figur 2. Trykk i omdreiningshulrommet over 0,1 s.

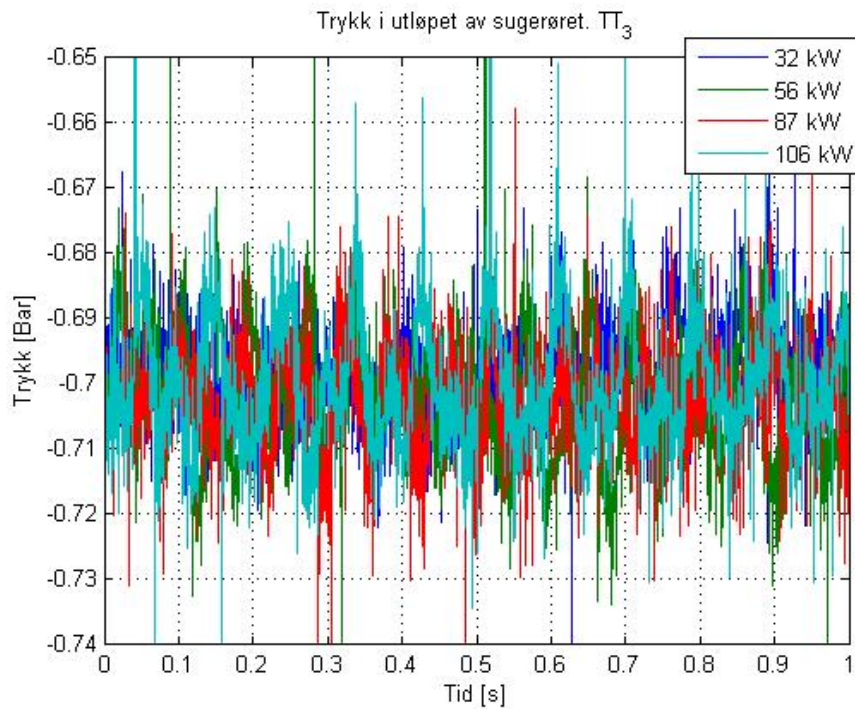


Figur 3. Trykk målt ved trykktransduser nr.5 i sugerørskonusen over 1 s.

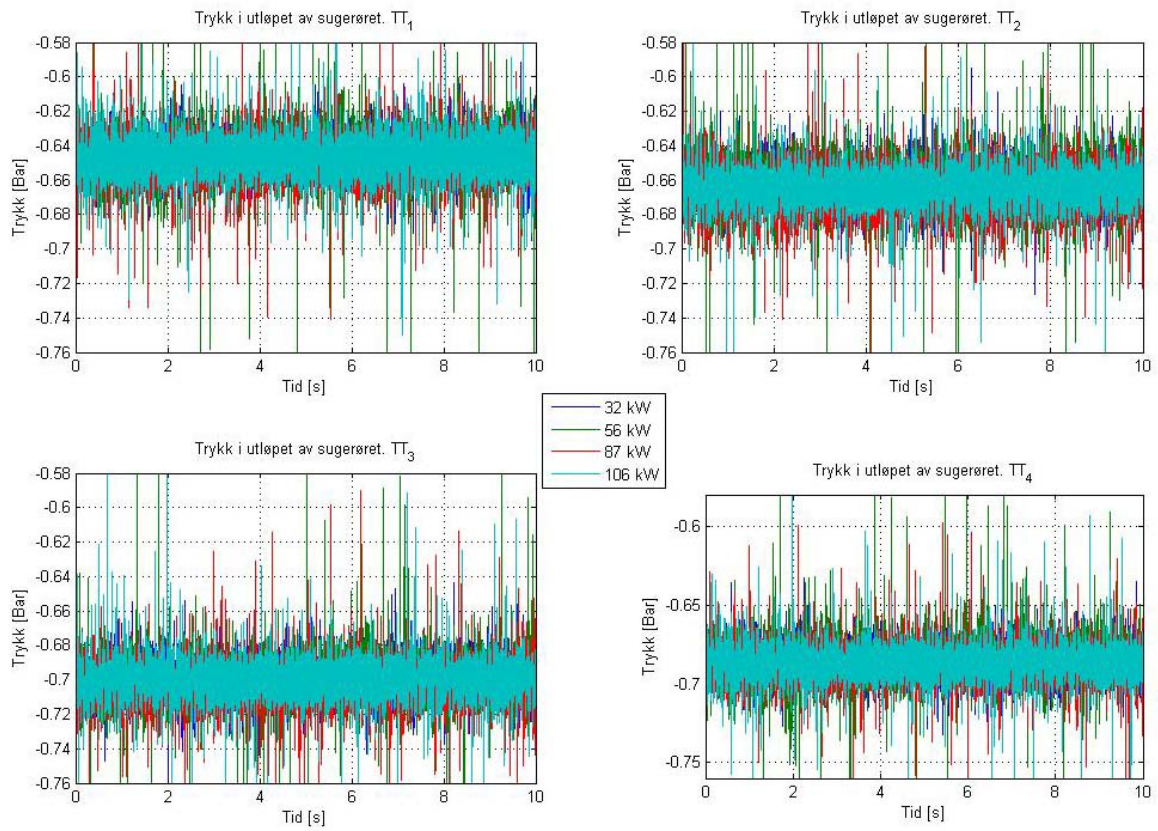




Figur 4. Trykk målt ved fire trykktansdusere i sugerørskonusen.



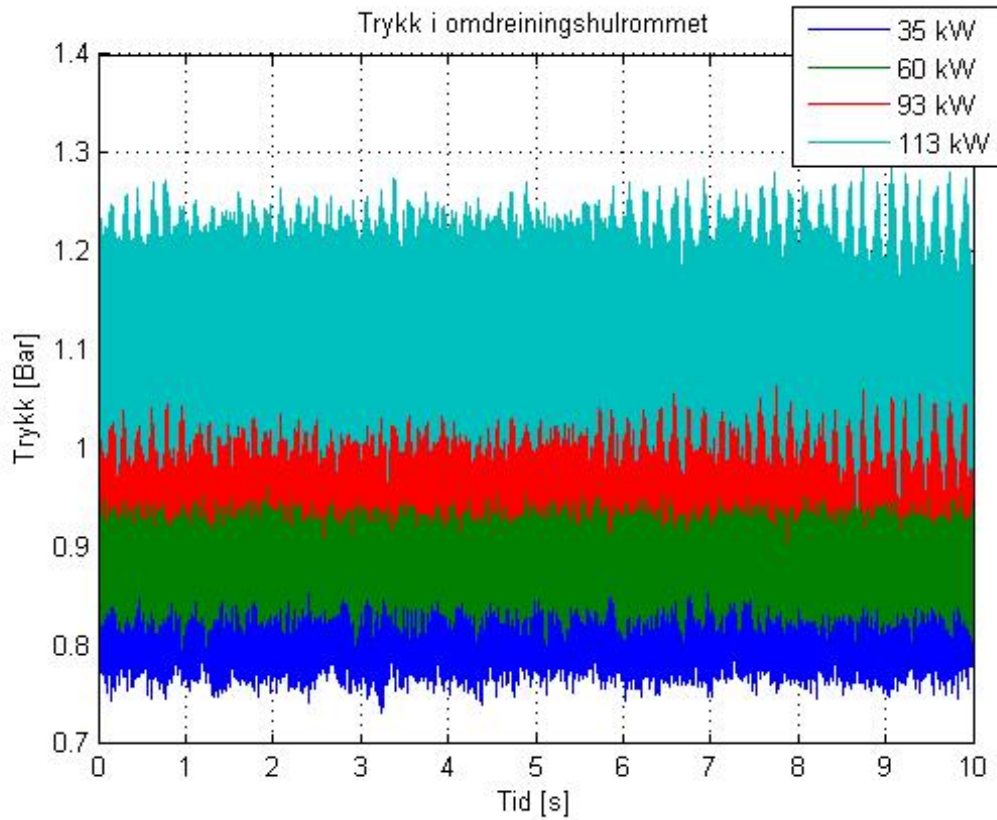
Figur 5. Trykk målt ved trykktansduser nr.3 i utløpet av sugerøret over 1 s.



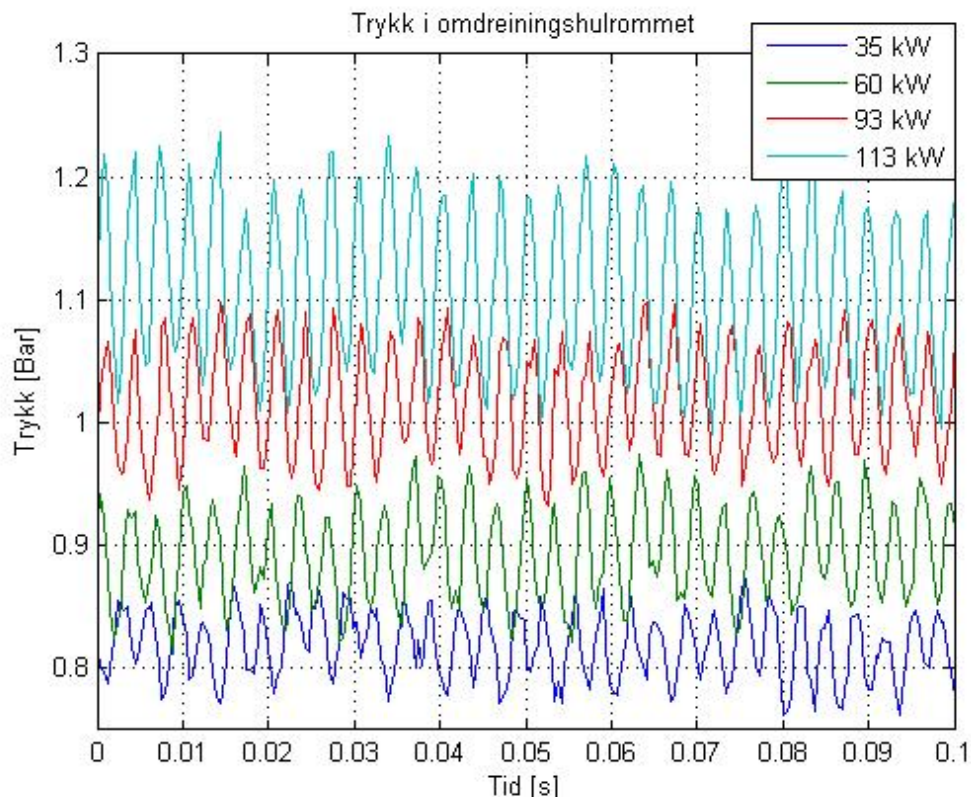
Figur 6. Trykk målt ved fire trykktansdusere i utløpet av sugerøret.

Figurene nedenfor gjelder for:

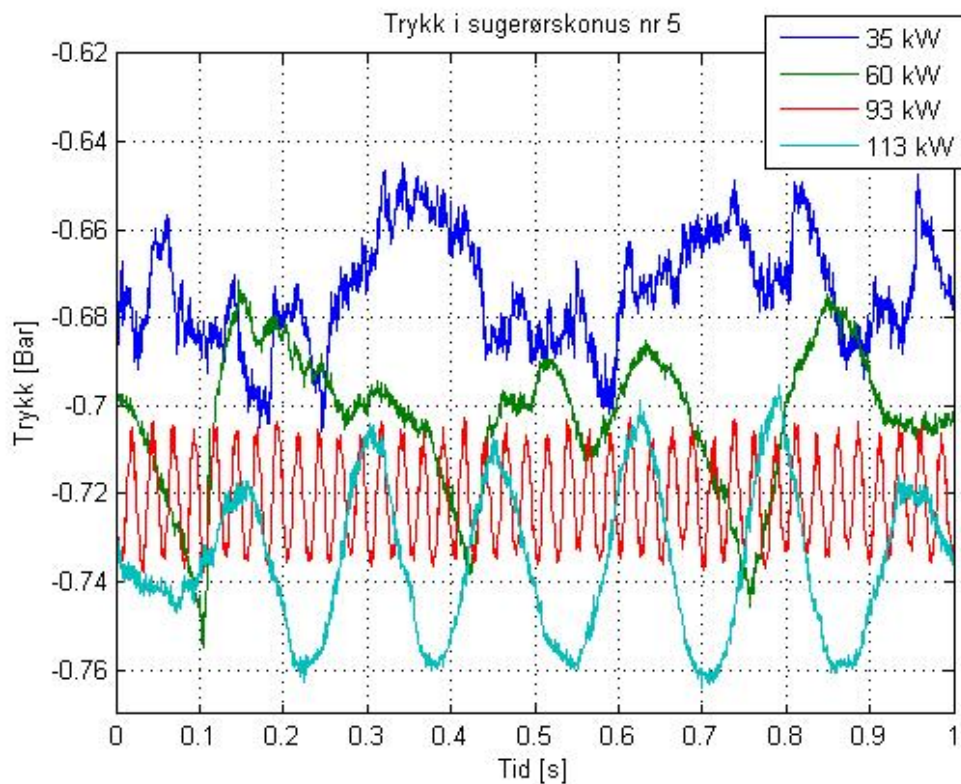
- $n_{ED} = 0,205$
- $Q_{ED} = 0,057; 0,099; 0,151$  og  $0,183$
- Ledeskovlåsning  $\alpha = 4^\circ; 7^\circ; 11^\circ$  og  $14^\circ$
- $H = 30$  m



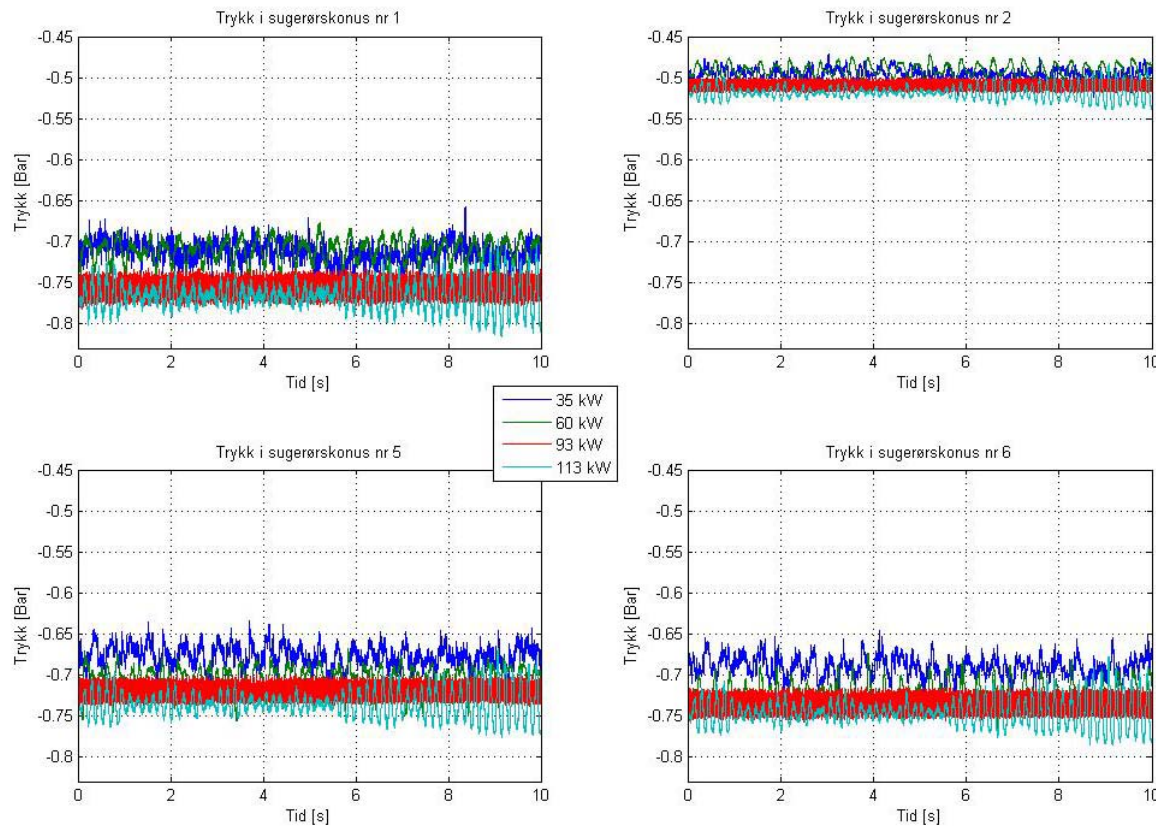
Figur 7. Trykk i omdreiningshulrommet.



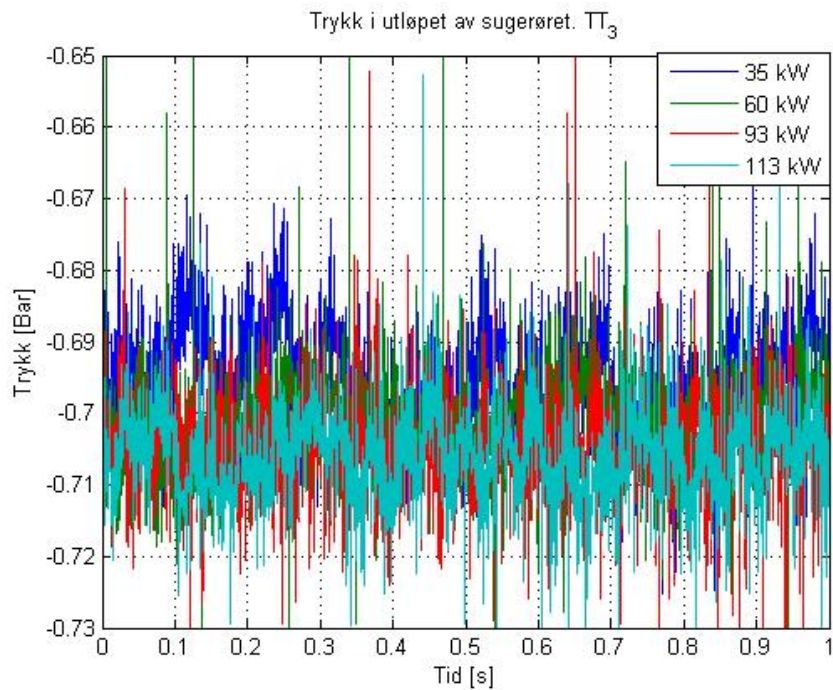
Figur 8. Trykk i omdreiningshulrommet over 0,1 s.



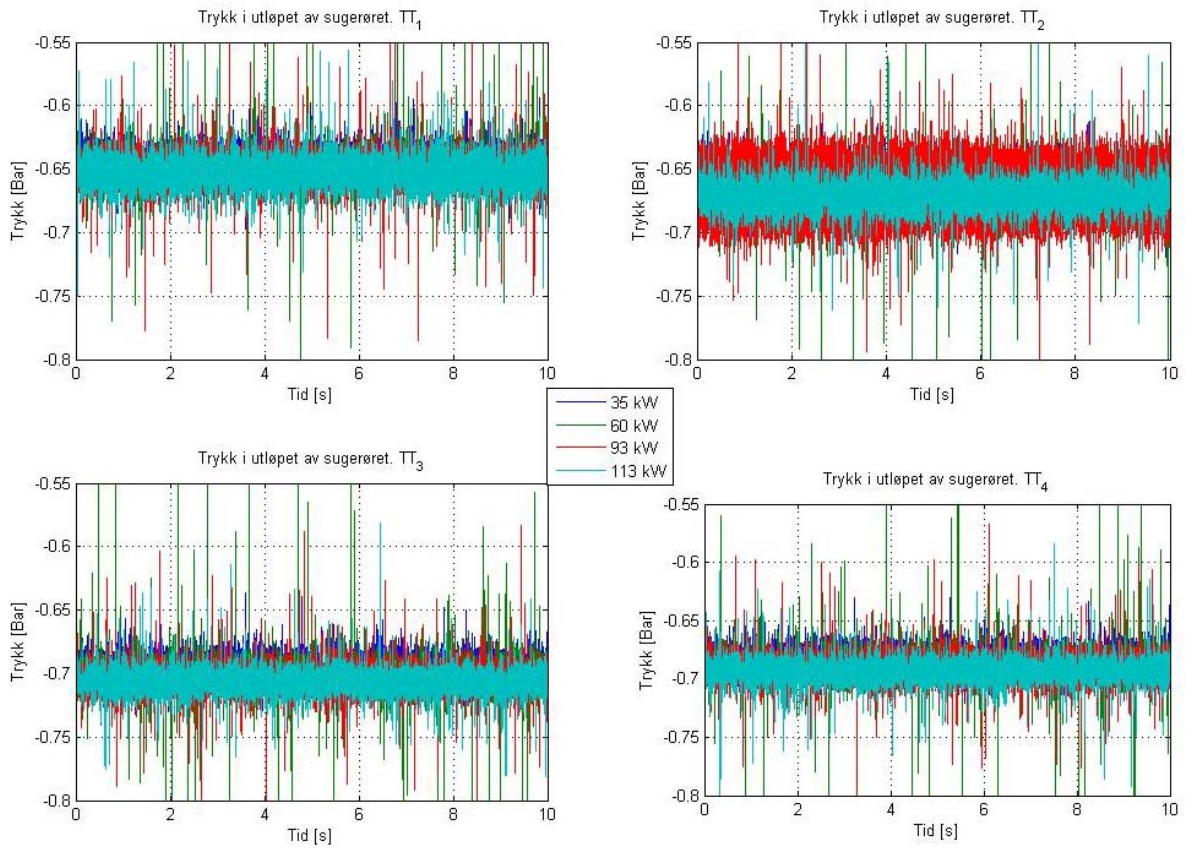
Figur 9. Trykk målt ved trykktansduser nr.5 i sugerørskonusen over 1 s.



Figur 10. Trykk målt ved fire trykktansdusere i sugerørskonusen.



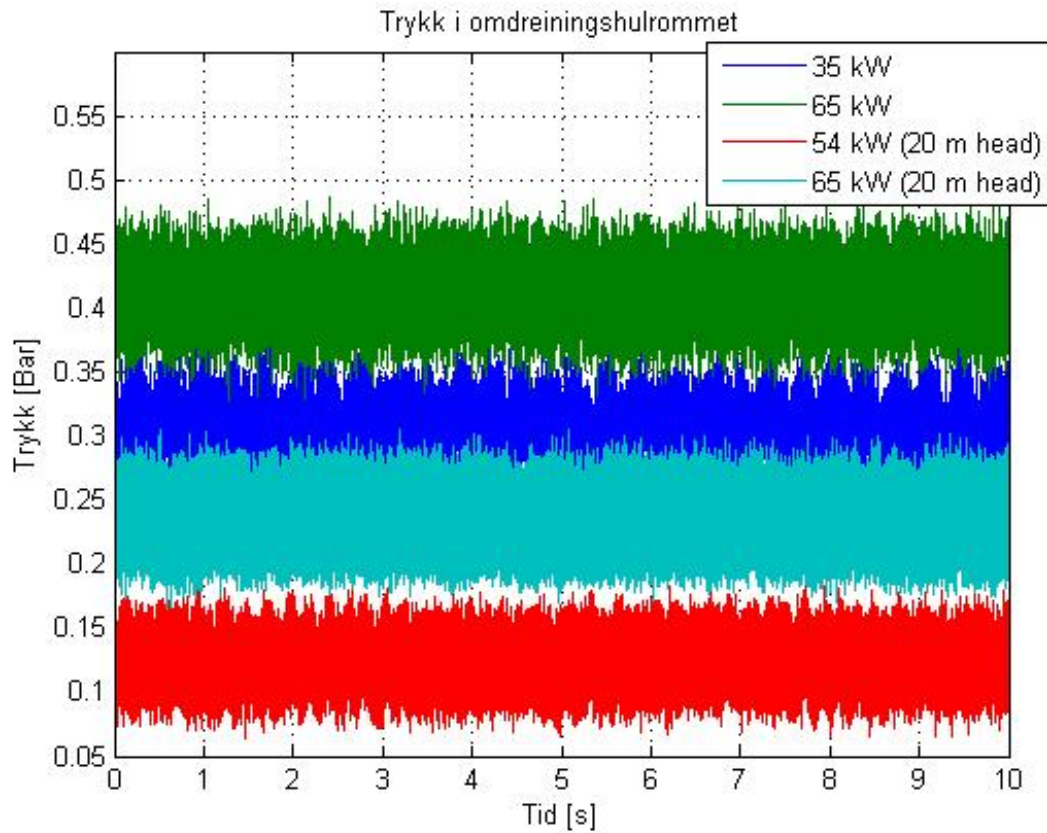
Figur 11. Trykk målt ved trykktansduser nr.3 på utløpet av sugerøret over 1 s.



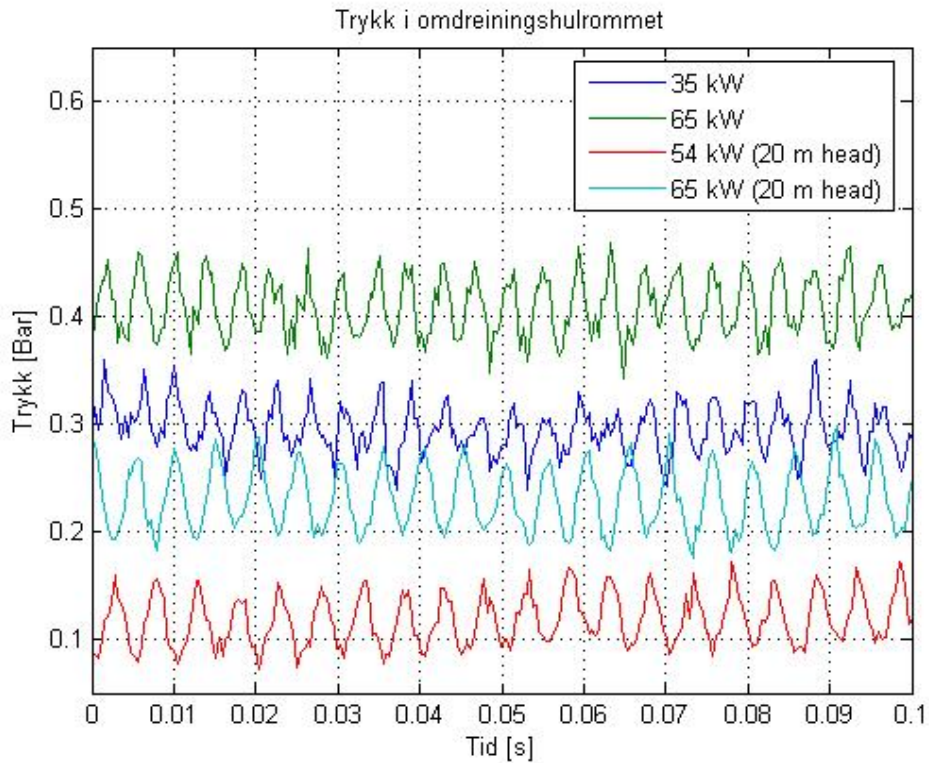
Figur 12. Trykk målt ved fire trykktansdusere i utløpet av sugerøret.

Figurene nedenfor gjelder for:

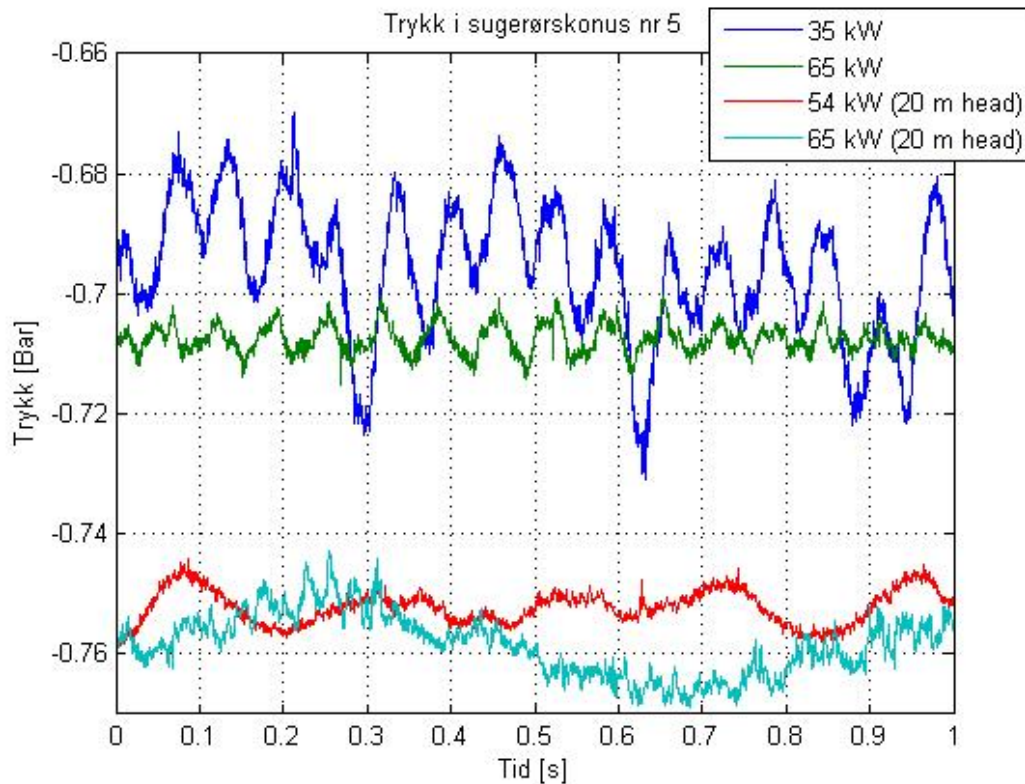
- $n_{ED} = 0,165$
- $Q_{ED} = 0,067; 0,116; 0,175$  og  $0,212$
- Ledeskovlåsning  $\alpha = 4^\circ; 7^\circ; 11^\circ$  og  $14^\circ$
- Det måtte benyttes  $H = 20$  m ved  $Q_{ED} = 0,175$  og  $0,212$  på grunn av begrensninger ved generatoren. Ellers ble  $H = 30$  m benyttet.



Figur 13. Trykk målt i omdreiningshulrommet.

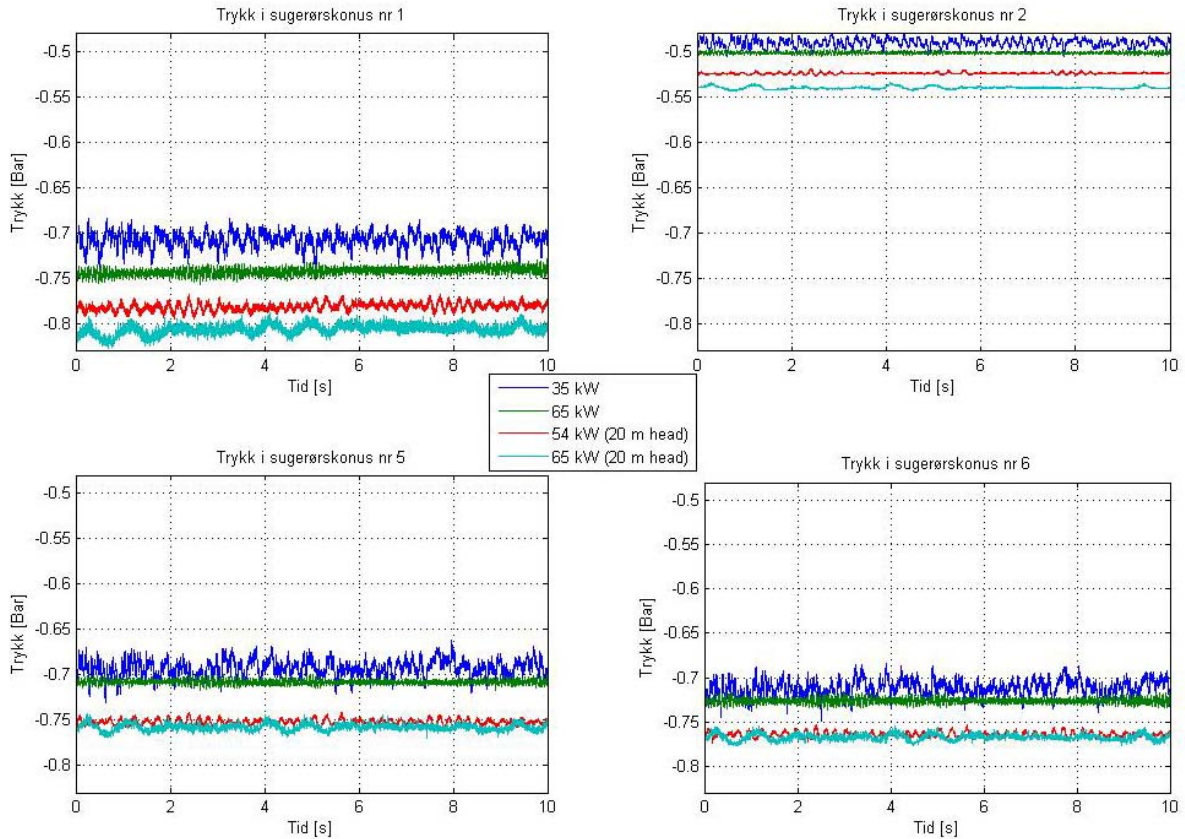


Figur 14. Trykk målt i omdreiningshulrom over 0,1s.

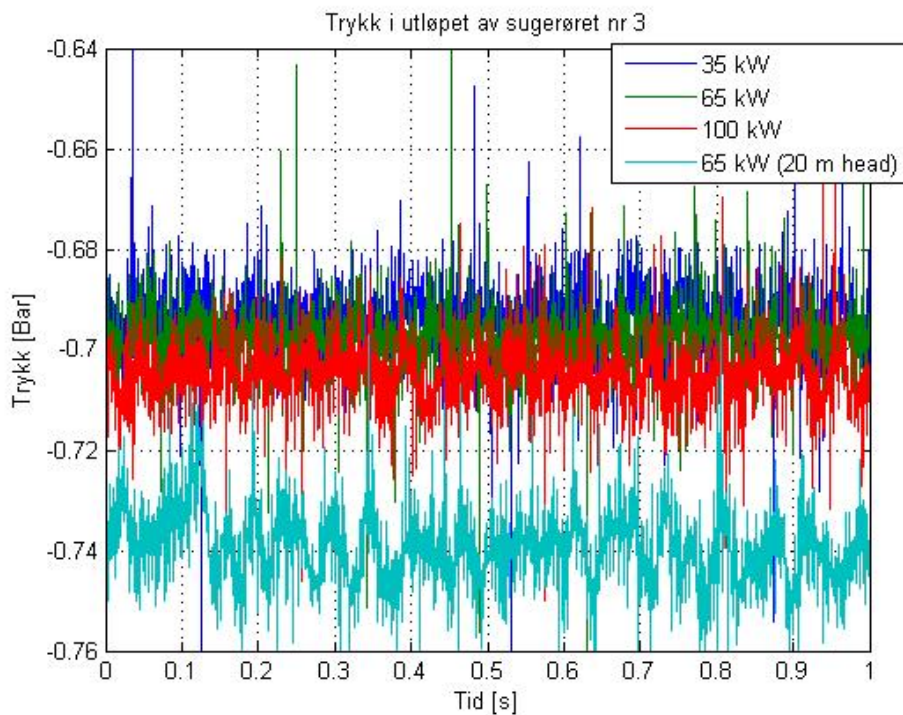


Figur 15. Trykk målt ved trykktansduser nr.5 i sugerørskonusen over 1 s.

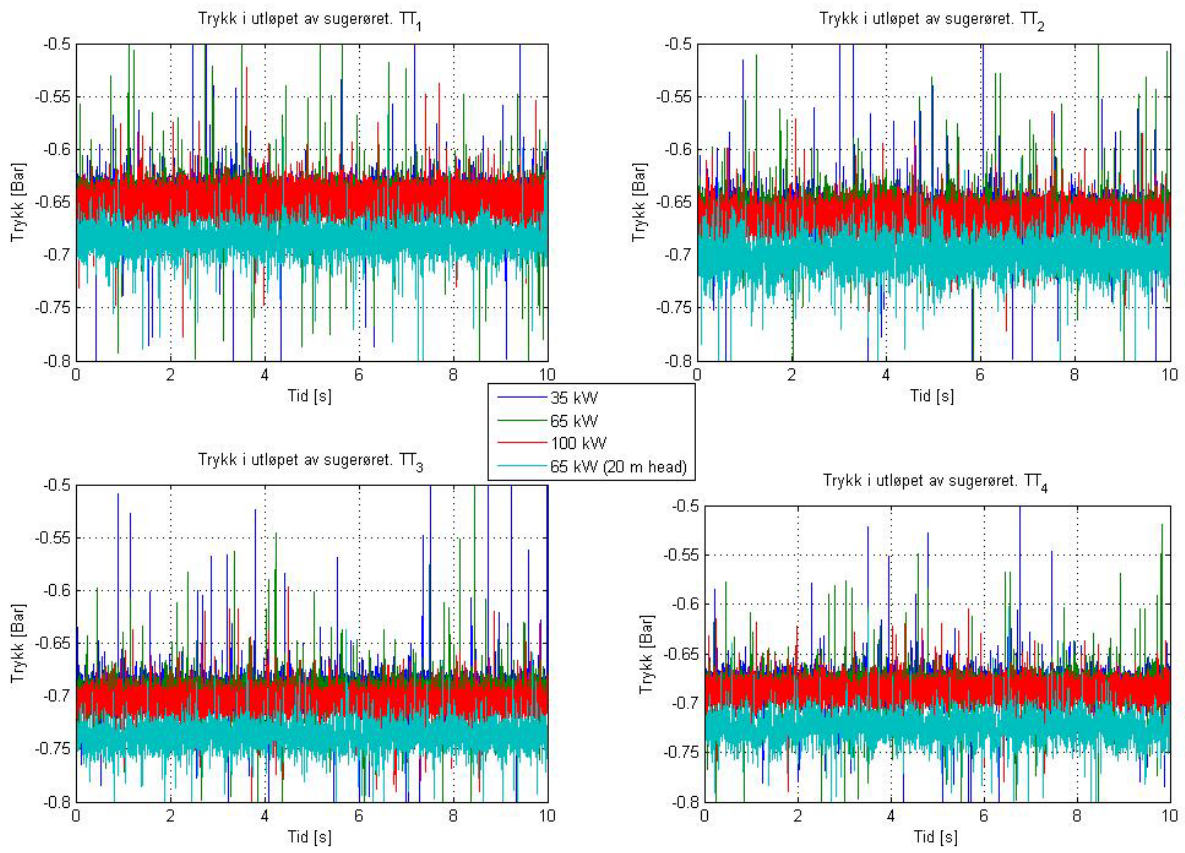




Figur 16. Trykk målt ved fire trykktansdusere i sugerørskonusen.



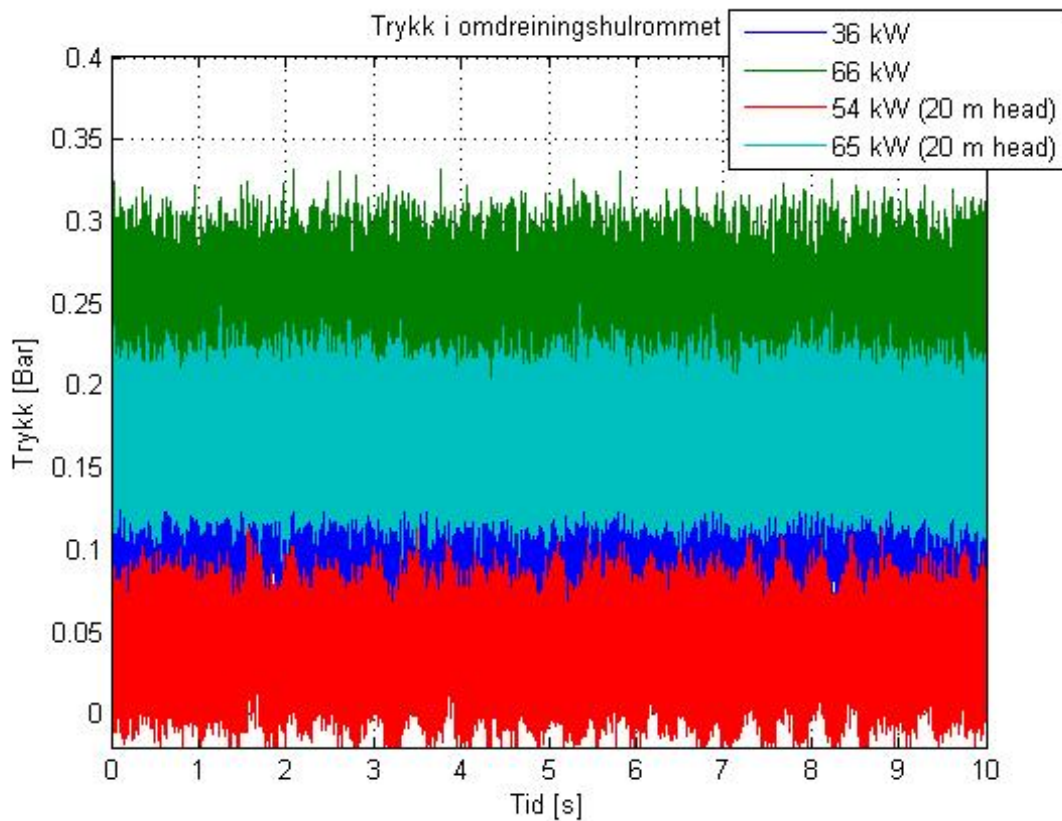
Figur 17. Trykk målt ved trykktansduser nr.3 på utløpet av sugerøret over 1 s.



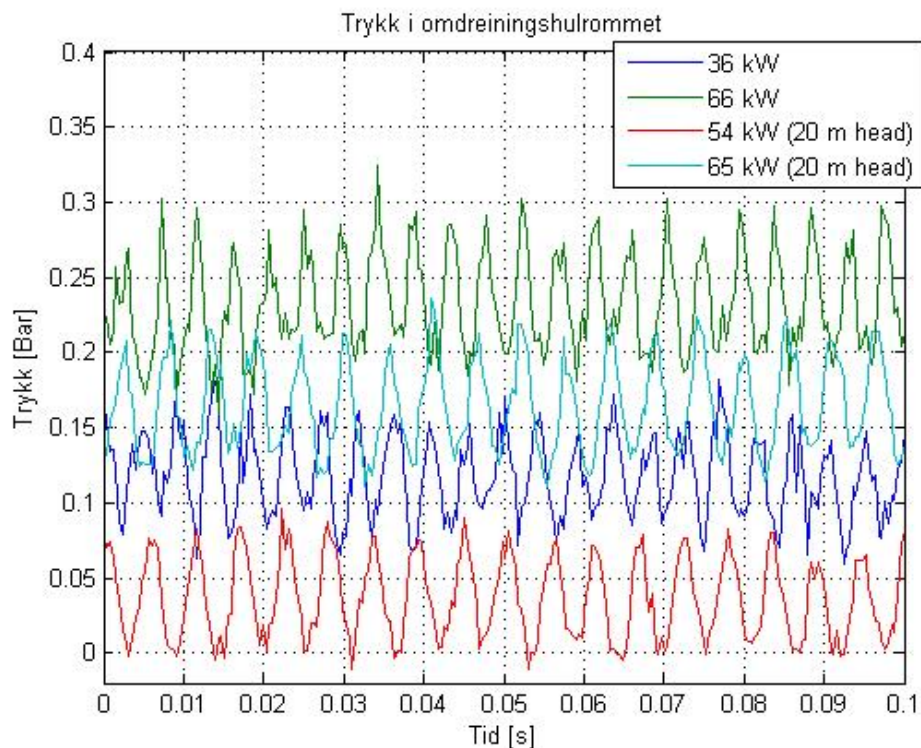
Figur 18. Trykk målt ved fire trykktansdusere i utløpet av sugerøret.

Figurene nedenfor gjelder for:

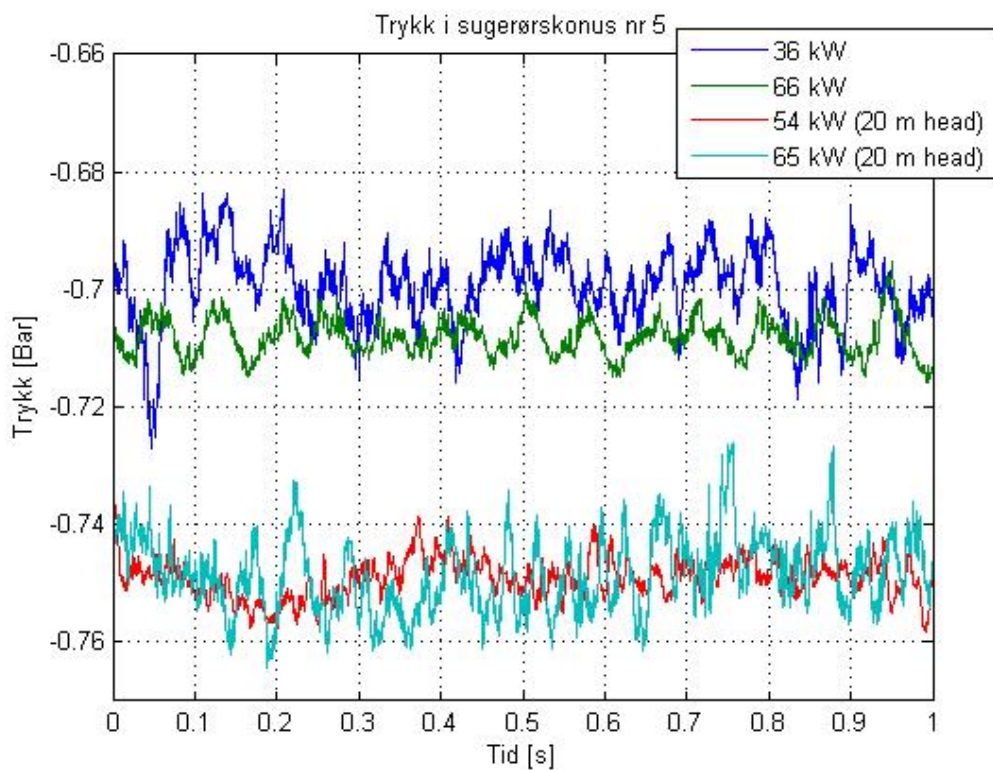
- $n_{ED} = 0,15$
- $Q_{ED} = 0,07; 0,121; 0,182$  og  $0,22$
- Ledeskovlåsning  $\alpha = 4^\circ; 7^\circ; 11^\circ$  og  $14^\circ$
- Det måtte benyttes  $H = 20$  m ved  $Q_{ED} = 0,182$  og  $0,22$  på grunn av begrensninger ved generatoren. Ellers ble  $H = 30$  m benyttet.



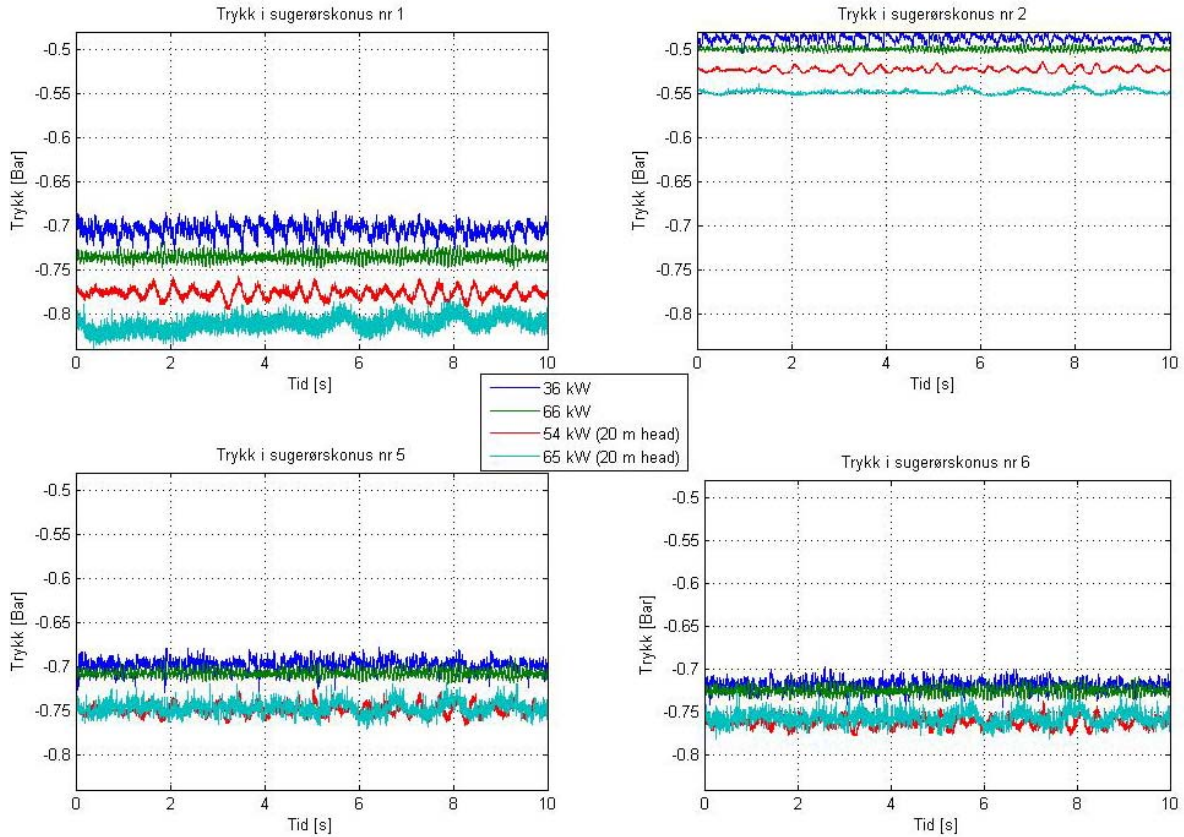
Figur 19. Trykk målt i omdreiningshulrommet.



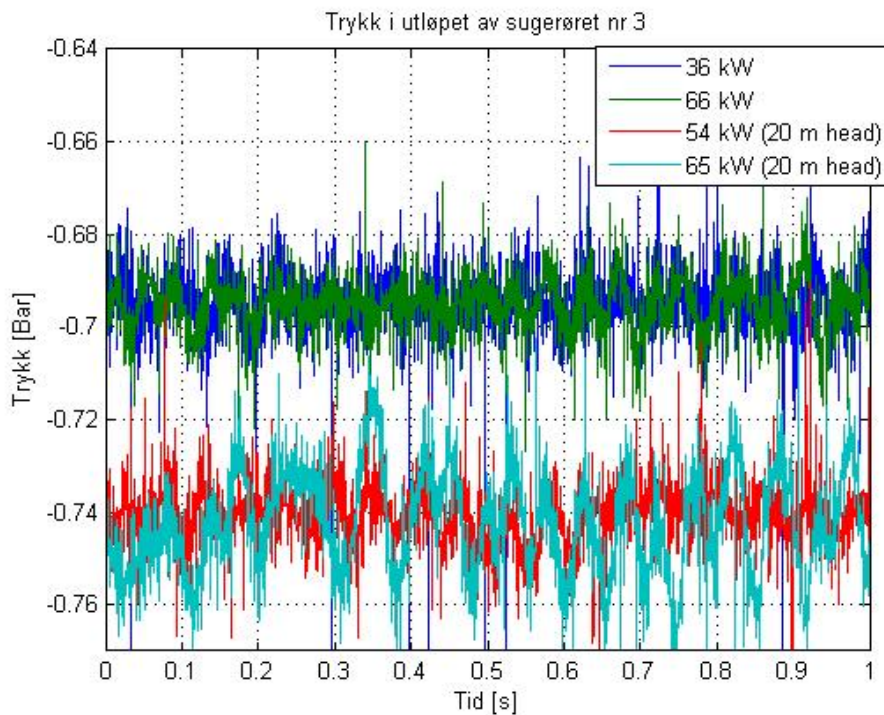
Figur 20. Trykk målt i omdreiningshulrommet over 1s.



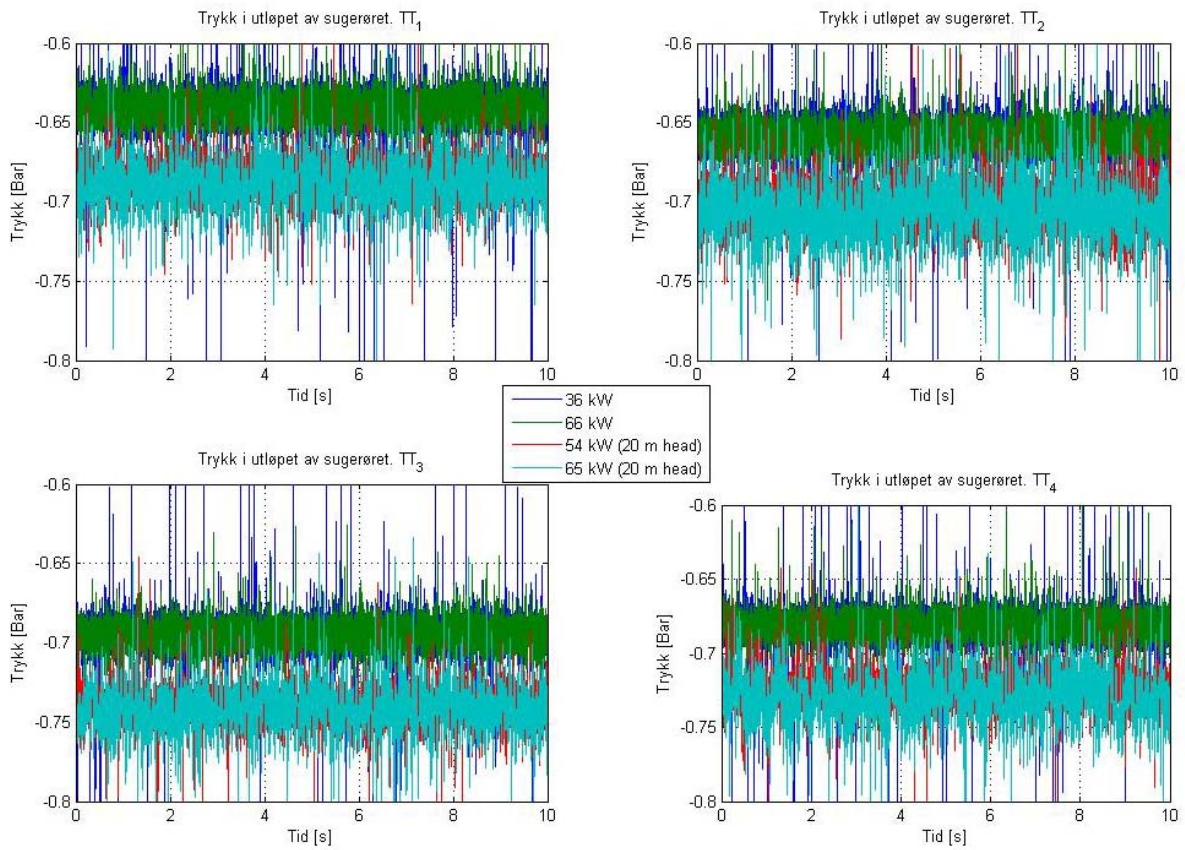
Figur 21. Trykk målt ved trykktansduser nr.5 i sugerørskonusen over 1s.



Figur 22. Trykk målt ved fire trykktransdusere i sugerørskonusen.



Figur 23. Trykk målt ved trykktransduser nr.3 på utløpet av sugerørret over 1 s.

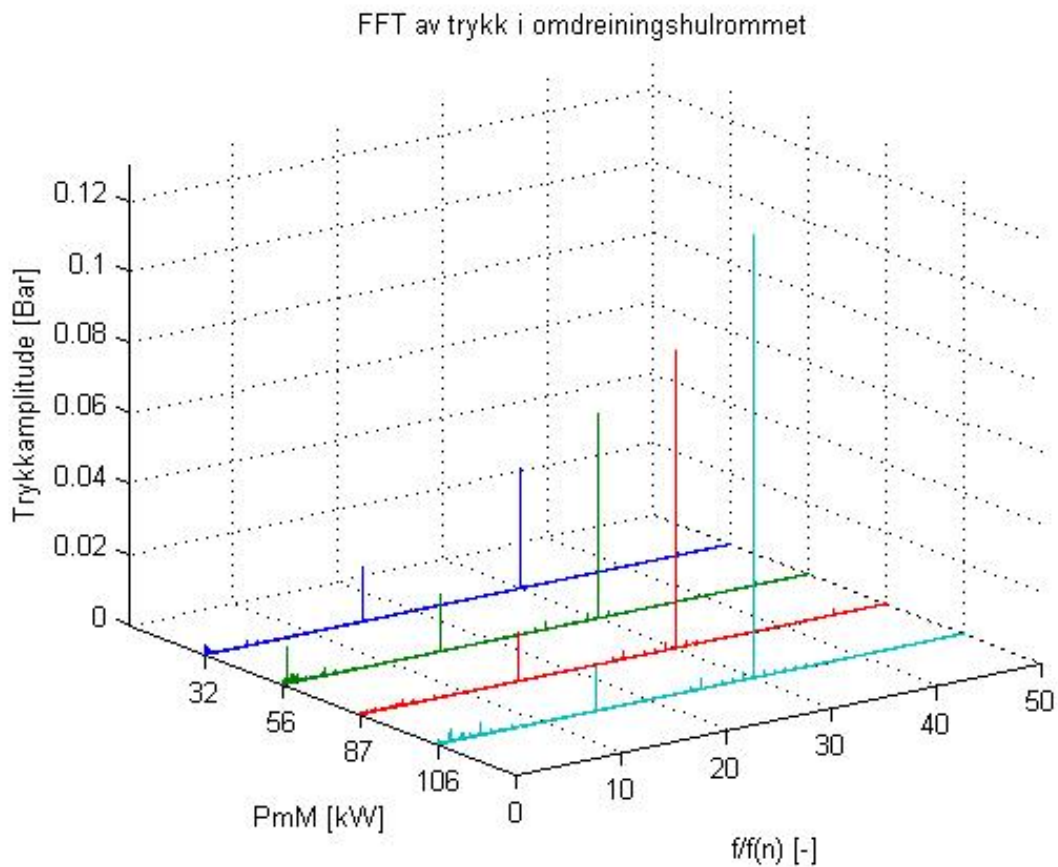


Figur 24. Trykk målt ved fire trykktansdusere i utløpet av sugerøret.

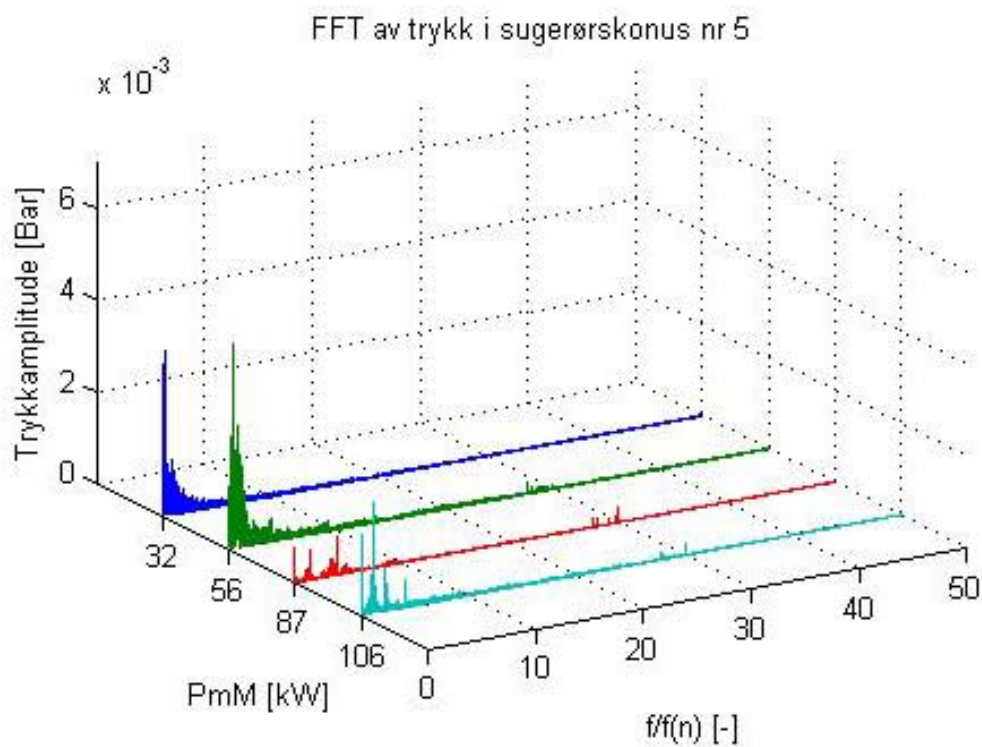
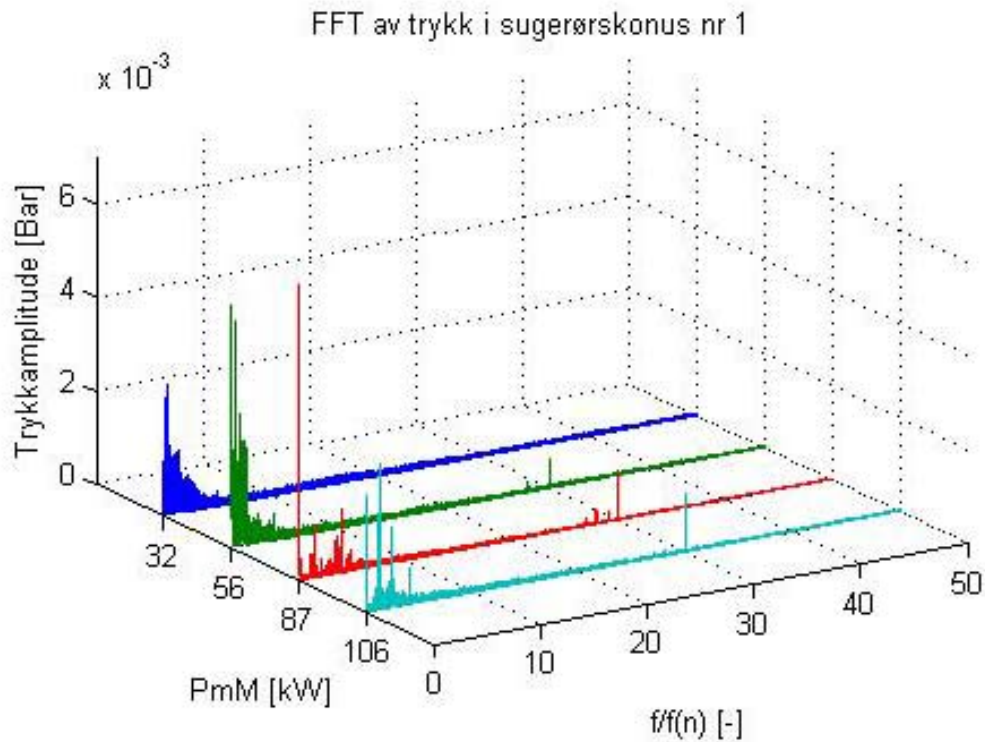
## Vedlegg F: Frekvensanalyse av trykkmålinger

Figurene nedenfor gjelder for:

- $n_{ED} = 0,22$
- $Q_{ED} = 0,05; 0,09; 0,14$  og  $0,17$
- Ledeskovlåpning  $\alpha = 4^\circ; 7^\circ; 11^\circ$  og  $14^\circ$
- $H = 30$  m

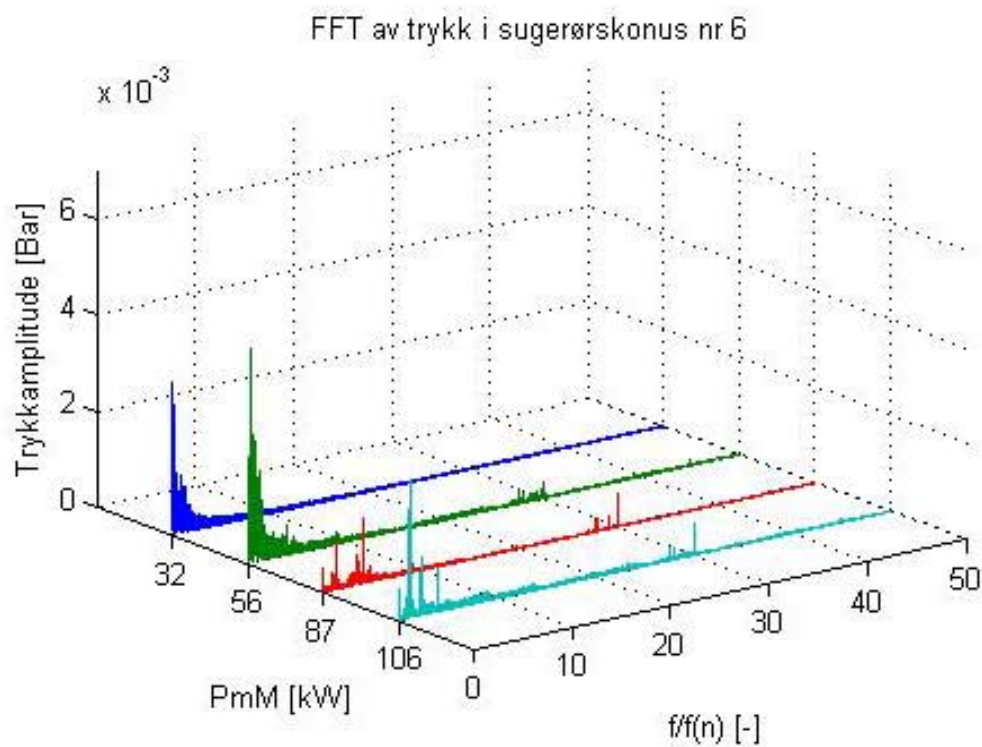
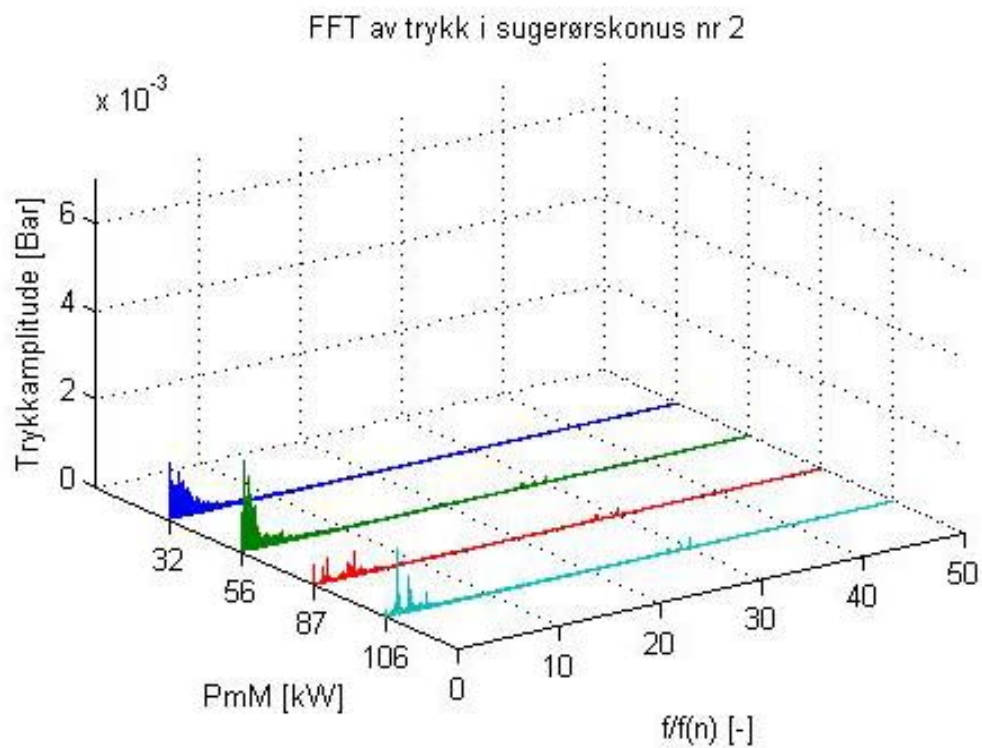


Figur 25. Omdreiningshulrommet ( $n_{ED}=0,22$ ).

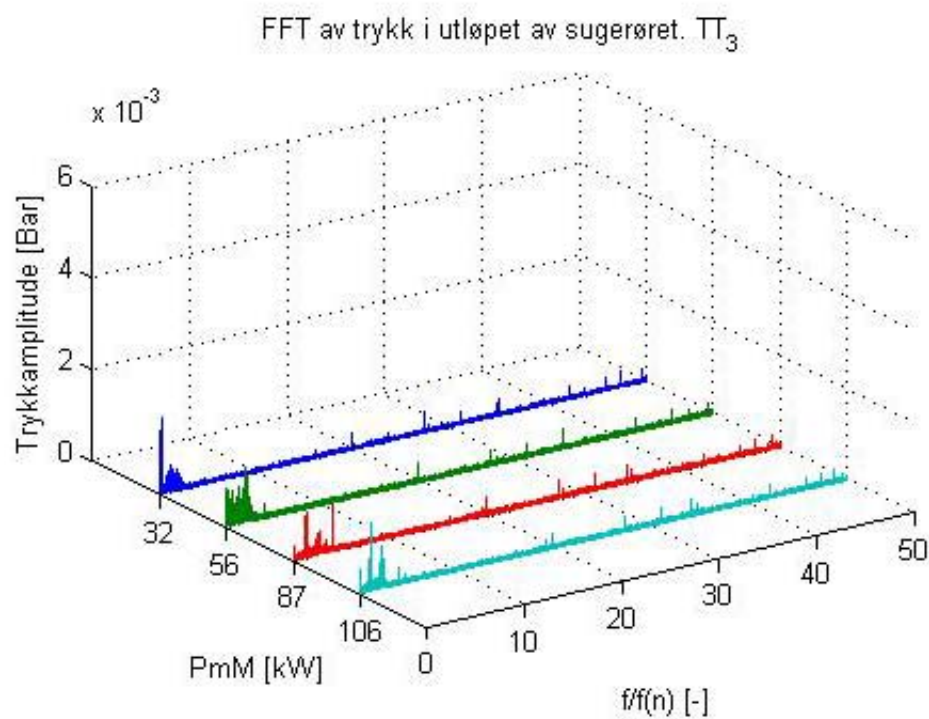
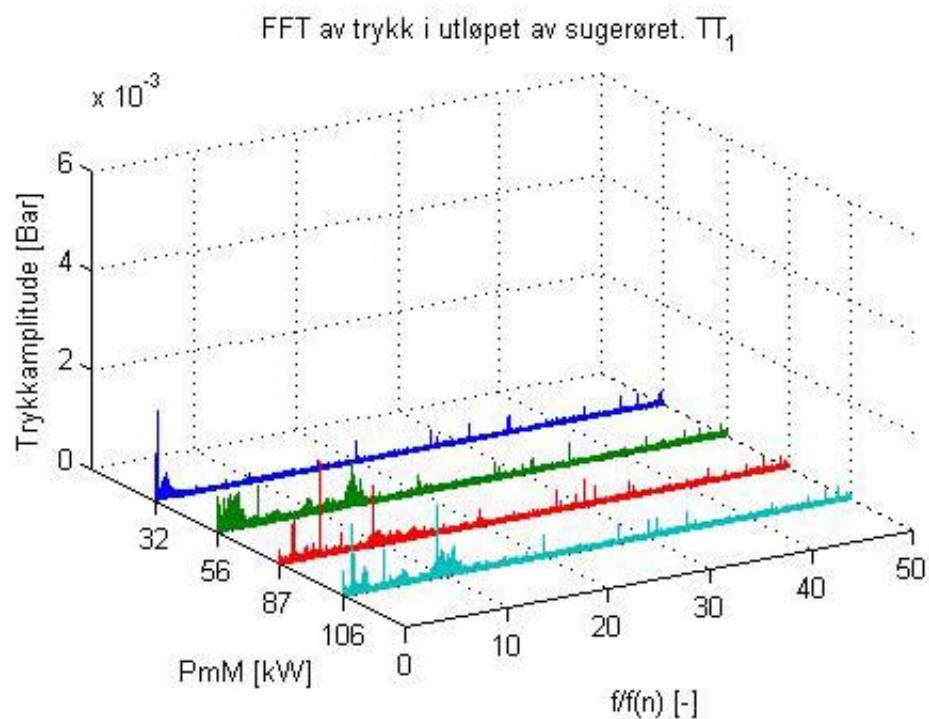


Figur 26. Trykktransduser nr.1 og nr.5 på sugerørskonus ( $n_{ED}=0,22$ ).

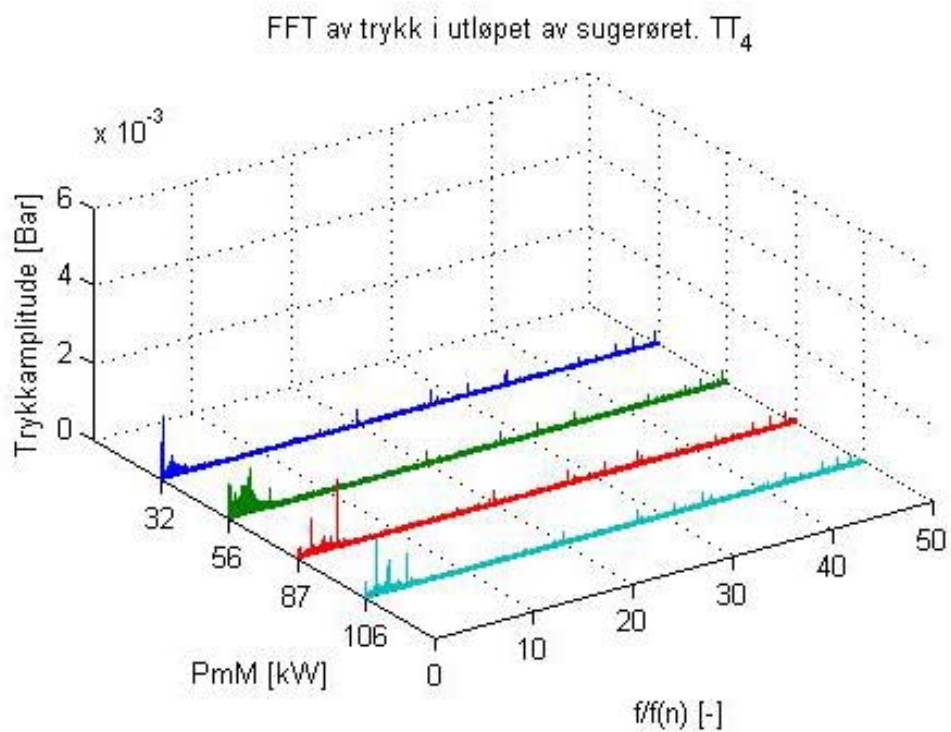
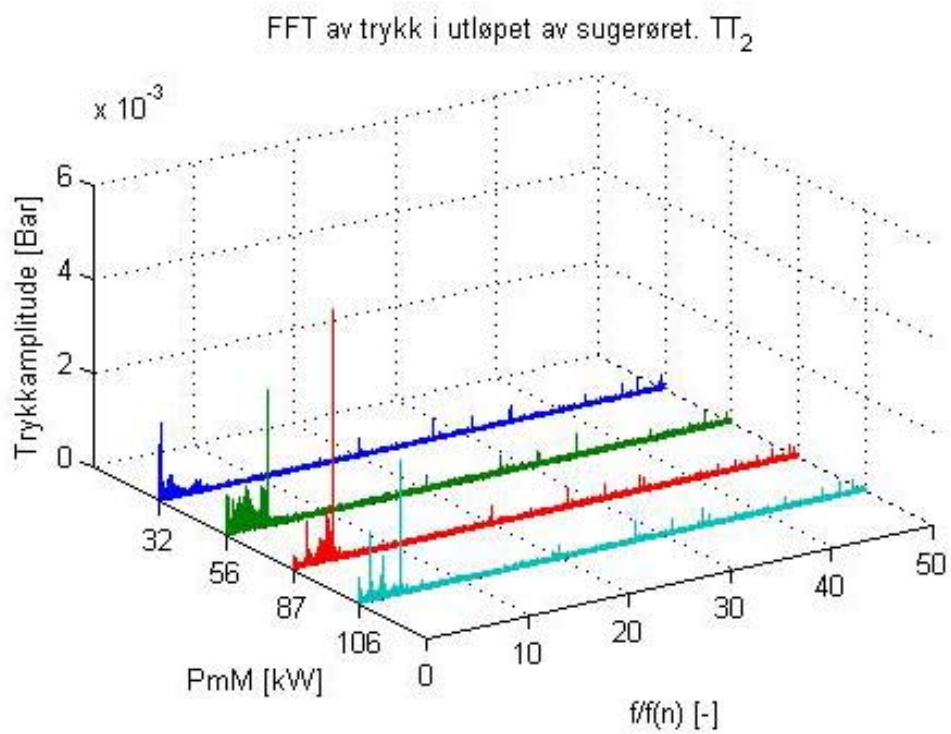




Figur 27. Trykktransduser nr.2 og nr.6 på sugerørskonus ( $n_{ED}=0,22$ ).



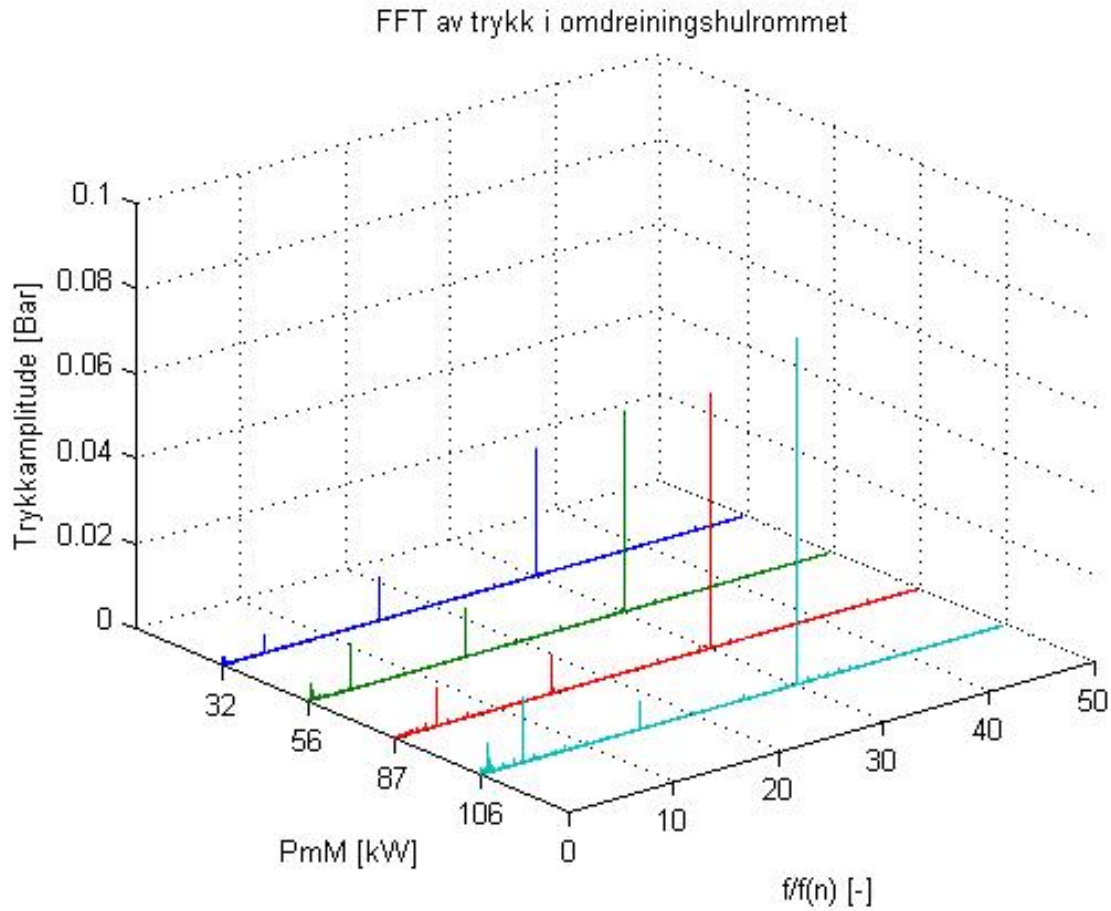
Figur 28. Trykktransduser nr.1 og nr.3 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED}=0,22$ ).



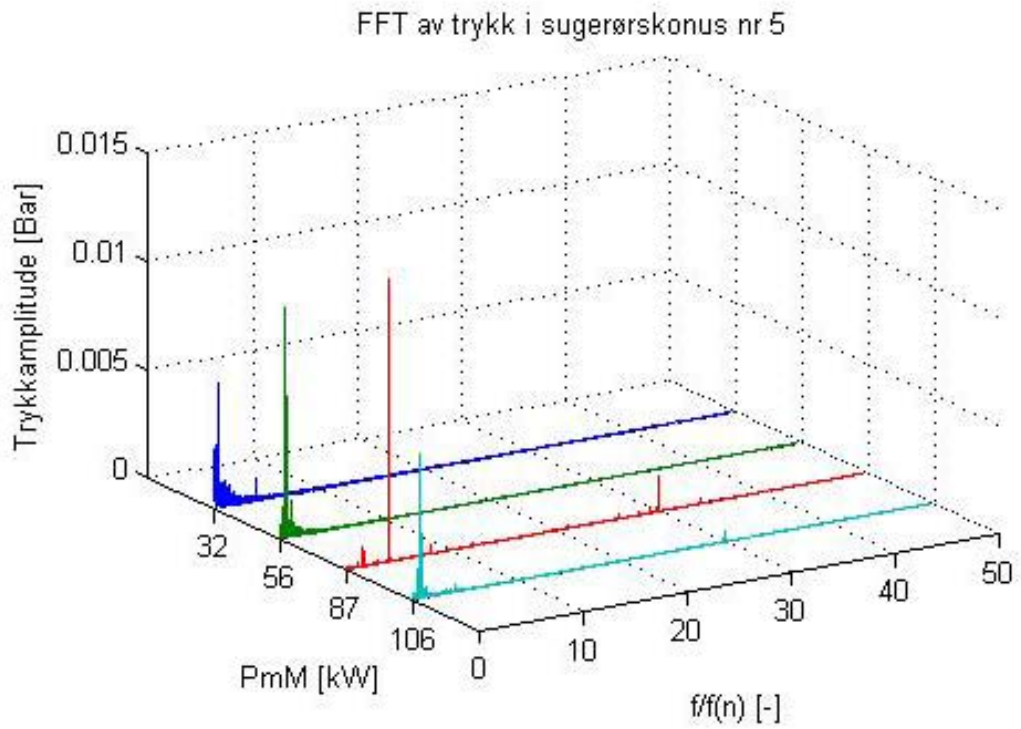
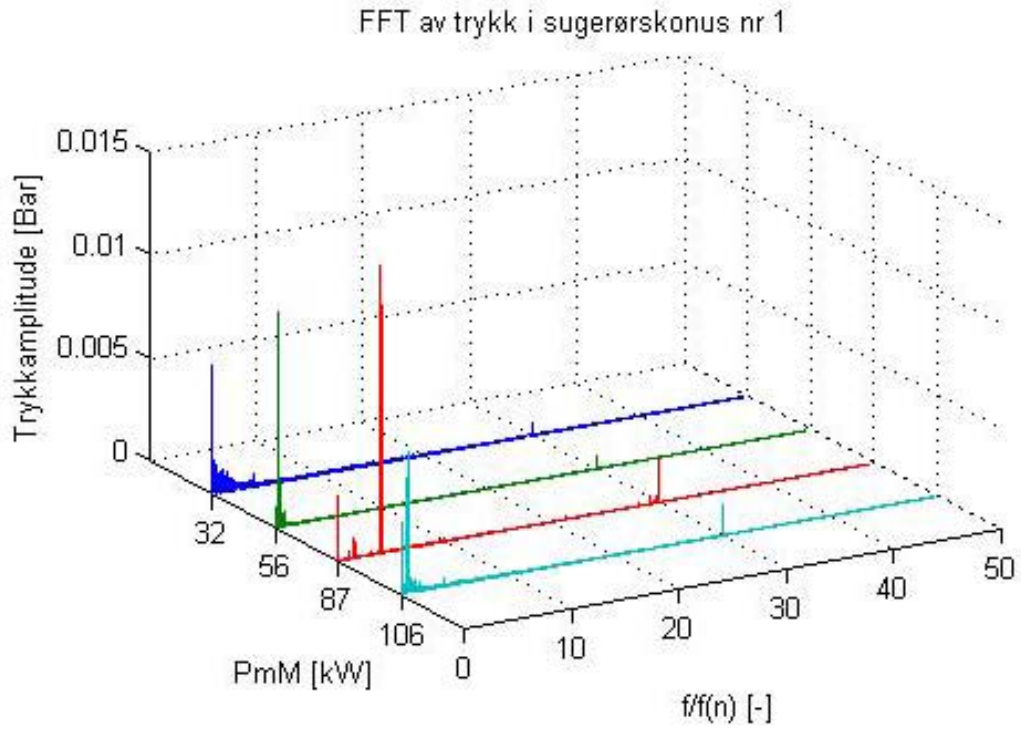
Figur 29. Trykktransduser nr.2 og nr.4 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED}=0,22$ ).

Figurene nedenfor gjelder for:

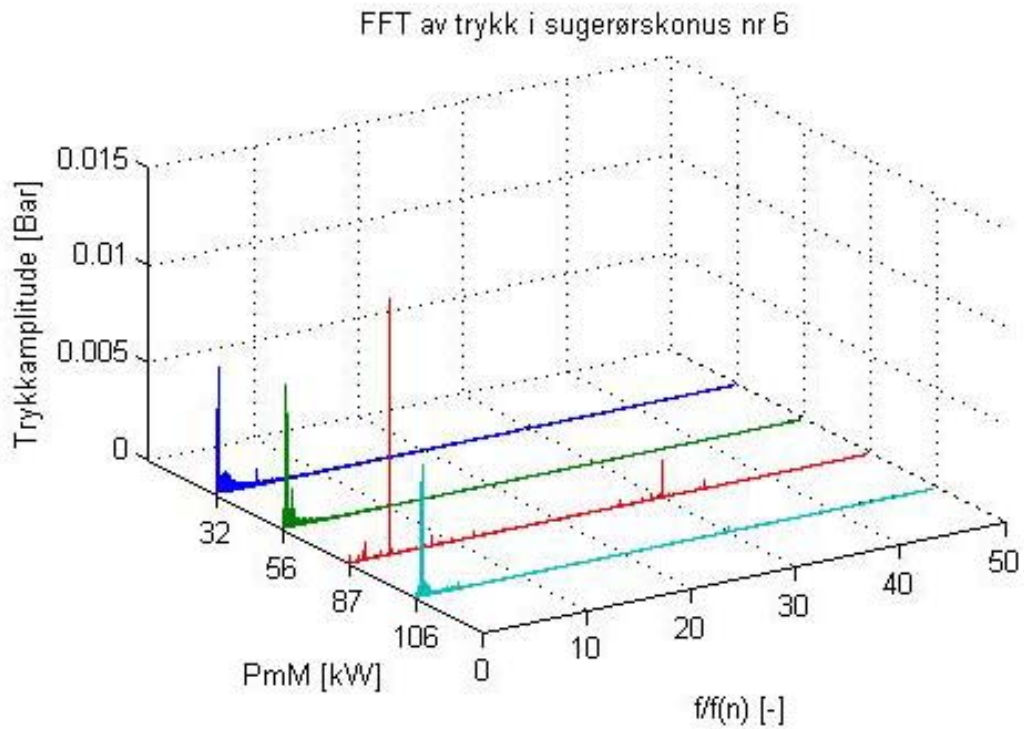
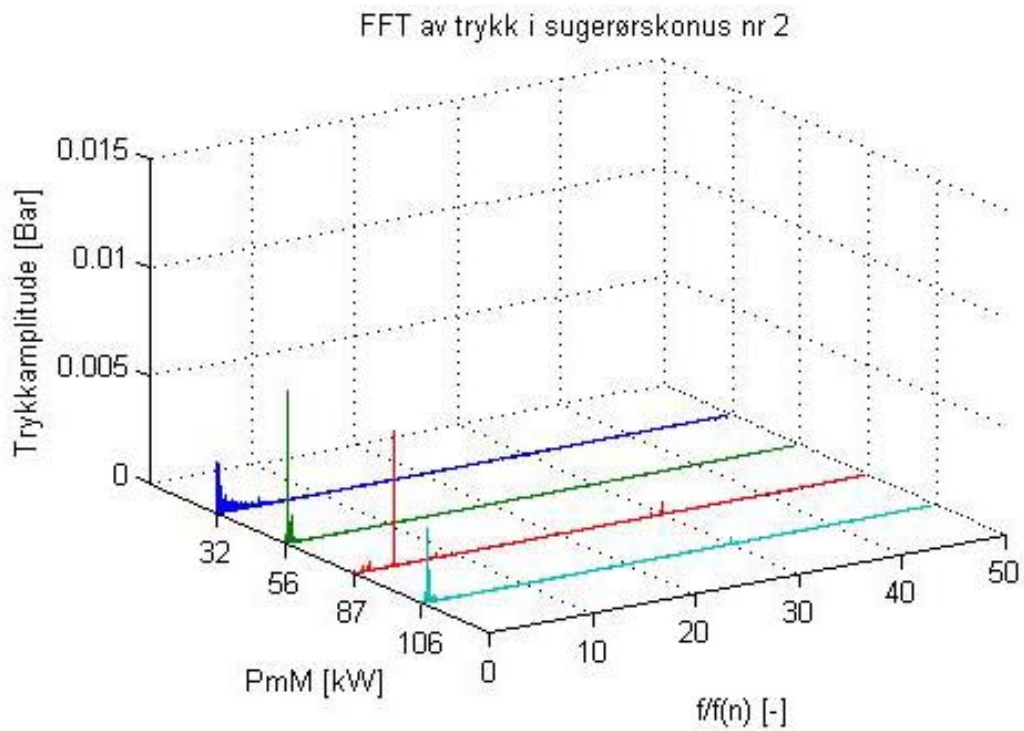
- $n_{ED}=0,205$
- $Q_{ED}=0,057; 0,099; 0,151$  og  $0,183$
- Ledeskovlåpning  $\alpha = 4^\circ; 7^\circ; 11^\circ$  og  $14^\circ$
- $H = 30$  m



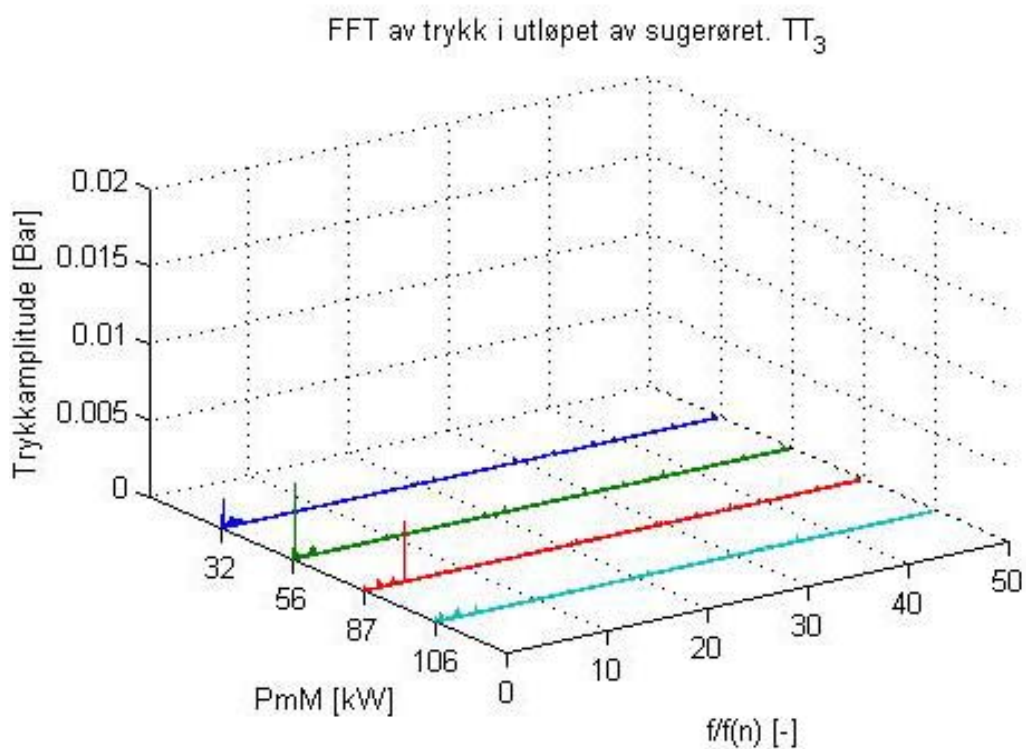
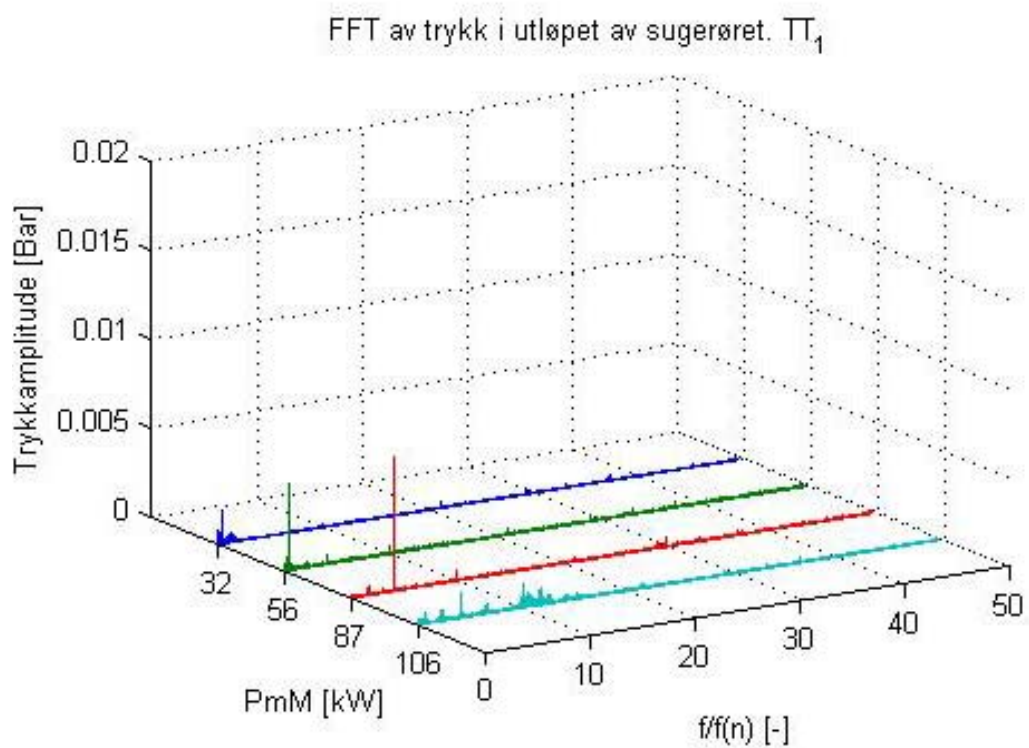
Figur 30. Omdreiningshulrommet ( $n_{ED}=0,205$ ).



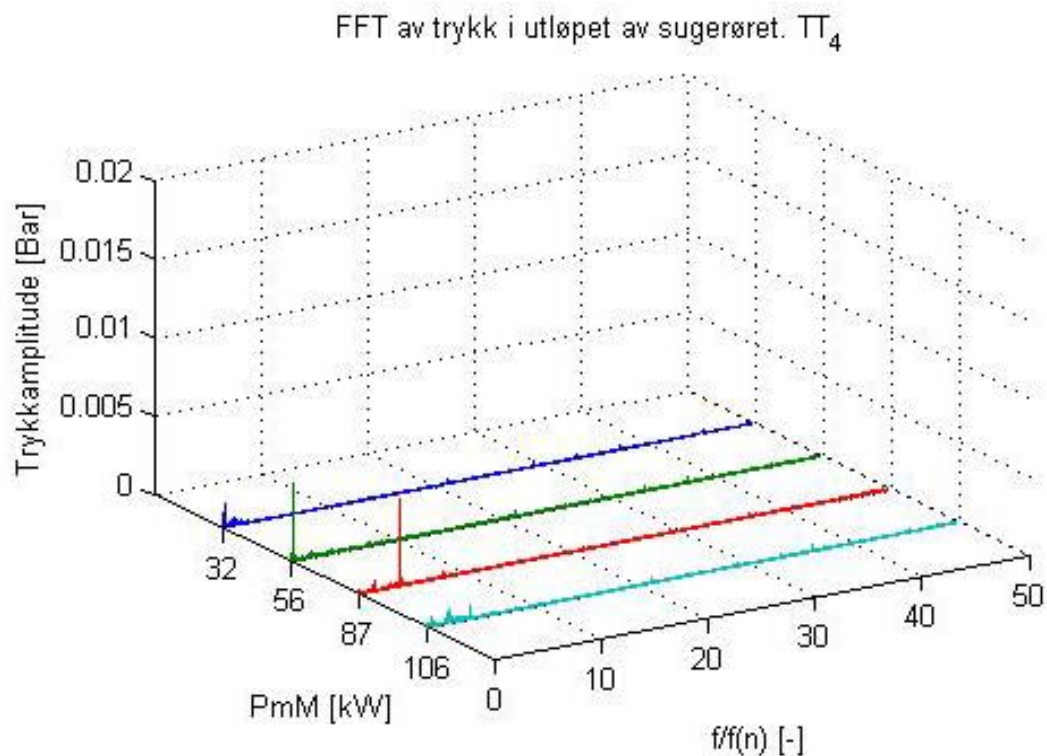
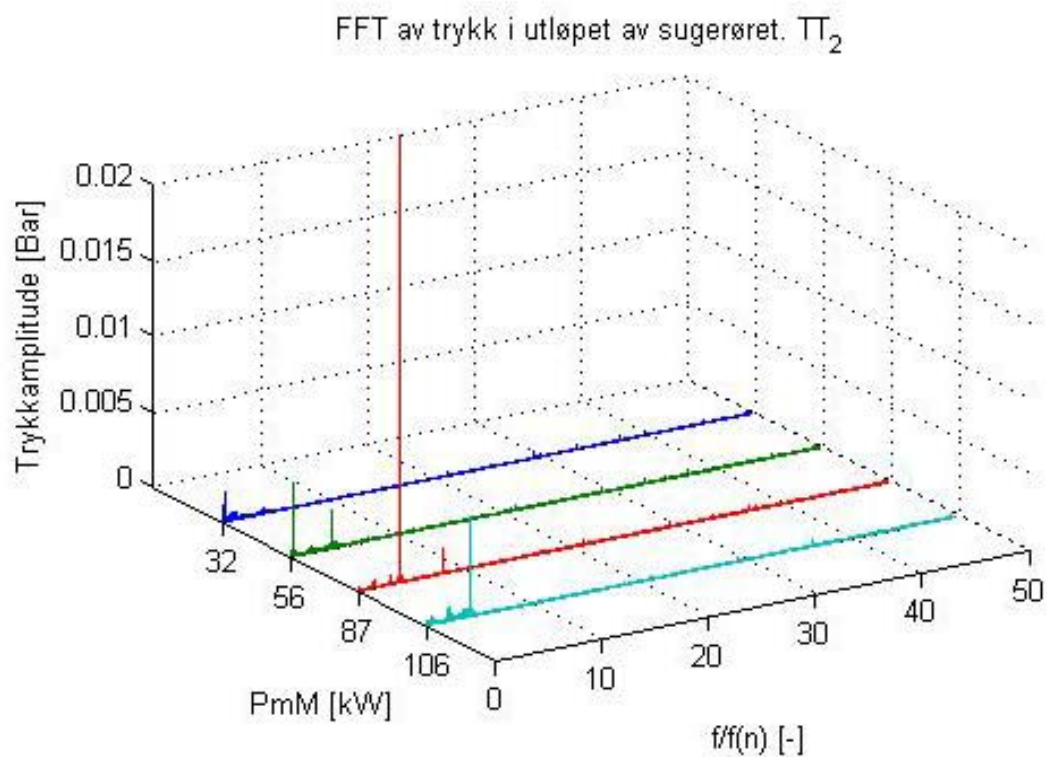
Figur 31. Trykktransduser nr.1 og nr.5 på sugerørskonuss ( $n_{ED}=0,205$ ).



Figur 32. Trykktransduser nr.2 og nr.6 på sugerørskonus ( $n_{ED}=0,205$ ).



Figur 33. Trykktransduser nr.1 og nr.3 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED}=0,205$ ).

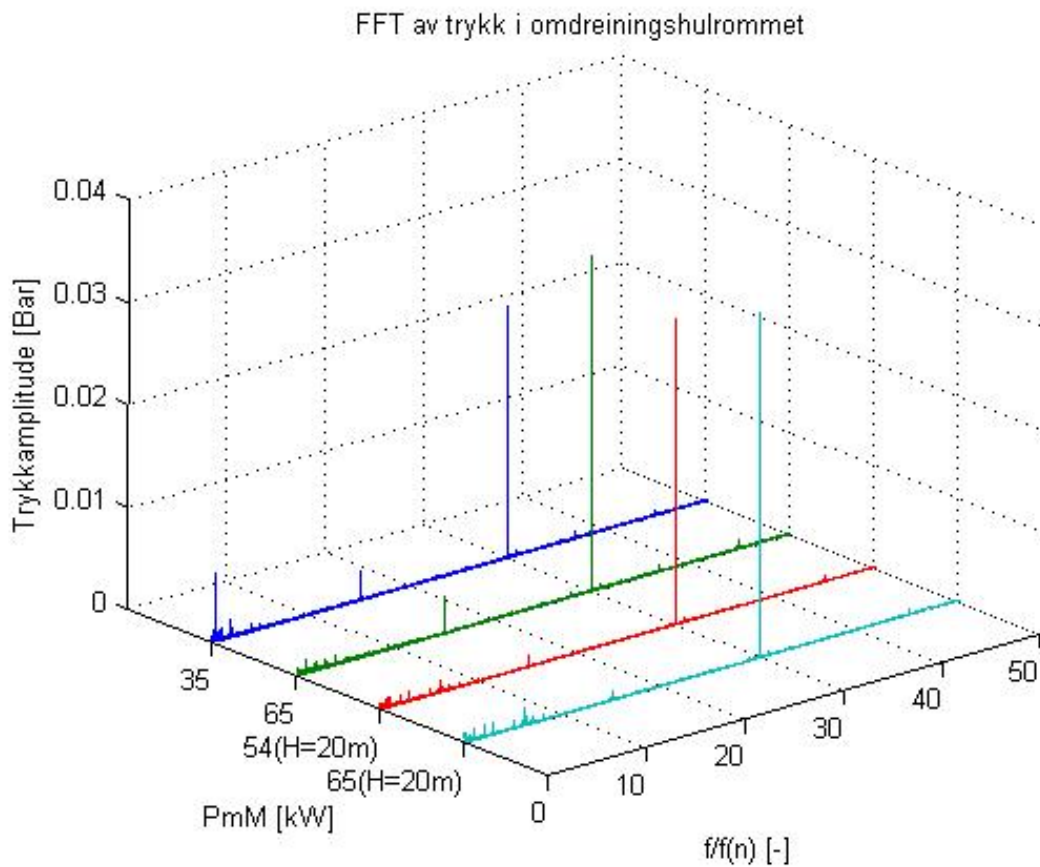


Figur 34. Trykktransduser nr.2 og nr.4 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED}=0,205$ ).

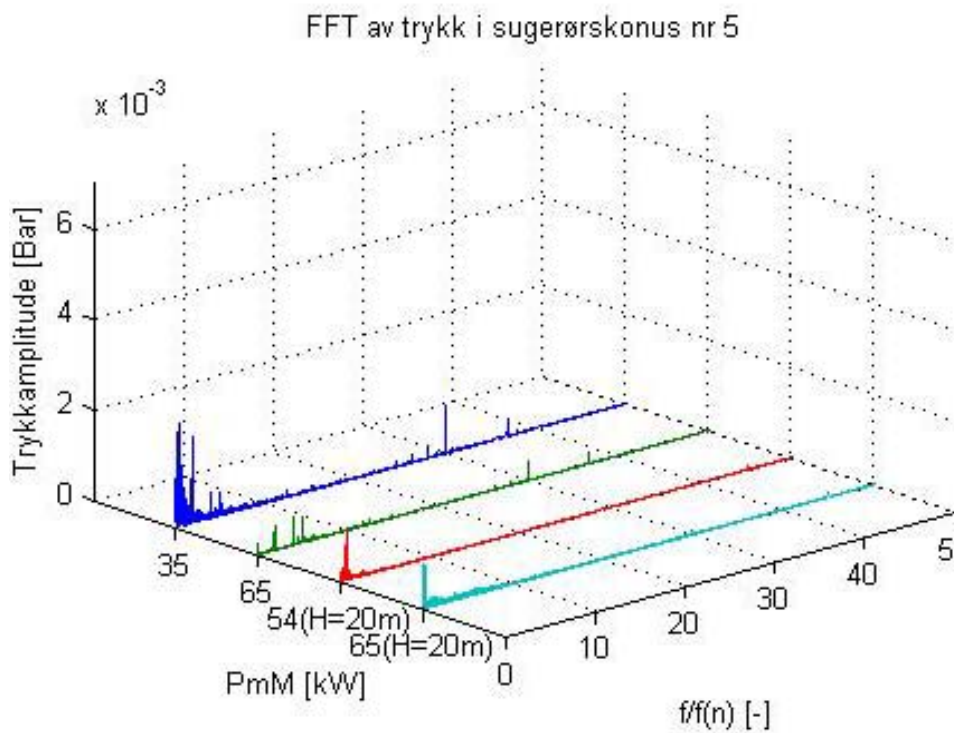
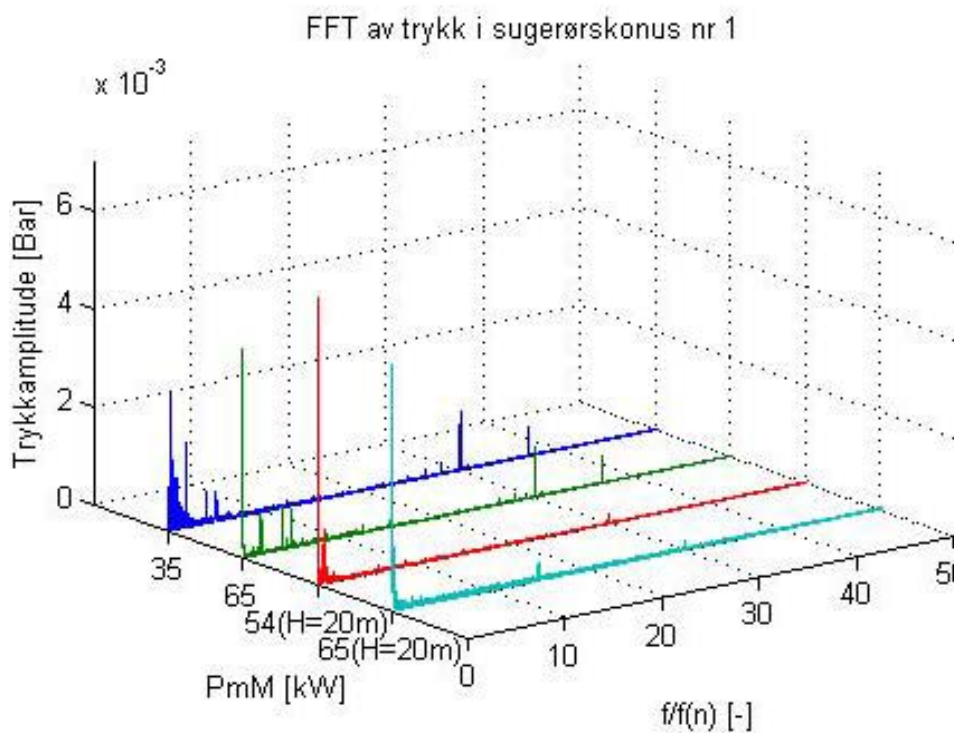


Figurene nedenfor gjelder for:

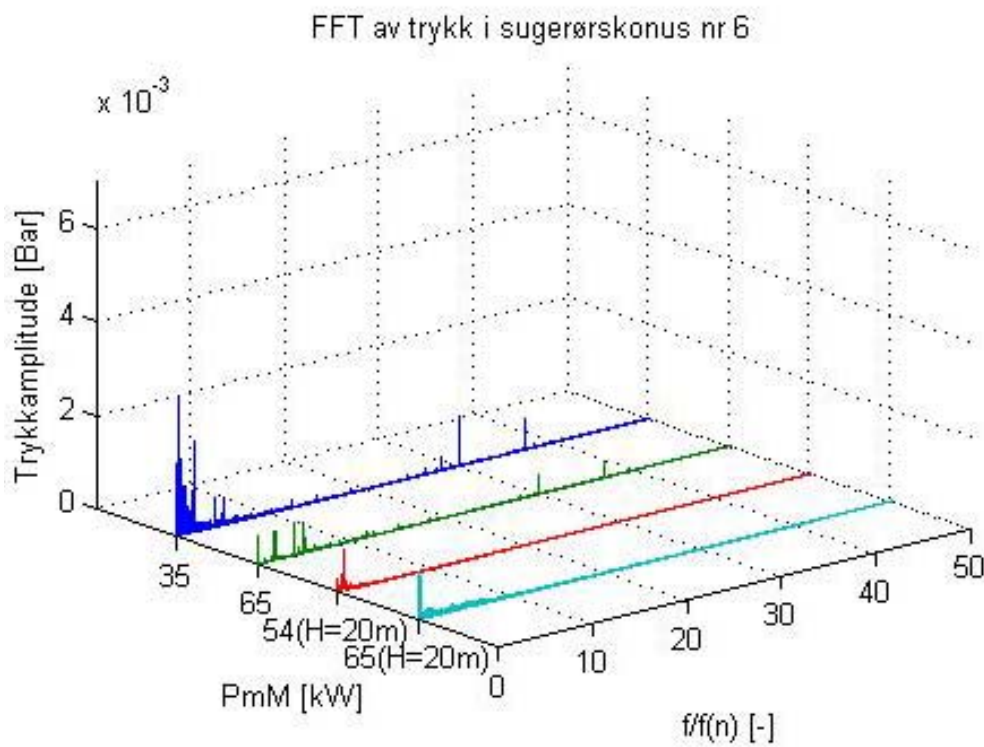
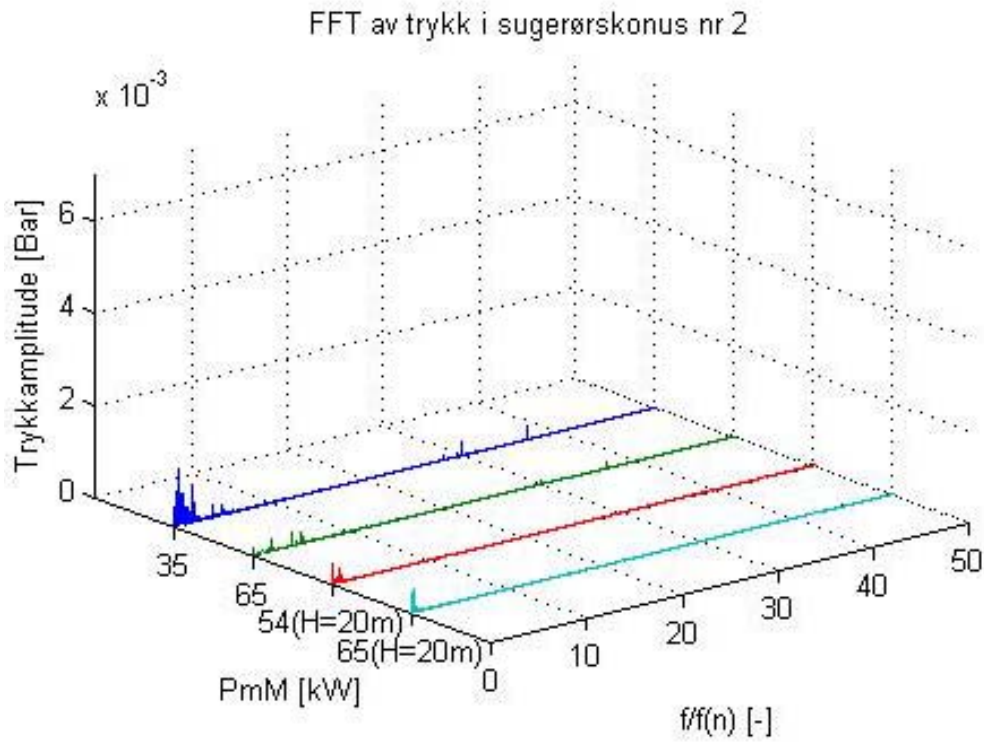
- $n_{ED} = 0,165$
- $Q_{ED} = 0,067; 0,116; 0,175$  og  $0,212$
- Ledeskovlåpning  $\alpha = 4^\circ; 7^\circ; 11^\circ$  og  $14^\circ$
- Det måtte benyttes  $H = 20$  m ved  $Q_{ED} = 0,175$  og  $0,212$  på grunn av begrensninger ved generatoren. Ellers ble  $H = 30$  m benyttet.



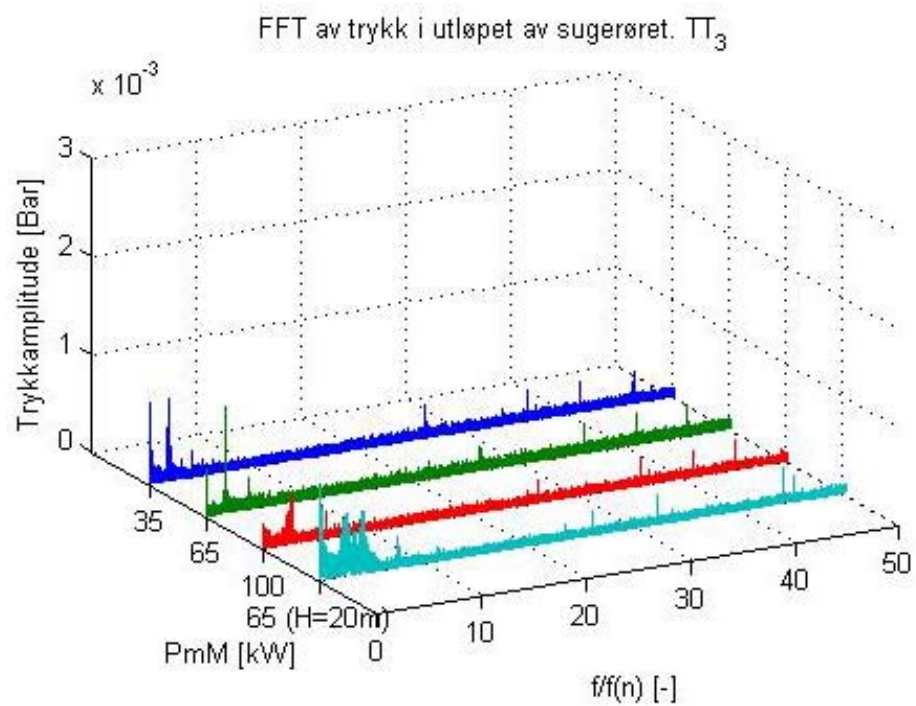
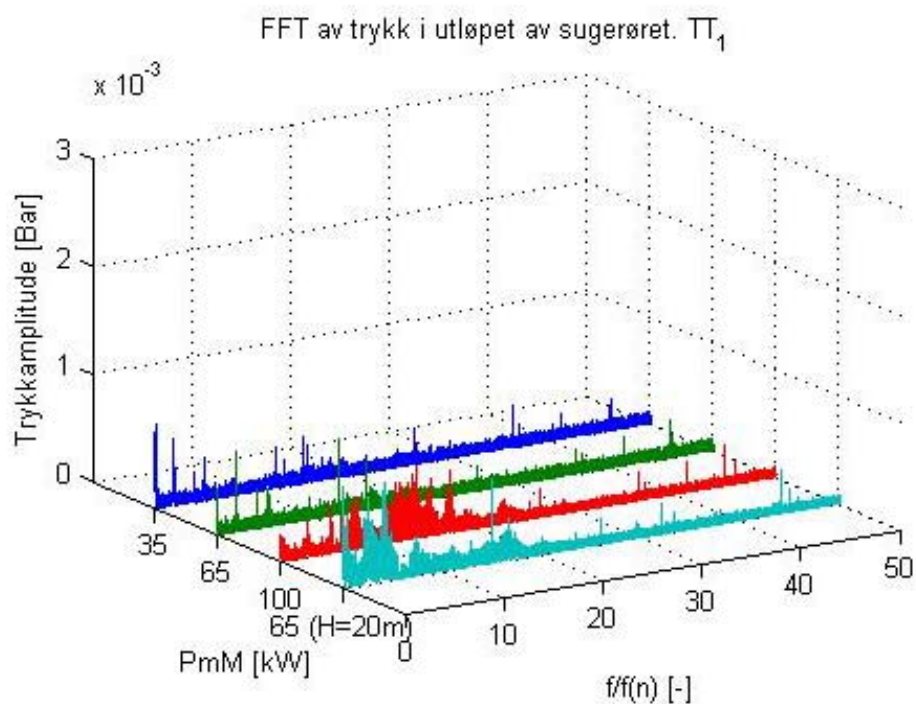
Figur 35. Omdreiningshulrommet ( $n_{ED}=0,165$ ).



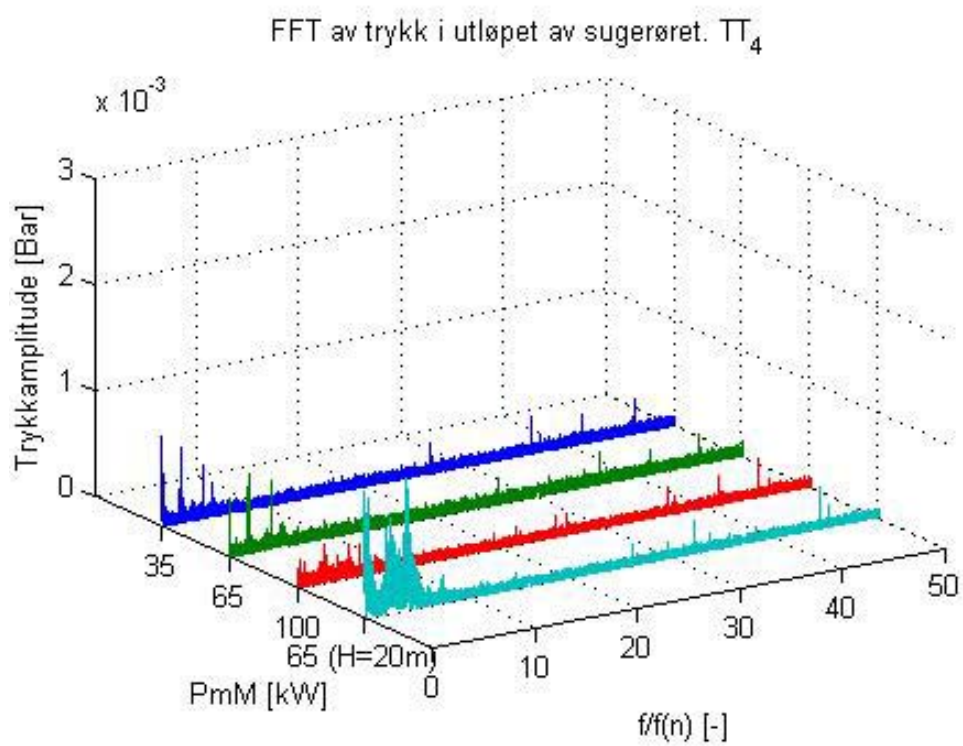
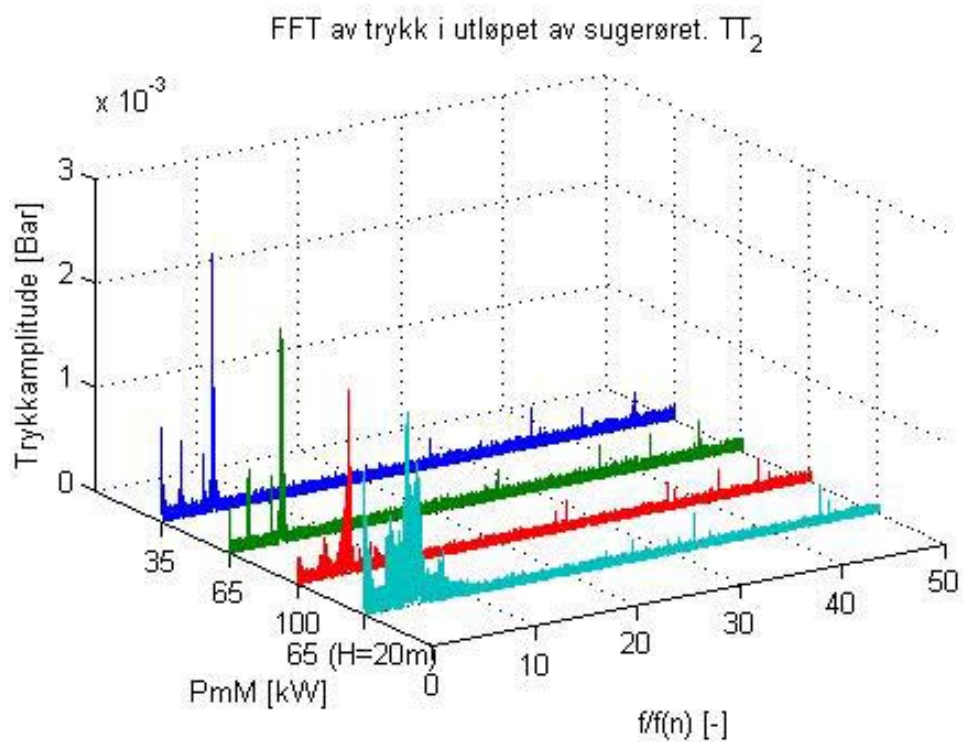
Figur 36. Trykktransduser nr.1 og nr.5 på sugerørskonus ( $n_{ED}=0,165$ ).



Figur 37. Trykktransduser nr.2 og nr.6 på sugerørskonus ( $n_{ED}=0,165$ ).



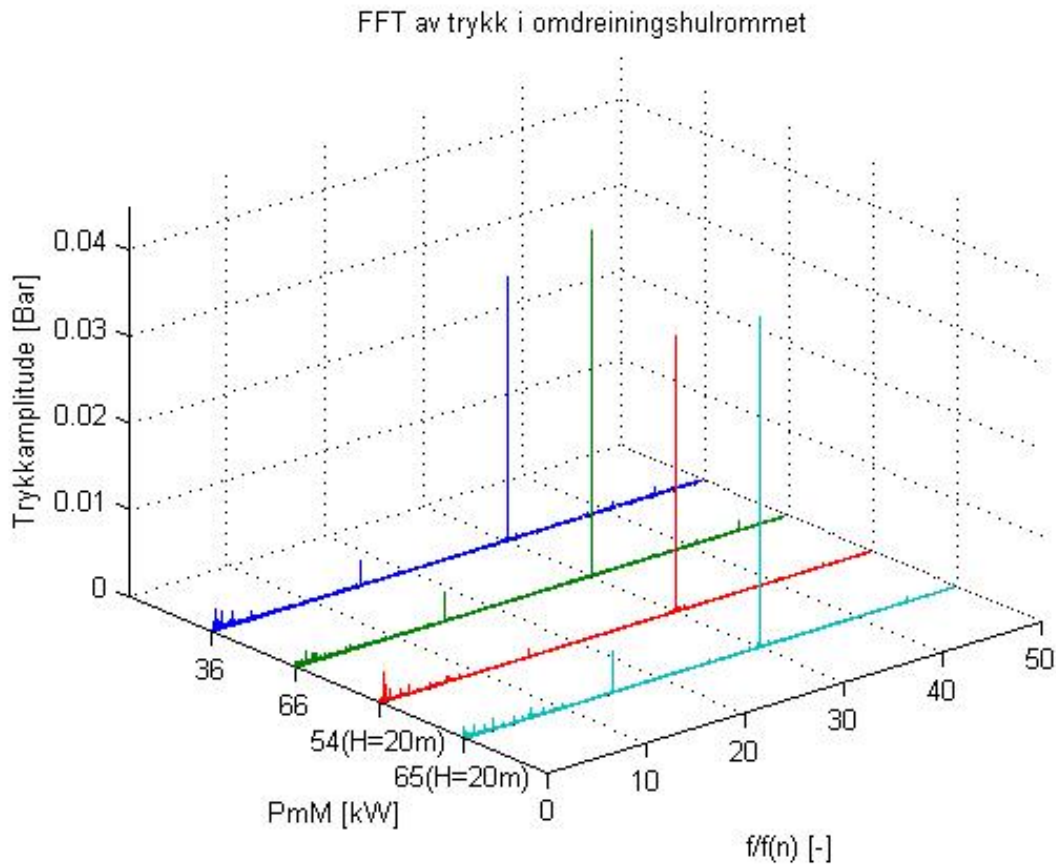
Figur 38. Trykktransduser nr.1 og nr.3 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED}=0,165$ ).



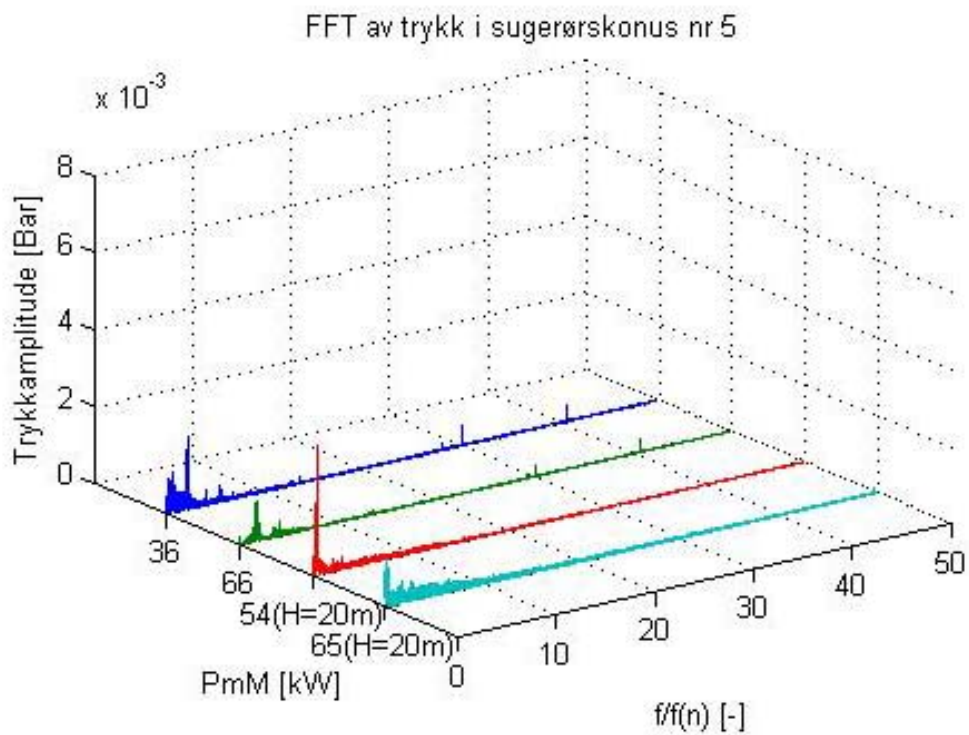
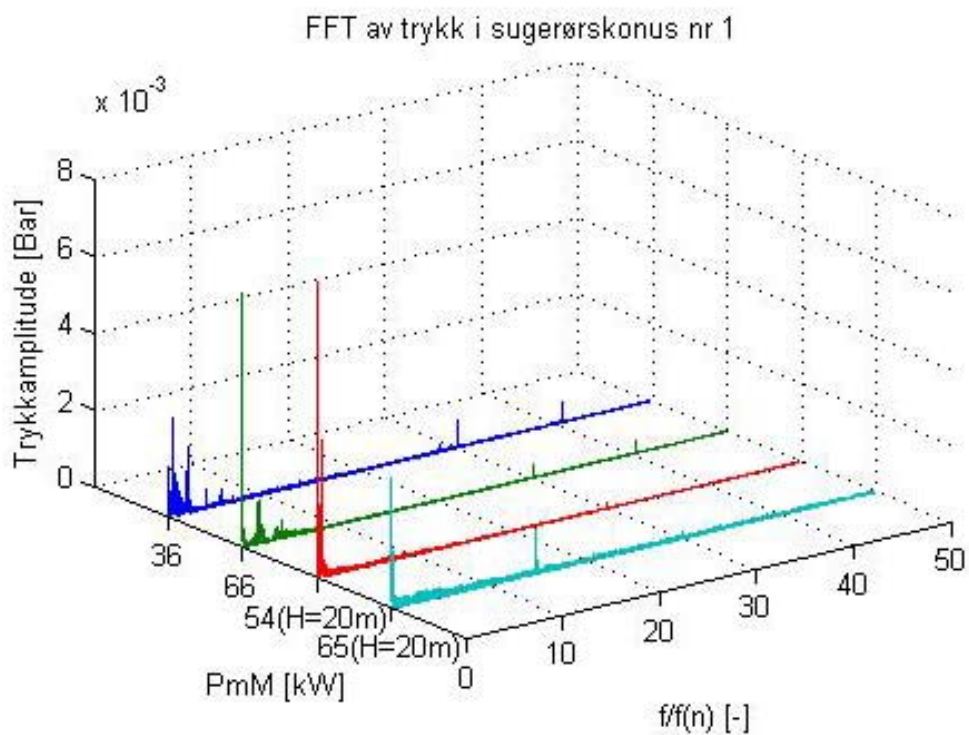
Figur 39. Trykktransduser nr.2 og nr.4 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED}=0,165$ ).

Figurene nedenfor gjelder for:

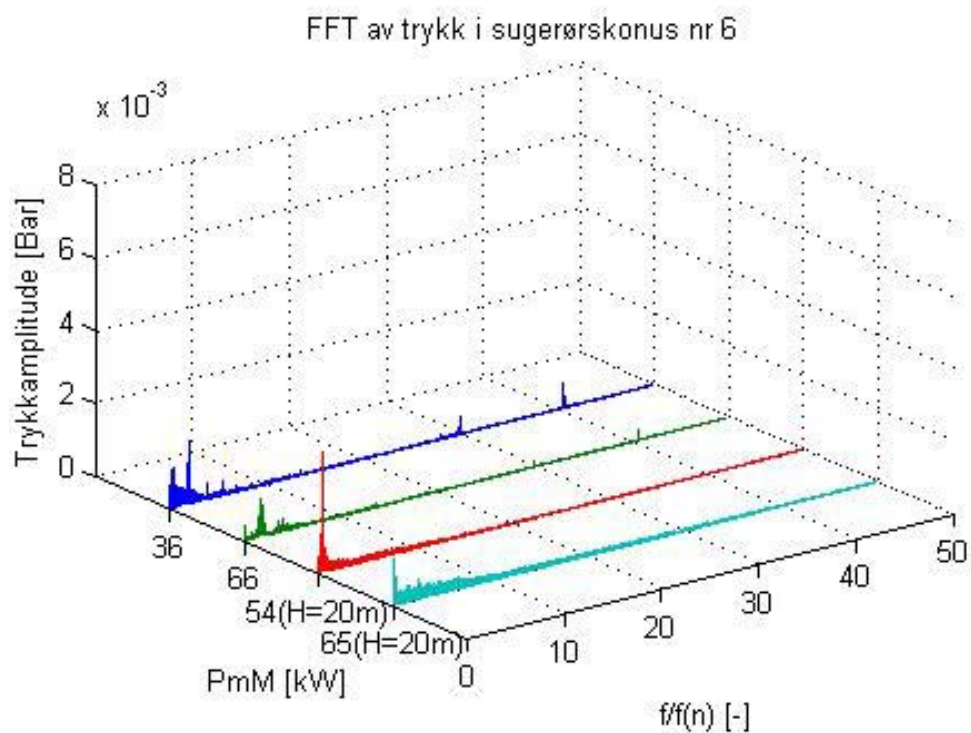
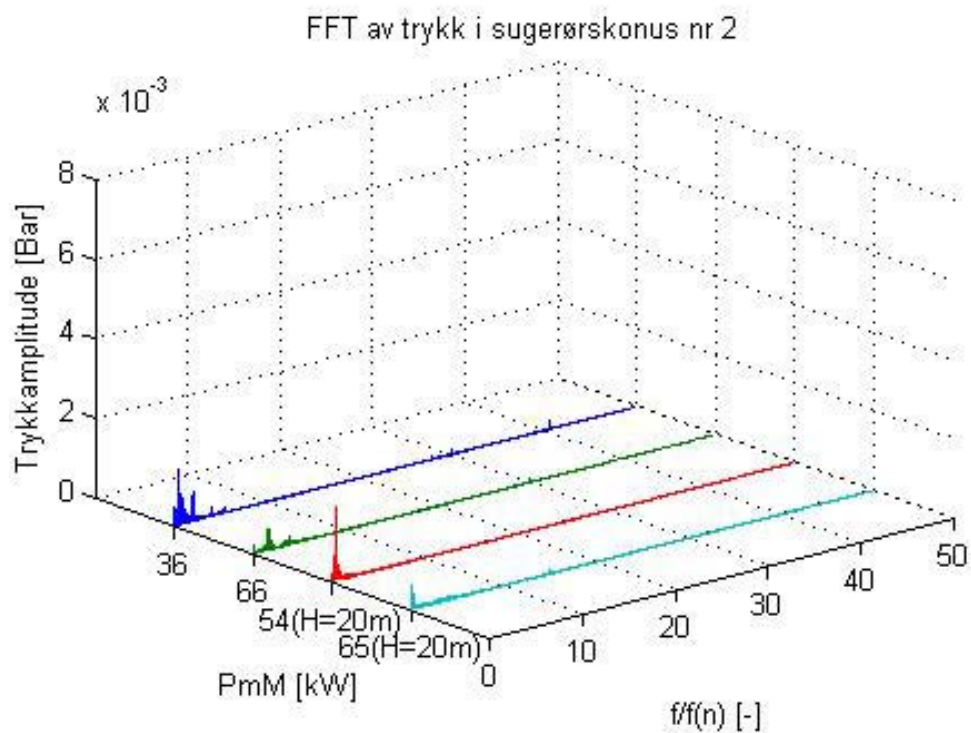
- $n_{ED} = 0,15$
- $Q_{ED} = 0,07; 0,121; 0,182$  og  $0,22$
- Ledeskovlåsning  $\alpha = 4^\circ; 7^\circ; 11^\circ$  og  $14^\circ$
- Det måtte benyttes  $H = 20$  m ved  $Q_{ED} = 0,182$  og  $0,22$  på grunn av begrensninger ved generatoren. Ellers ble  $H = 30$  m benyttet.



Figur 40. Omdreiningshulrommet ( $n_{ED}=0,15$ ).

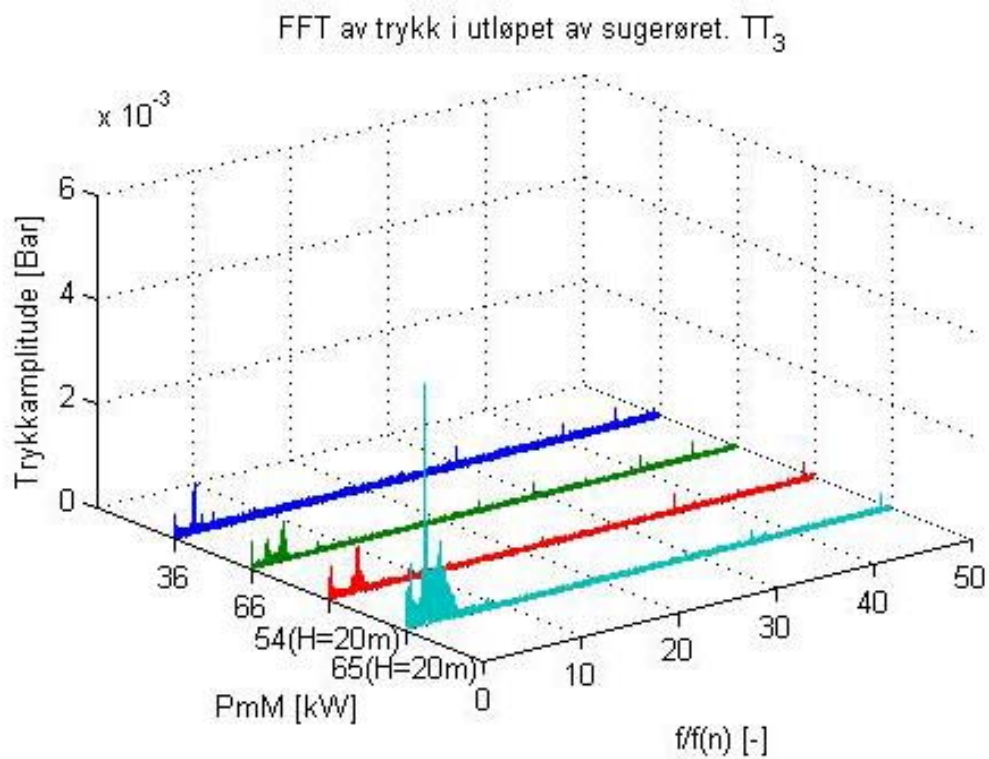
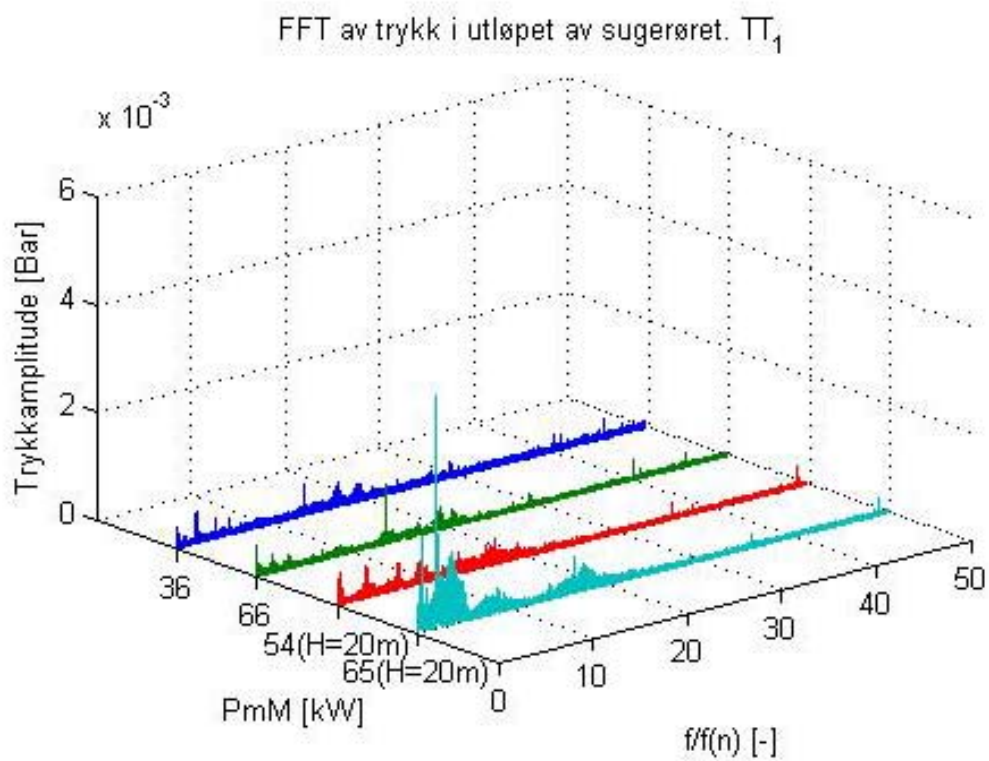


Figur 41. Trykktransduser nr.1 og nr.5 på sugerørskonus ( $n_{ED}=0,15$ ).

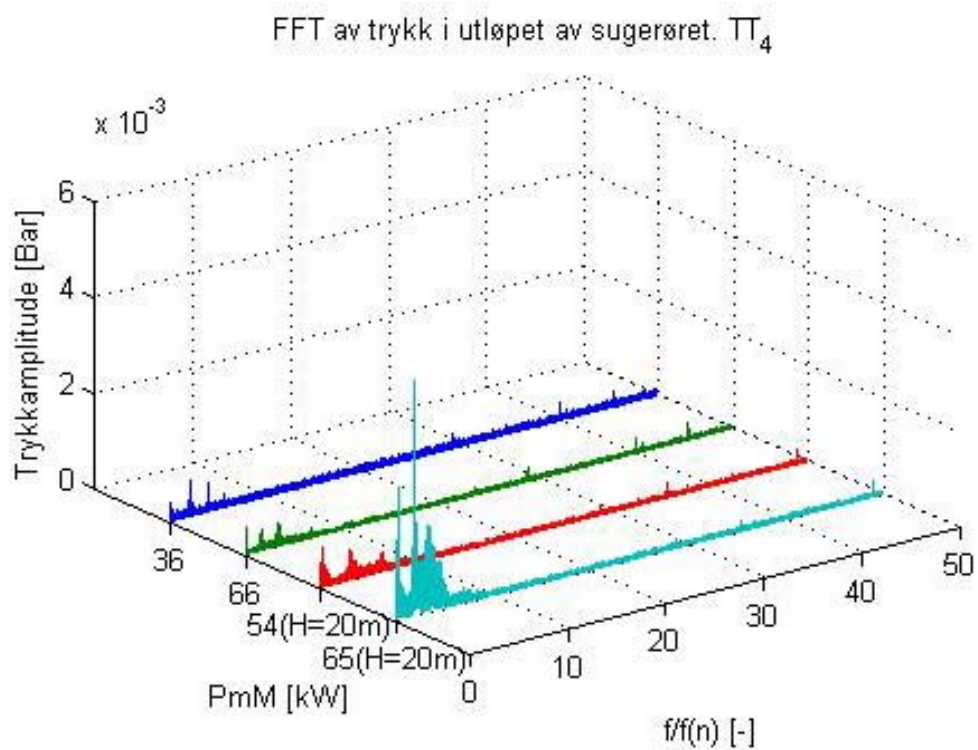
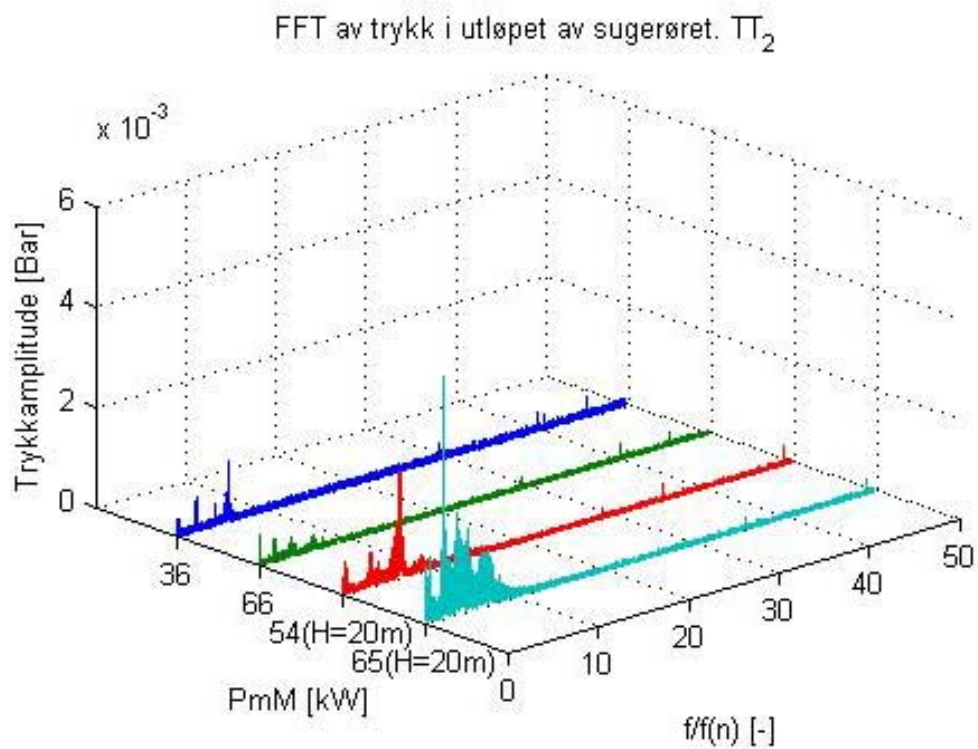


Figur 42. Trykktransduser nr.2 og nr.6 på sugerørskonus ( $n_{ED}=0,15$ ).





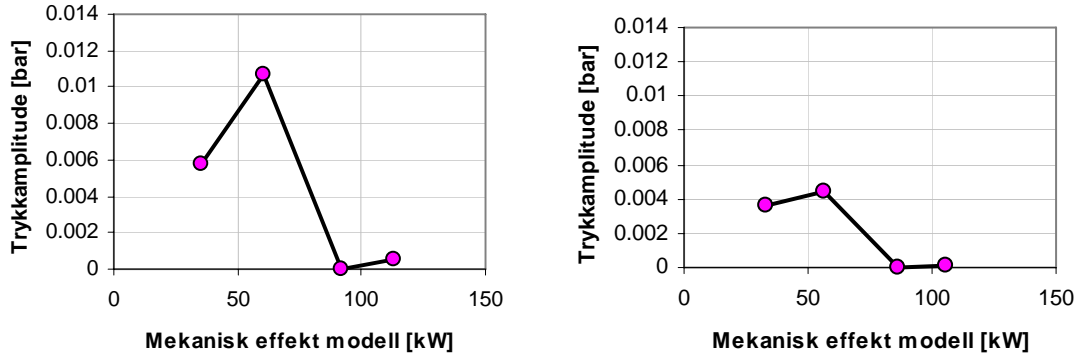
Figur 43. Trykktransduser nr.1 og nr.3 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED}=0,15$ ).



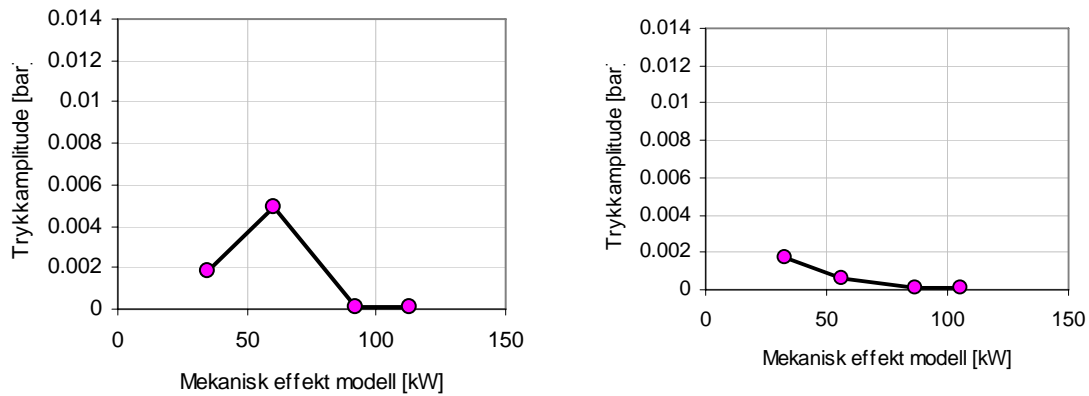
Figur 44. Trykktransduser nr.2 og nr.4 på utløpet av sugerøret ( $n_{ED}=0,15$ ).

## Vedlegg G: Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen

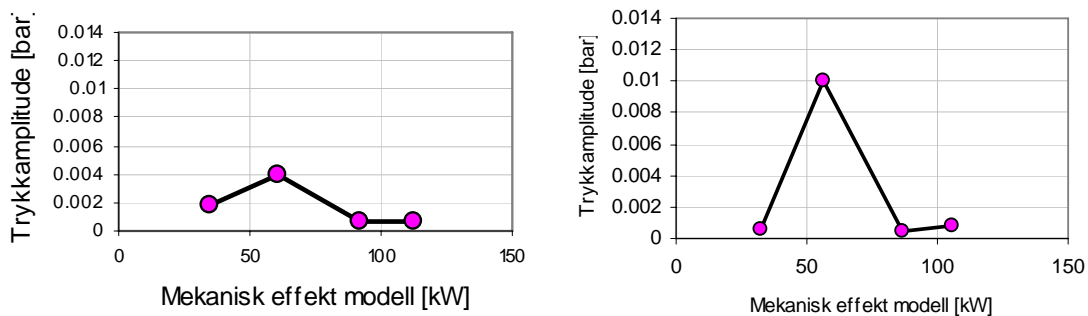
Her presenteres trykkamplituden ved Rheingans-frekvensen for  $n_{ED} = 0,205$  og  $0,22$ .



Figur 45. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen for trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen ved  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).



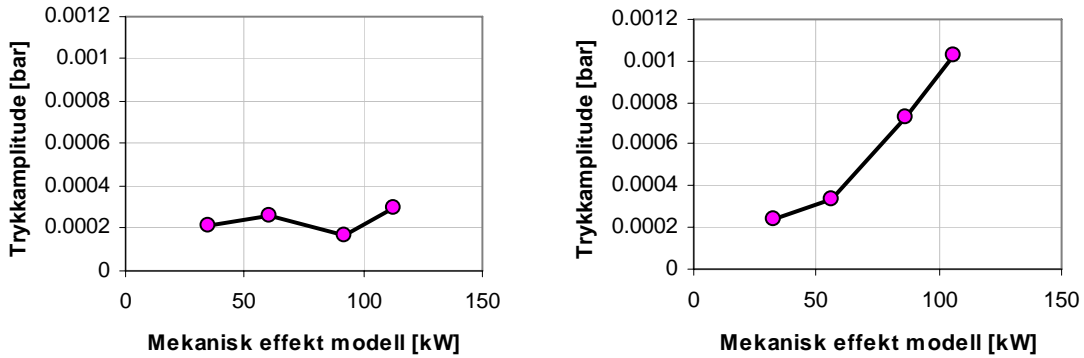
Figur 46. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen for trykktransduser nr.3 på utløpet av sugerøret ved  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).



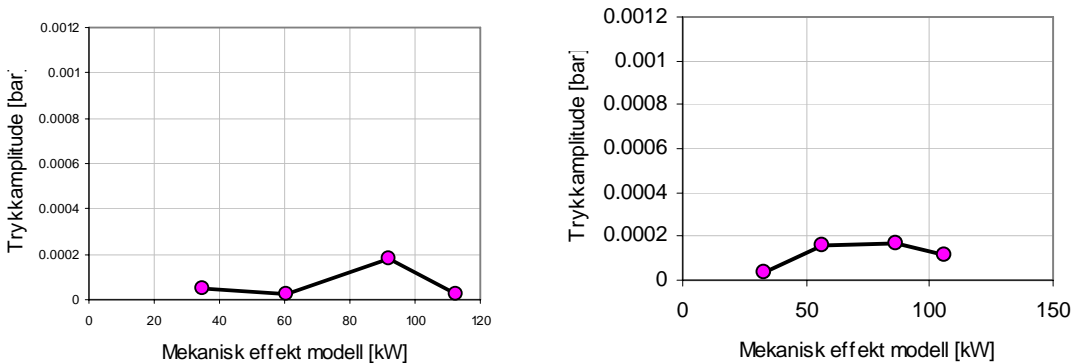
Figur 47. Trykkamplitude ved Rheingans-frekvensen i omdreiningshulrommet ved  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).

## Vedlegg H: Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen

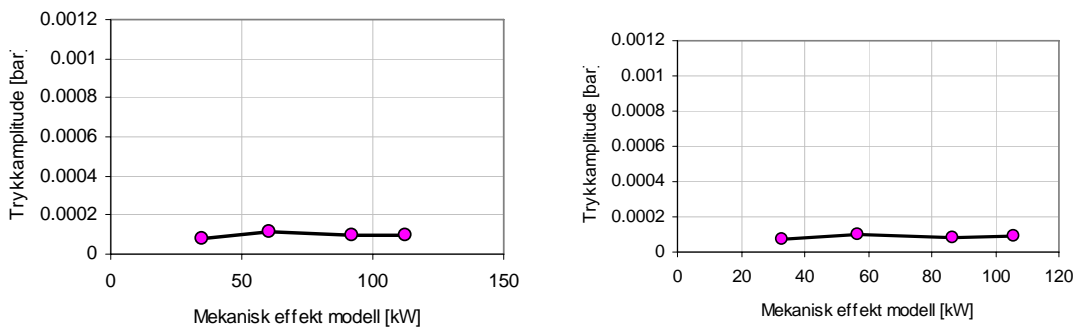
Her presenteres trykkamplituden ved bladplasseringsfrekvensen for  $n_{ED} = 0,205$  og  $0,22$ .



Figur 48. Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen i omdreiningshulrommet ved  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).



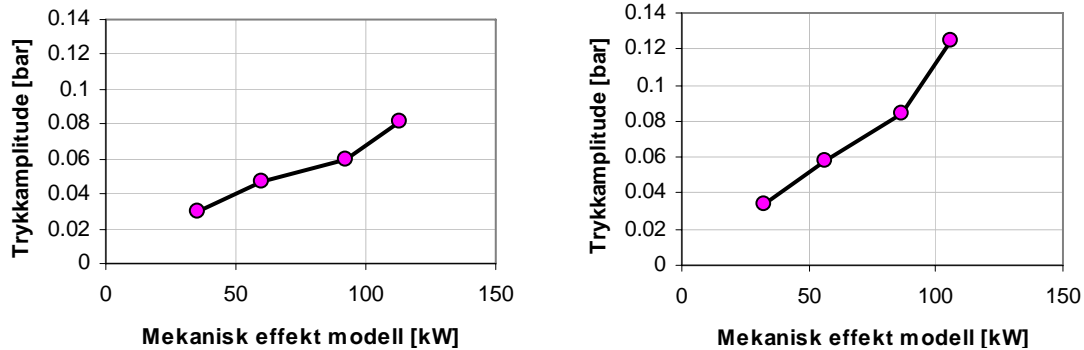
Figur 49. Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen for trykktransduser nr.5 i sugerørskonusen ved  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).



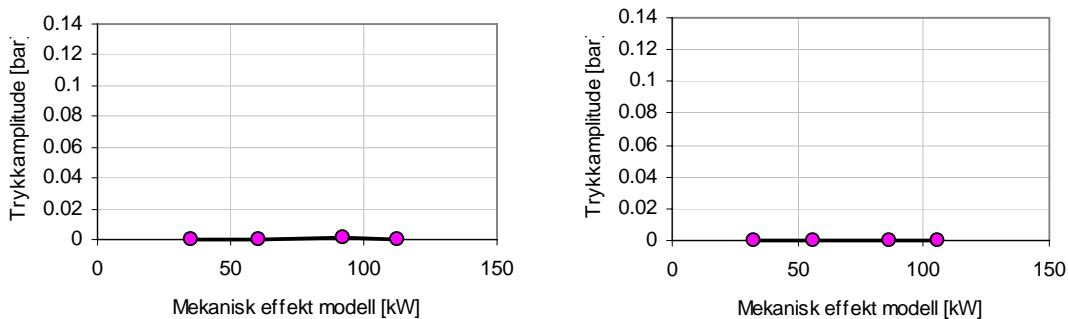
Figur 50. Trykkamplitude ved bladplasseringsfrekvensen for trykktransduser nr.3 på uløpet av sugerøret ved  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).

## Vedlegg I: Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen

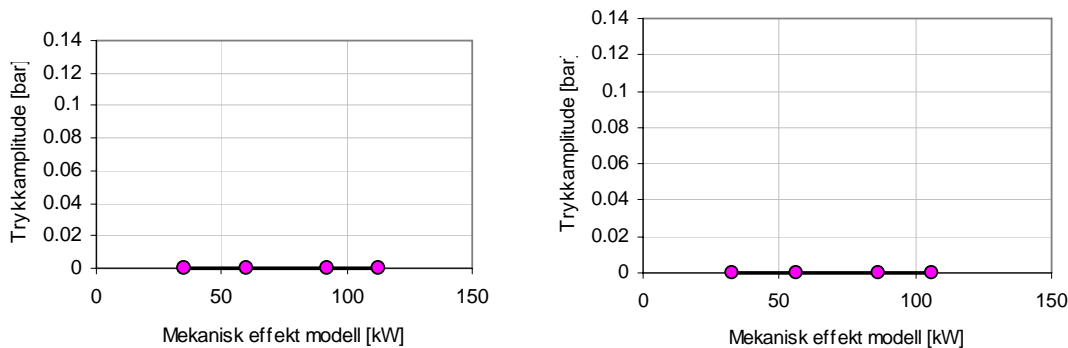
Her presenteres trykkamplituden ved løpeskovlfrekvensen for  $n_{ED} = 0,205$  og  $0,22$ .



Figur 51. Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen i omdreiningshulrommet for  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).



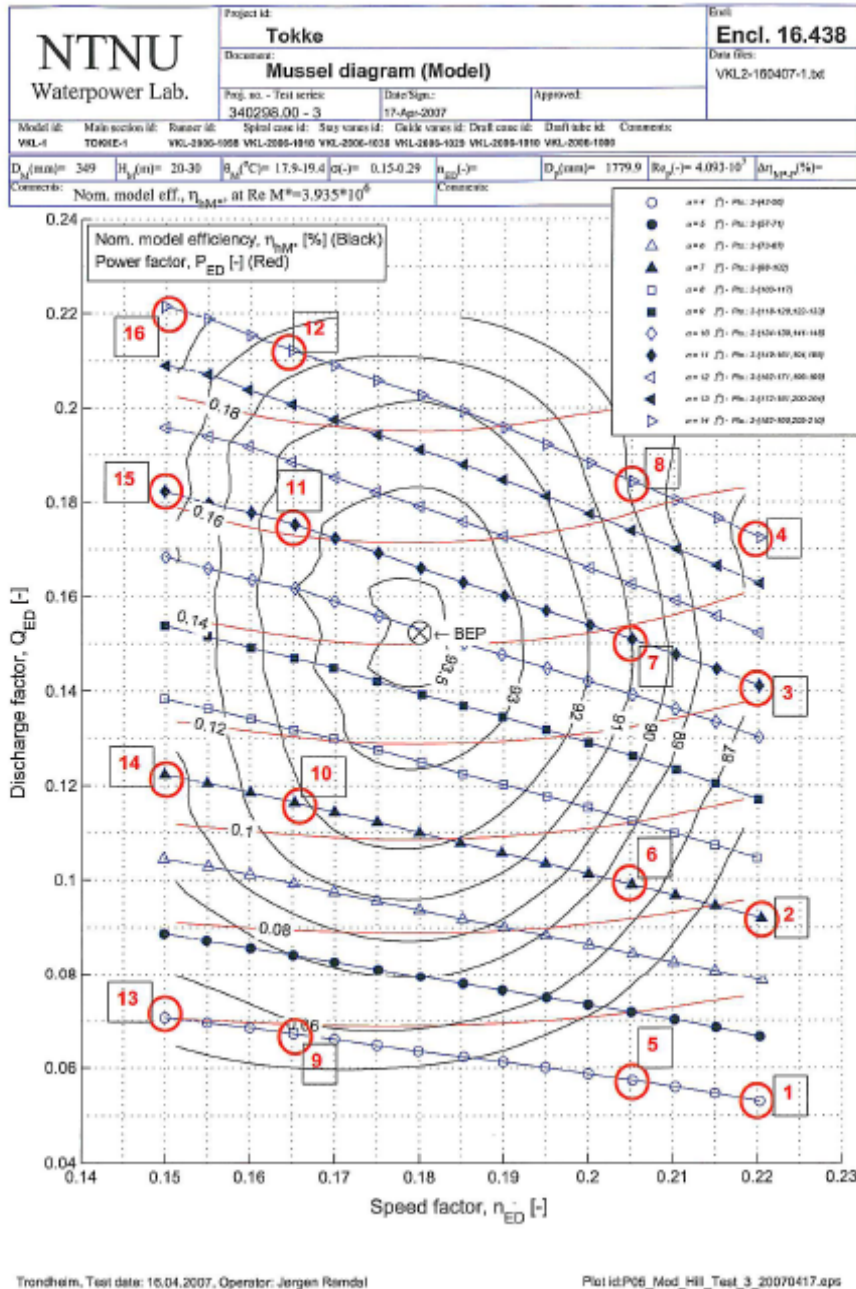
Figur 52. Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen for trykktransduser nr.5 på sugerørskonusen for  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).



Figur 53. Trykkamplitude ved løpeskovlfrekvensen for trykktransduser nr.3 på utløpet av sugerøret for  $n_{ED} = 0,205$  (til venstre) og  $0,22$  (til høyre).

## Vedlegg J: Bilder ved de 16 målepunktene på Hill-diagrammet

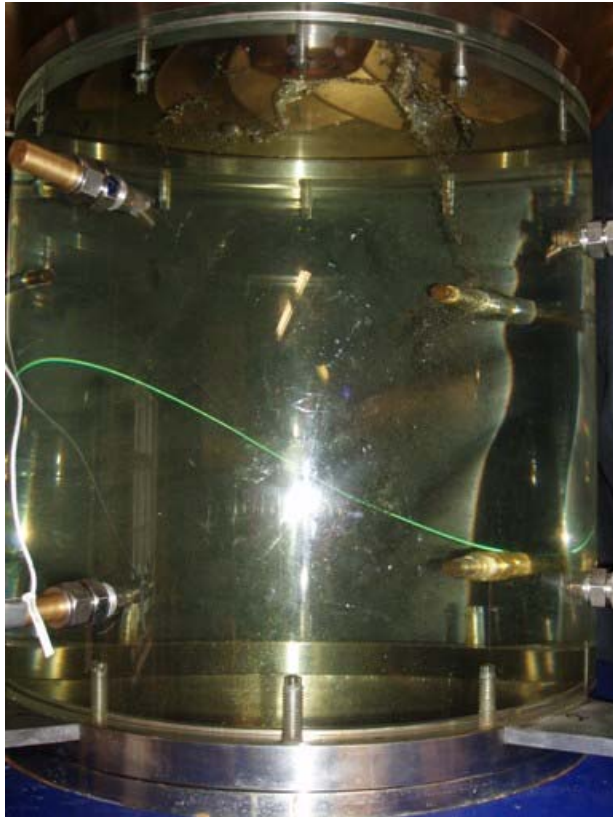
Her presenteres en oversikt over hvordan strømmingen i sugerørskonusen ser ut ved de forskjellige driftspunktene ved hjelp av bilder.



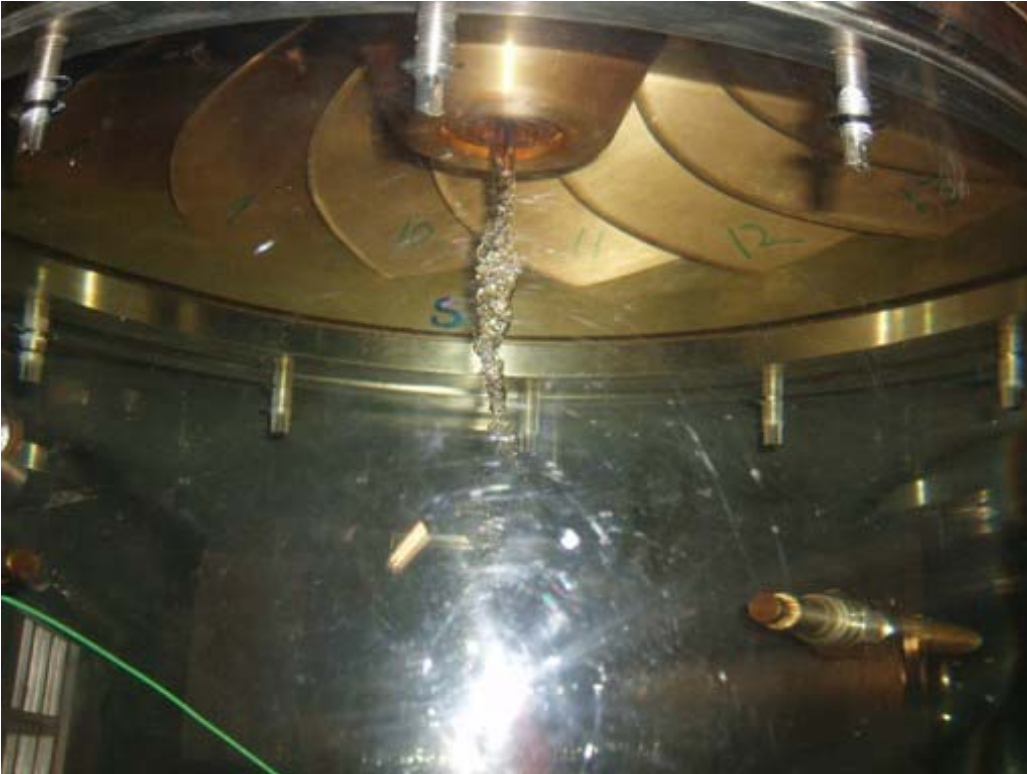
Punkt 1:



Punkt 2:



Punkt 3:



Punkt 4:





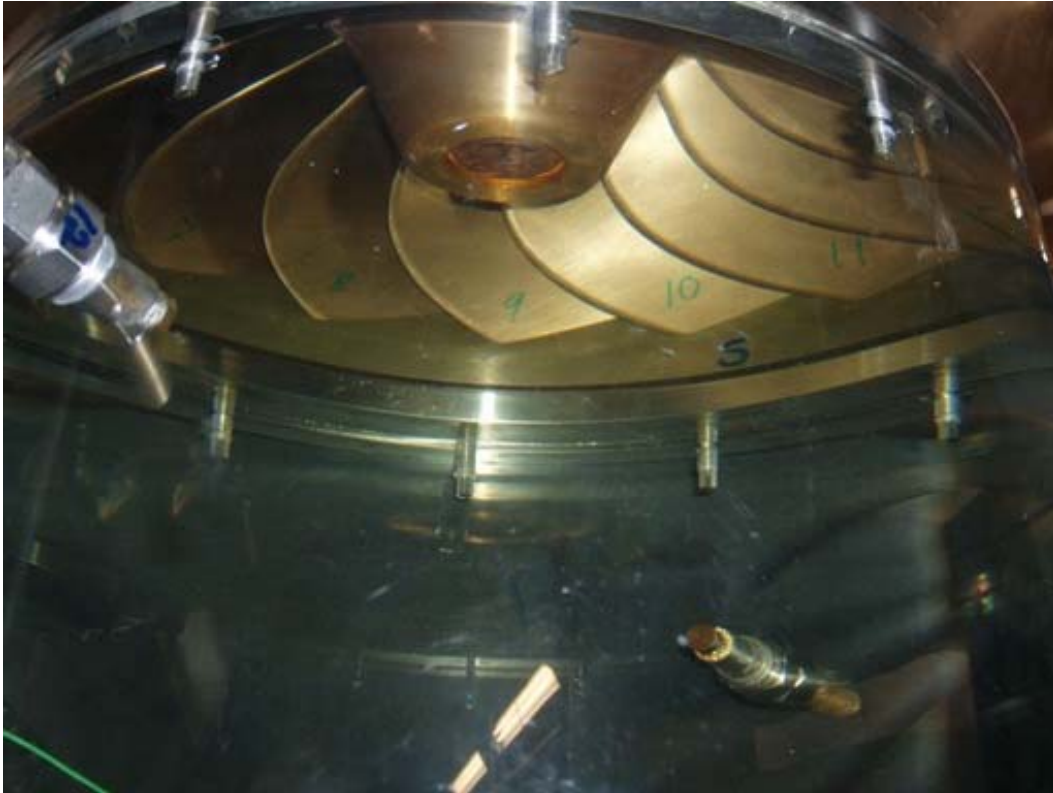
Punkt 5:



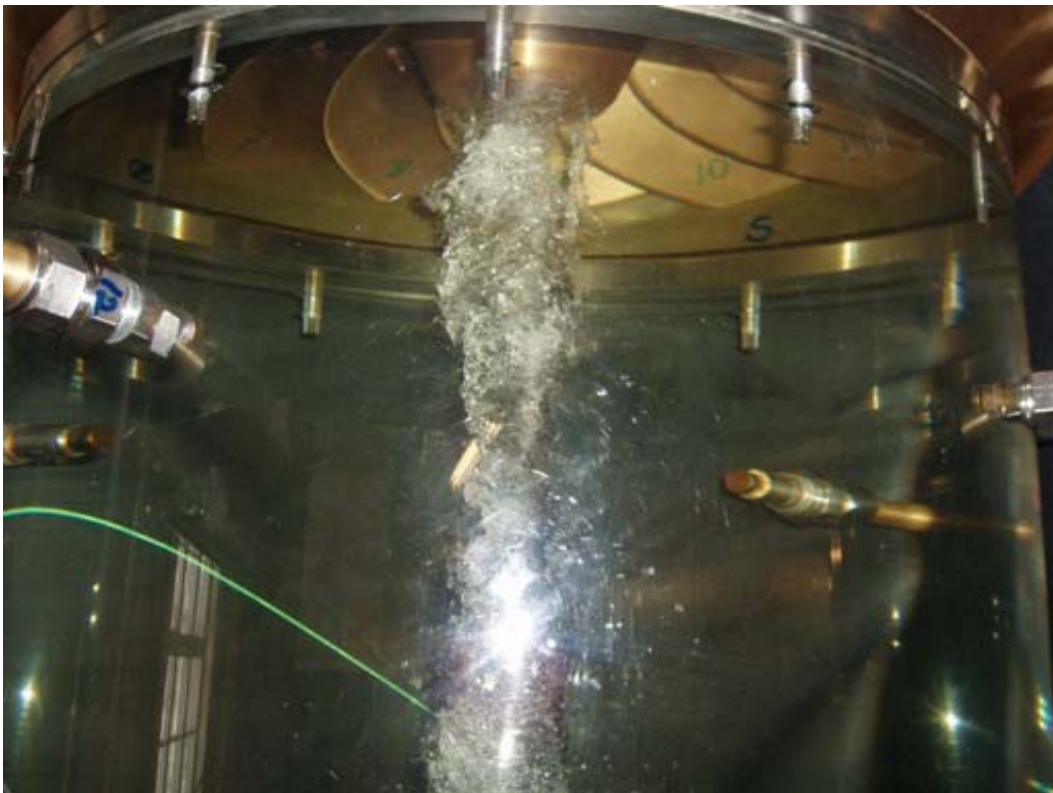
Punkt 6:



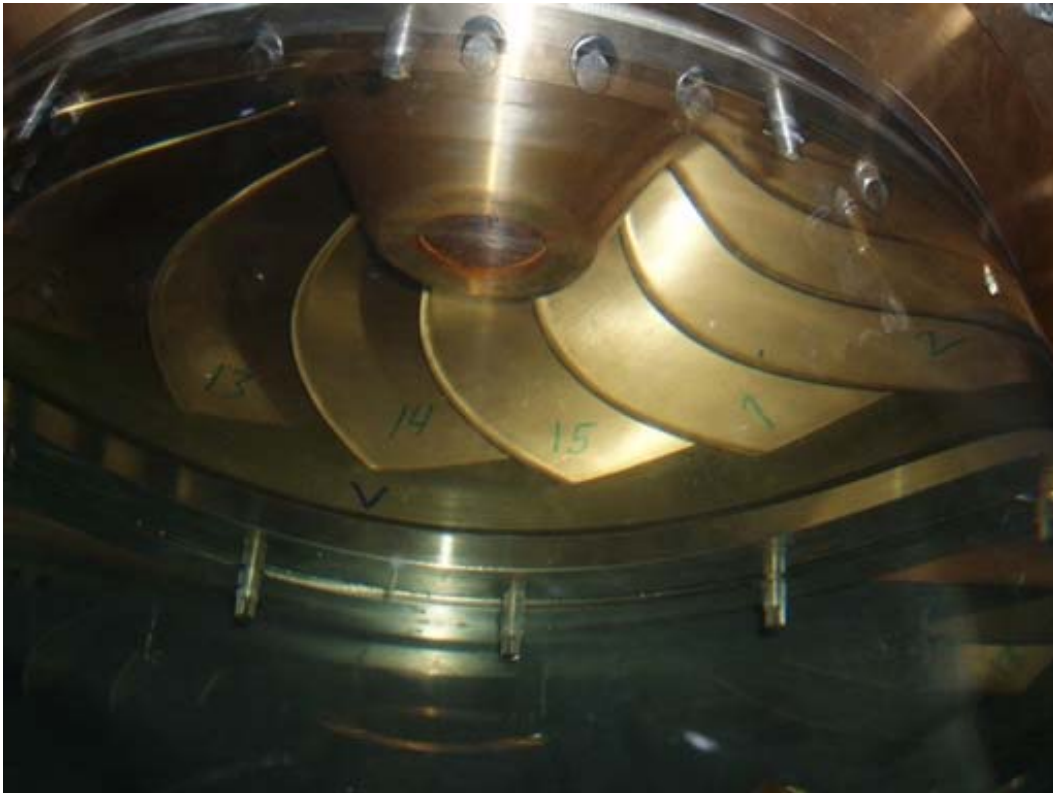
Punkt 7:



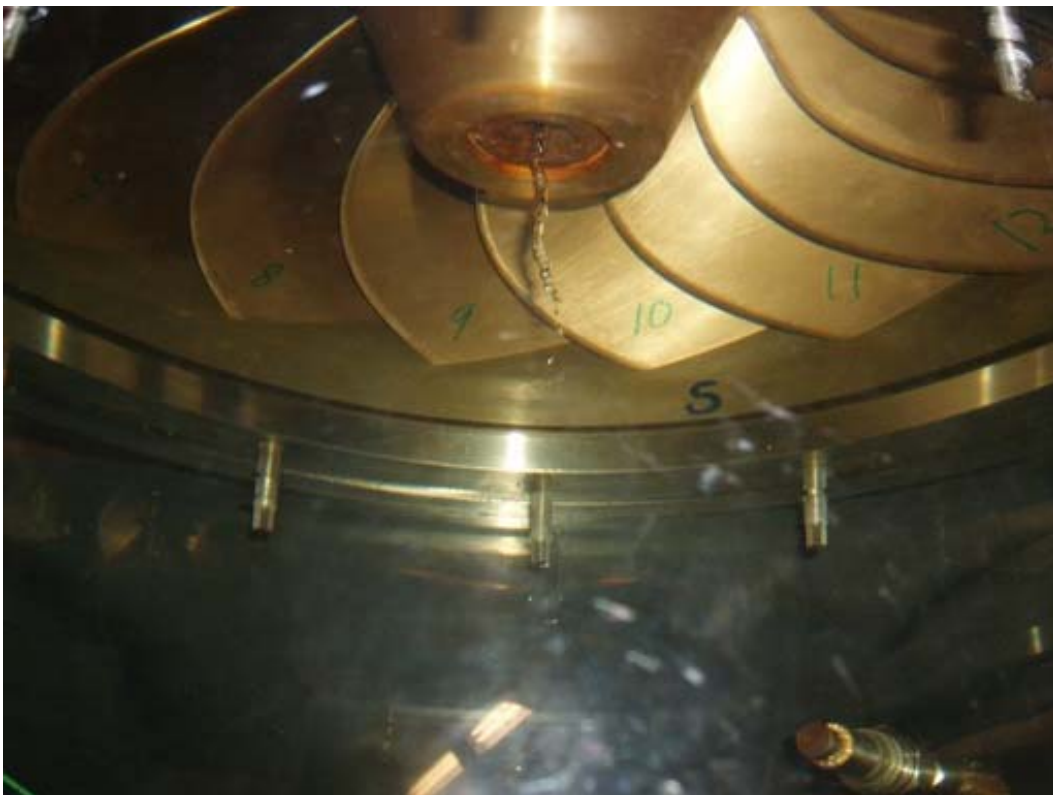
Punkt 8:



Punkt 9:



Punkt 10:



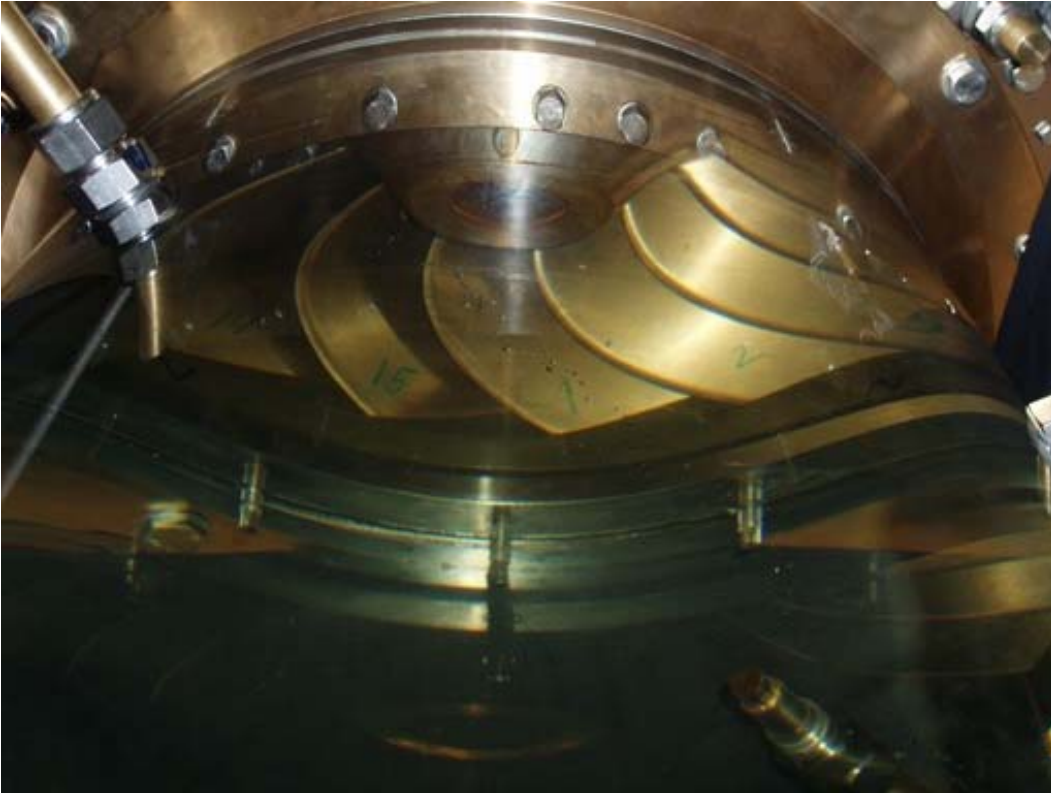
Punkt 11:



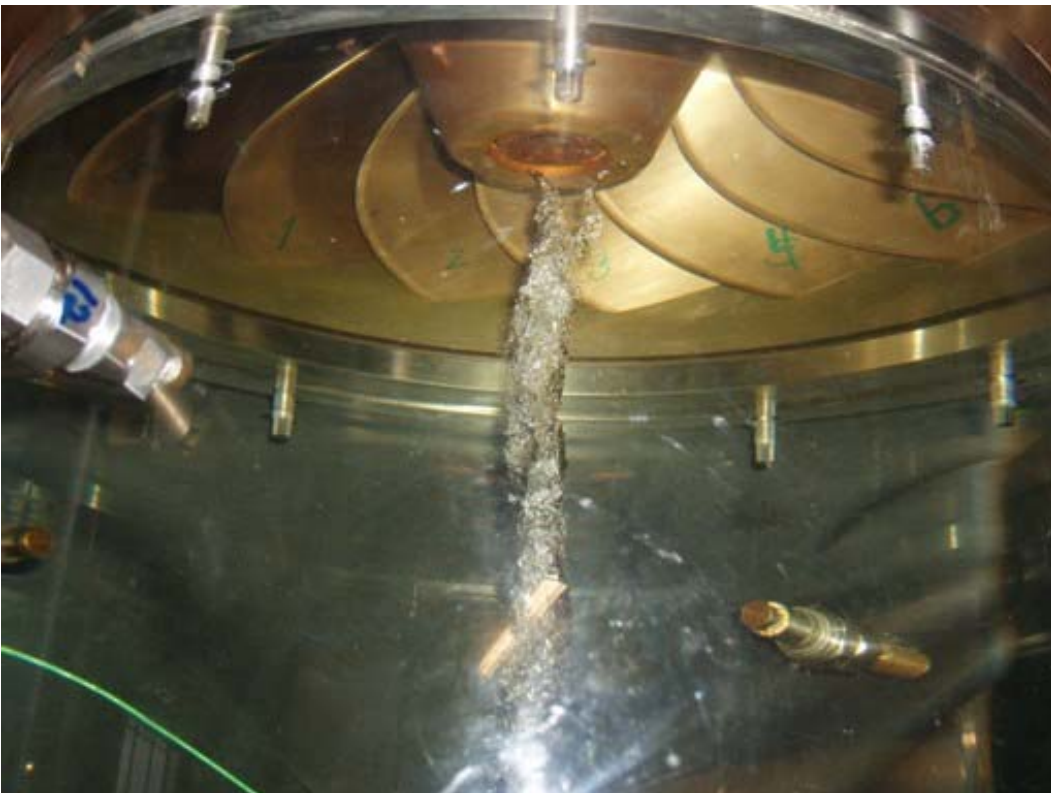
Punkt 12:



Punkt 13:



Punkt 14:



Punkt 15:

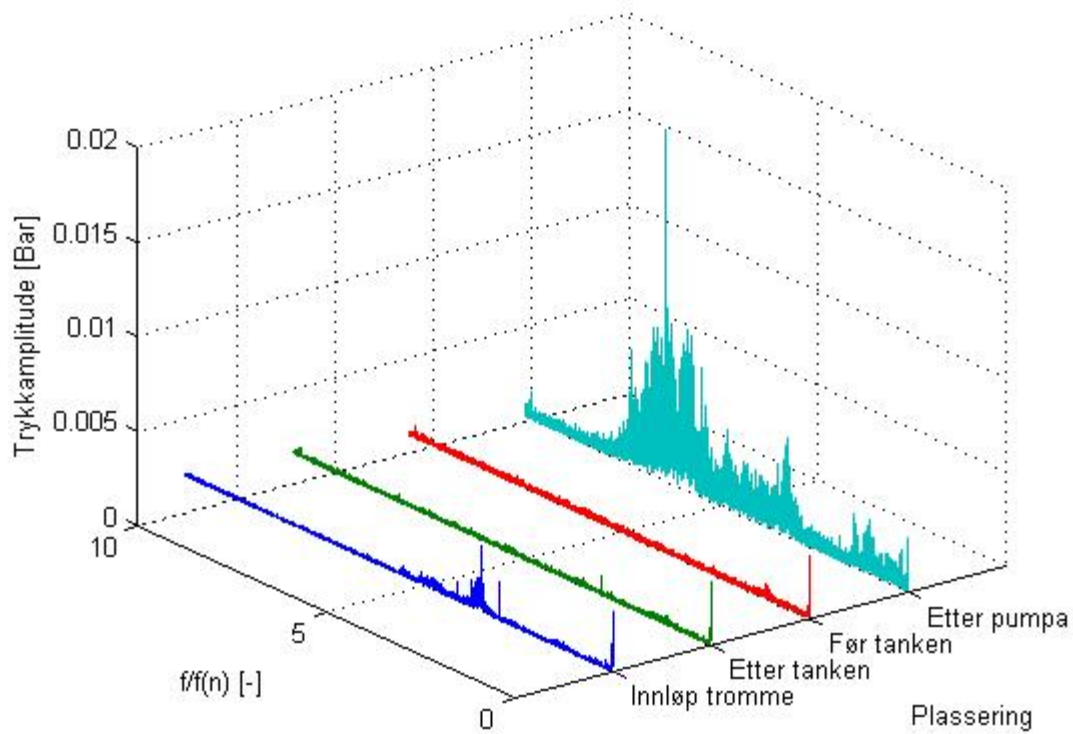


Punkt 16:

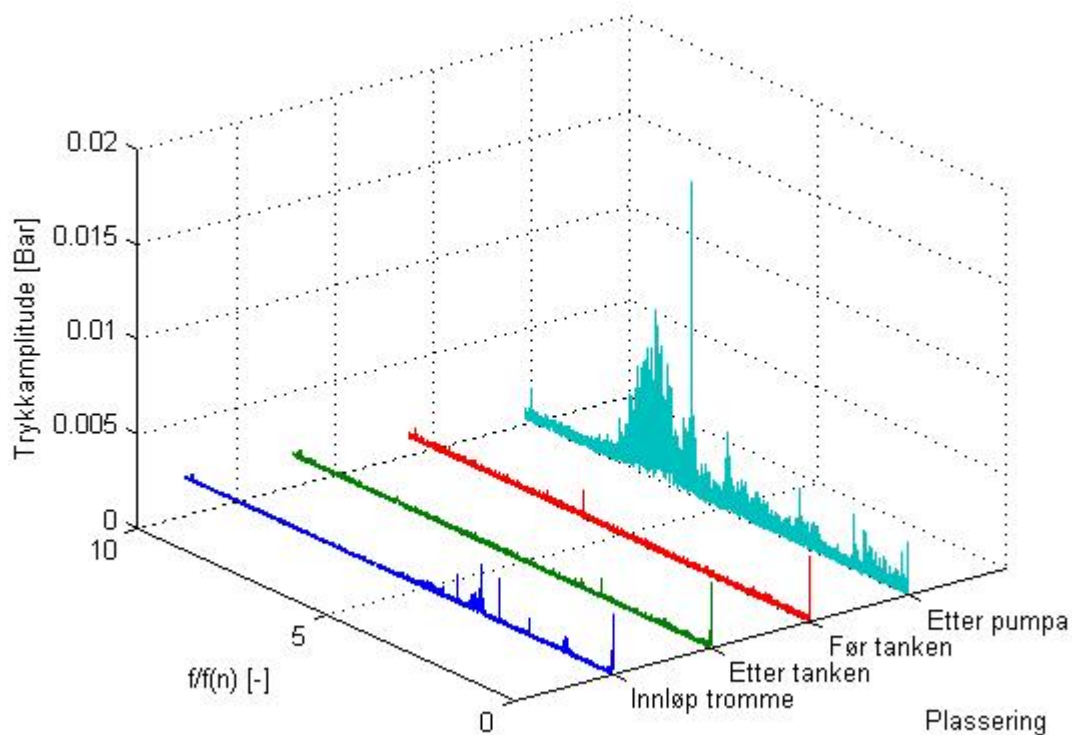


## Vedlegg K: Pumpens innvirkning på testriggeren

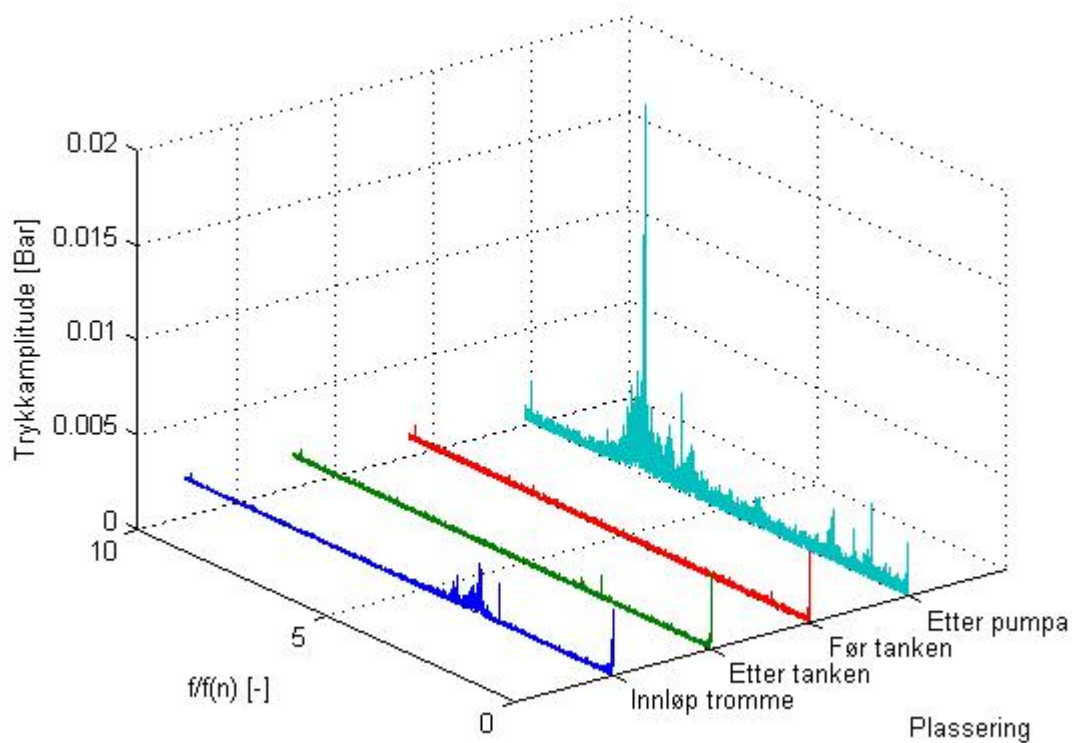
Her presenteres resultatene fra pumpetesten ved ledeskovlåpning  $\alpha = 7^\circ, 10^\circ$  og  $13^\circ$ .



Figur 54. Frekvensanalyse av alle fire trykktransdusere ved  $\alpha = 7^\circ$ .



Figur 55. Frekvensanalyse av alle fire trykktransdusere ved  $\alpha = 10^\circ$ .



Figur 56. Frekvensanalyse av alle fire trykktransdusere ved  $\alpha = 13^\circ$ .