

# Svingekammer eller luftputekammere i vannkraftverk

**Torunn Engen Røse**

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2015

Hovedveileder: Torbjørn Kristian Nielsen, EPT

Medveileder: Pål-Tore Storli, EPT  
Ingunn Granstrøm, Skagerak Kraft AS

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosesseteknikk



EPT-M-2015-76

**MASTEROPPGAVE**

for

Student Torunn Engen Røse

Våren 2015

Svingekammer eller luftputekammere i vannkraftverk

*Surge shafts or air cushions in hydropower plants***Bakgrunn og målsetting**

Skagerak Kraft har fått konsesjon for bygging av Sauland Kraftverk i Hjartdal kommune i Telemark. Kraftverket skal benytte to fällressurser i samme kraftverk, med felles avløp.

I prosjektoppgaven ble dynamikken og stabiliteten i kraftverket analysert. En av problemstillingene er å plassere svingekammere optimalt.

Et alternativ til svingekammere er luftputekammere. I Norge finnes det 12 anlegg med luftputekammer, mens ellers i verden har man vært tilbakeholdne med å bygge tilsvarende anlegg. Oppgaven går ut på å finne en optimal løsning for Sauland Kraftverk og utrede fordel og ulempe for svingekammer- og luftputekammerløsning.

**Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter**

- 1 Gjennomføre simuleringer og analyser påbegynt i prosjektoppgaven (se videre arbeid)
- 2 Utrede forskjellen på svingekammer og luftputekammer ut fra et dynamisk perspektiv
- 3 Modellere Sauland Kraftverk med begge løsninger, og simulere trykksvingninger ved avslag/påslag både i under- og overvannssystem
- 4 Analysere stabilitet
- 5 ~~Undersøke konsekvensen av forskjellige dempningsmodeller~~
- 6 Evaluere resultatet mhp. optimal løsning for Sauland Kraftverk.



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

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

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

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

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

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

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

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømningsmeknikk, varmeteknikk)  
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesseteknikk, 14. januar 2015



Olav Bolland  
Instituttleder



Torbjørn K. Nielsen  
Faglig ansvarlig/veileder

Pål-Tore Storli, EPT  
Ingunn Granstrøm, Skagerak Kraft AS



## Abstract

The purpose of this Master thesis is to find the optimal solution for Sauland hydropower plant regarding system dynamics and governor stability. To do so, an air cushion solution for each headrace tunnel will be compared to the traditional surge shaft design. The length of the waterways are the main challenge for this hydropower plant, and a narrowing of the surge shaft in the tailrace tunnel is investigated because of great down surge after a sudden load rejection.

The analysis consider results from calculated estimates, frequency analysis, modelling and simulations in LVTrans. LVTrans is a program by Bjørnar Svingen for Sintef, and runs in LabVIEW utilizing the methods of characteristics for numerical calculations. Pressure rise due to retardation of the flow, governor stability and mass oscillations are topics of investigation.

For Sauland 1, the air cushion solution improves the system stability and decrease the pressure rise in front of the turbine, mainly because the free water surface is closer to the turbine. The surge shaft design is still a reasonable choice due to greater experience on the topic, it requires less supervision, it is easier to maintain and has sufficient governor stability if the moment of inertia of the rotating masses is increased.

The more than two kilometer long distance from the turbine to the surge shaft in Sauland 2, results in a low pressure wave frequency of 0,13 Hz. This results in a poor governor stability. The air cushion design improves the stability, by reducing the distance to the free water surface to a fifth, and increasing the pressure wave frequency to 0,65 Hz.

The presented model with a narrowing of the surge shaft in the tailrace tunnel could be a good design with simulated down surge to 40,56 masl, while the tunnel ceiling is at 41,45 masl. In the simulations, both the down surge and the pressure at the turbine outlet are very sensitive to the friction factor in the tailrace tunnel. This is important to take into account when designing the system to avoid situations with vapor pressure.

The simulations show good concurrence with known analytical solutions, such as theoretical oscillation frequencies, level of up- and down surge and conditions in the air cushion.





## Sammendrag

Hensikten med oppgaven er å finne en optimal løsning for Sauland kraftverk med tanke på systemdynamikk og stabilitet. Dette innebærer blant annet å sammenligne en luftputeløsning og en svingekammerløsning for hvert av de to fallene. Det vurderes også en struping i svingesjakten i avløpet, på grunn av stort nedsving. Lange vannveier både oppstrøms og nedstrøms turbinen er hovedutfordringen ved utforming.

I analysen benyttes analytiske overslagsberegninger, frekvensanalyse og simuleringer av dimensjonerende lastforløp i programmet LVTrans (i LabVIEW), utviklet av Bjørnar Svingen for Sintef. LVTrans utfører numeriske beregninger ved bruk av karakteristikkmetoden. Det er sett spesielt på retardasjonstrykk foran turbinen, reguleringsstabilitet og u-rørsvingninger i systemet.

Sauland 1 oppnår bedre reguleringsstabilitet og lavere trykkstøt med luftputekammermodellen. Svingesjaktløsningen er likevel mest aktuell, da den krever mindre tilsyn, er enklere ved inspeksjon og vedlikehold, man har mer erfaring med svingesjakter og systemet har tilfredsstillende stabilitet, så sant svingmassenes treghetsmoment økes noe.

Opp til svingesjakten i Sauland 2 er det mer enn to kilometer. Med geometri og turbin som i modellen blir reguleringsstabiliteten dårlig, hovedsakelig på grunn av den lave trykkstøtfrekvens på 0,13 Hz. I luftputemodellen kommer vannspeilet mye nærmere turbinen og reguleringsstabiliteten blir betraktelig bedret med en trykkstøtfrekvens på 0,65 Hz.

Det antas som en representativ modell for avløpstunnelen å anta at frispeilarealet øker raskt idet vannoverflaten svinger ned under tunneltaket på 41,45 moh. I så fall blir største nedsving til 40,56 moh. Det viser seg at både nedsvinget og trykket bak turbinen er veldig sensitivt endring i friksjonsfaktor i avløpstunnelen, noe man bør være klar over ved prosjektering og bygging.

Simuleringene stemmer bra med kjente analytiske estimater for systemet, både for frekvenser, massesvingninger og forhold i luftputa.



## Forord

Denne masteroppgaven har blitt skrevet på Vannkraftlaboratoriet, ved Institutt for energi- og prosessteknikk ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet våren 2015. Formålet med masteren har vært å fortsette arbeidet fra prosjektoppgaven med å undersøke dynamikken og stabiliteten i Sauland kraftverk. Sauland kraftverk er fortsatt under planlegging hos Skagerak Kraft og skal muligens bygges i Hjartdal kommune i Telemark.

Rapporten inneholder analytiske overslagsberegninger, og frekvensanalyse og simuleringer ved bruk av programmet LVTrans i LabVIEW.

Jeg ønsker å takke veilederen min, professor Torbjørn K. Nielsen, for hjelp og støtte underveis, og for at kontordøra nesten alltid står åpen. Takk til medveileder Pål-Tore for oppmuntring og gode svar. Jeg ønsker også å takke Ingunn Granstrøm, kontaktperson i Skagerak Kraft, for rask og hyggelig mailkorrespondanse med gode svar og opplysninger. Ikke minst vil jeg takke Bjørnar Svingen for tilgang på programvare, innføring i LVTrans og god tid til veiledning underveis.

Det bør også nevnes at måten alle studentene som skriver oppgave for Norsk Vannkraftsenter samles på, gjør det lettere å utveksle erfaringer, også på tvers av studieprogram. Dette har jeg hatt nytte av. Jeg setter ikke minst veldig pris på resten av studentene ved vannkraftlabben for gode råd, fin Nepaltur, morsomme diskusjoner i sofakroken og oppmuntring i løpet av semesteret.



Torunn Engen Røse

Trondheim, 10. juni 2015



# Innhold

<b>Abstract</b> .....	<b>I</b>
<b>Sammendrag</b> .....	<b>III</b>
<b>Forord</b> .....	<b>V</b>
<b>Innhold</b> .....	<b>VII</b>
<b>Figurliste</b> .....	<b>XI</b>
<b>Tabelliste</b> .....	<b>XIII</b>
<b>Symboler og forkortelser</b> .....	<b>XV</b>
<b>1 Innledning</b> .....	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn .....	1
1.2 Tidligere arbeid og prosjektoppgaven .....	1
1.3 Masteroppgaven.....	2
1.4 Litteratursøk.....	3
1.5 Metode .....	3
<b>2 Teori</b> .....	<b>5</b>
2.1 Vannkraft som energikilde .....	5
2.2 Vannkraftverkets oppbygging og komponenter .....	6
2.2.1 Magasin og tilløpstunnel .....	6
2.2.2 Svingesjakt og luftputekammer.....	6
2.2.3 Turbin .....	7
2.2.4 Sugerør og avløpstunnel.....	7
2.3 Luftputekammer .....	8
2.3.1 Luftputekammerets historie.....	8
2.3.2 Utforming .....	9
2.3.3 Luftlekkasje.....	10
2.3.4 Fordeler og ulemper .....	10
2.3.5 Kriterier for bygging av luftputekammer .....	11

2.4	Systemdynamikk .....	13
2.4.1	Retardasjonstrykk.....	13
2.4.2	Svingesjakt .....	14
2.4.3	Luftputekammer .....	16
2.4.4	Reguleringsstabilitet.....	18
2.5	Friksjon og dempning.....	21
2.5.1	Friksjon ved stasjonær strømning .....	21
2.5.2	Friksjon ved dynamisk strømning .....	22
<b>3</b>	<b>Analytiske beregningsmetoder .....</b>	<b>23</b>
3.1	Stabilitet.....	23
3.1.1	Tilløpstid for vannmassene .....	23
3.1.2	Svingmassenes akselerasjonstid.....	24
3.1.3	Thoma-tverrsnitt.....	25
3.1.4	Luftputekammer .....	26
3.2	U-rørsvingninger .....	27
3.2.1	Svingesjaktberegninger .....	27
3.2.2	Luftputekammerberegninger.....	28
3.3	Trykkstigning foran turbinen.....	28
3.3.1	Uelastisk vann og rør.....	28
3.3.2	Elastisk vann og rør.....	29
<b>4</b>	<b>Dimensjoneringskriterier .....</b>	<b>31</b>
4.1	Trykkstigning foran turbin.....	31
4.2	Undertrykk ved utløp av turbinen.....	31
4.3	Turtall ved rusing.....	31
4.4	Dimensjonerende lastforløp ved u-rørsvingninger .....	31
<b>5</b>	<b>Valg av modelleringsverktøy .....</b>	<b>35</b>
5.1	Viktige formler og begreper benyttet ved simuleringer i LVTrans.....	35

5.2	Luftputeelementet.....	36
5.3	Dempningsmodell.....	37
<b>6</b>	<b>Modell.....</b>	<b>41</b>
6.1	Teknisk data.....	42
6.2	Tilløp med svingesjakt.....	44
6.2.1	Sauland 1.....	44
6.2.2	Sauland 2.....	45
6.3	Tilløp med luftputekammer.....	46
6.3.1	Sauland 1.....	46
6.3.2	Sauland 2.....	47
6.4	Avløpstunnel.....	48
6.5	Driftsforhold.....	48
<b>7</b>	<b>Resultater.....</b>	<b>49</b>
7.1	Sauland 1 med svingesjakt.....	50
7.1.1	Analytiske resultater.....	50
7.1.2	Frekvensanalyse.....	51
7.1.3	Simuleringer.....	52
7.2	Sauland 1 med luftputekammer.....	56
7.2.1	Analytiske resultater.....	56
7.2.2	Frekvensanalyse.....	57
7.2.3	Simuleringer.....	58
7.3	Sauland 2 med svingesjakt.....	61
7.3.1	Analytiske resultater.....	61
7.3.2	Frekvensanalyse.....	62
7.3.3	Simuleringer.....	66
7.4	Sauland 2 med luftputekammer.....	67
7.4.1	Analytiske resultater.....	68

7.4.2	Frekvensanalyse .....	69
7.4.3	Simuleringer .....	72
7.5	Avløpstunnel.....	76
<b>8</b>	<b>Diskusjon .....</b>	<b>81</b>
8.1	Sauland 1 med svingesjakt .....	81
8.2	Sauland 1 med luftputekammer .....	84
8.3	Sauland 1: Luftputekammer eller svingesjakt .....	86
8.4	Sauland 2 med svingesjakt .....	87
8.5	Sauland 2 med luftputekammer .....	89
8.6	Sauland 2: Luftputekammer eller svingesjakt .....	92
8.7	Avløpstunnel.....	92
<b>9</b>	<b>Konklusjon.....</b>	<b>95</b>
<b>10</b>	<b>Videre arbeid .....</b>	<b>97</b>
<b>11</b>	<b>Feilkilder .....</b>	<b>99</b>
<b>12</b>	<b>Litteraturliste .....</b>	<b>101</b>
<b>13</b>	<b>Vedlegg.....</b>	<b>103</b>
A.	Skisser av vannvei, tunneltverrsnitt og struping i svingesjakt (Norconsult)....	103
B.	Modell .....	107
C.	Utrekning av $T_w$ og Allievis konstant for Sauland 2 med svingesjakt.....	111
D.	Simuleringer for Sauland 1 med svingesjakt ved bestpunkt .....	113
E.	Frekvensanalyse Sauland 2 med luftputekammer .....	115
F.	Simuleringer av massesving i avløpstunnelens svingesjakt.....	117
G.	Modellene i LVTrans .....	119



## Figurliste

Figur 2.1: Systemskisse av et vannkraftverk (Nielsen, 2014, Forelesningsnotater). .....	6
Figur 2.2: Utvikling i byggestil på norske vannkraftverk (Broch, 2005). .....	8
Figur 2.3: Svingsjakt. ....	15
Figur 2.4: Svingsjakt og luftputekammer. ....	17
Figur 2.5: Blokkdiagram for et vannkraftsystem. ....	18
Figur 2.6: Bode-diagram med forsterkningsmargin og fasemargin. ....	19
Figur 2.7: Hastighetsprofil til vann i rør når strømmingen endrer retning. ....	22
Figur 3.1: Ulike utforminger av svingsjakter. ....	25
Figur 3.2: Trykkstøt ved lukketid kortere og lengre enn refleksjonstiden. ....	29
Figur 6.1: Modell av trykksjakt for Sauland 2. ....	41
Figur 6.2: Modell av Sauland 1 med svingsjakt. ....	44
Figur 6.3: Modell av Sauland 2 med svingsjakt. ....	45
Figur 6.4: Modell av Sauland 1 med luftputekammer. ....	46
Figur 6.5: Modell av Sauland 2 med luftputekammer. ....	47
Figur 6.6: Modell av avløpstunnel med struping i svingsjakt. ....	48
Figur 7.1: AFF-diagram av Sauland 1 med svingsjakt og $T_a=3,024s$ .....	51
Figur 7.2: AFF-diagram av Sauland 1 med svingsjakt og $T_a=4,5 s$ . ....	51
Figur 7.3: Laveste nedsving i svingsjakt oppstrøms turbinen i Sauland 1 til kote 140,86.....	53
Figur 7.4: Høyeste oppsving i svingsjakt oppstrøms turbinen i Sauland 1 til kote 165,9.....	53
Figur 7.5: Sauland 1 med svingsjakt. Trykk foran turbin ved oppstart og påfølgende avslag	54
Figur 7.6: Sauland 1 med svingsjakt. Trykk foran turbin ved oppstart og påfølgende avslag	54
Figur 7.7: AFF-diagram av Sauland 1 med luftputekammer og $T_a=3,024$ .....	57
Figur 7.8: AFF-diagram av Sauland 1 med luftputekammer og $T_a=5,0$ .....	57
Figur 7.9: Sauland 1 med luftputekammer. Luftpute ved oppstart etter avsluttet produksjon.	59
Figur 7.10: Sauland 1 med luftputekammer. Luftputekammer ved oppstart og avslag .....	59
Figur 7.11: Trykk foran turbinen ved oppstart og avslag i ugunstig fase. $T_L = 7 s$ . ....	60
Figur 7.12: Trykkstøt foran turbinen ved oppstart og avslag i ugunstig fase. $T_L = 7 s$ .....	60
Figur 7.13: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.1 med $T_a=2,856 s$ .....	62
Figur 7.14: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.1 med $T_a = 2,856 s$ .....	63
Figur 7.15: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.1 med $T_a=5 s$ .....	64
Figur 7.16: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.1 med $T_a=5 s$ .....	64
Figur 7.17: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.2 med $T_a=4,2 s$ .....	65

Figur 7.18: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.2 med $T_a=5,5$ s .....	66
Figur 7.19: Frekvensanalyse av Sauland 2, turbin 2.1 med rask regulator .....	69
Figur 7.20: Regulering av turtall for turbin 2.1 med rask regulator .....	69
Figur 7.21: Frekvensanalyse av Sauland 2, turbin 2.1 med mindre rask regulator .....	70
Figur 7.22: Regulering av turtall for turbin 2.1 med tregere regulator .....	70
Figur 7.23: Frekvensanalyse av Sauland 2, Turbin 2.2 .....	71
Figur 7.24: Regulering av turtall for turbin 2.2 .....	71
Figur 7.25: HGL foran turbinene i Sauland 2 ved avslag .....	73
Figur 7.26: Trykk foran turbinene i Sauland 2 ved oppstart og avslag i ugunstig fase.....	74
Figur 7.27: Luftputekammeret i Sauland 2 ved oppstart og fullt avslag.....	74
Figur 7.28: Luftputekammeret i Sauland 2 ved vanlig oppstart etter avsluttet produksjon .....	75
Figur 7.29: Luftputekammeret i Sauland 2 ved vanlig oppstart etter avsluttet produksjon .....	75
Figur 7.30: To forskjellige modeller av nedsving i svingesjakta i avløpstunnelen.....	77
Figur 7.31: Største nedsving i modellen mest lik skissert avløpstunnel. ....	78
Figur 7.32: Nedsving ved ulik friksjon i avløpstunnelen, og økt frispeilareal under tunneltak	78
Figur 7.33: Nedsving og trykk bak turbinen ved kraftig struping.....	79
Figur D.1: Turtall ved oppstart og påfølgende avslag i Sauland 1 med svingesjakt.....	113
Figur E.1: Frekvensanalyse av Sauland 2, turbin 2.2.....	115
Figur E.2: Regulering av turtall med rask regulator for turbin 2.2. ....	115
Figur F.1: Maksimalt oppsving i svingesjakta i avløpet ved liten eller ingen struping. ....	117
Figur F.2: Maksimalt oppsving i svingesjakta i avløpet ved kraftig struping.....	117
Figur F.3: Maksimalt nedsving i svingesjakta i avløpet ved liten eller ingen struping.....	118
Figur F.4: Maksimalt nedsving i svingesjakta i avløpet ved kraftig struping. ....	118
Figur G.1: Turbinmodell Sauland 1. ....	121
Figur G.2: Turbinmodell for turbin 2.1 i Sauland 2. ....	121
Figur G.3: Turbinmodell for turbin 2.2 i Sauland 2 .....	122

## Tabelliste

Tabell 3-1: Overslagsformler for retardasjonstrykk foran turbinen .....	30
Tabell 4-1: Dimensjoneringskriterier for u-rørsvingninger (Nielsen, 1990).....	32
Tabell 6-1: Teknisk data om Sauland 1 .....	42
Tabell 6-2: Teknisk data om Sauland 2.....	42
Tabell 6-3: Svingmassenes akselerasjonstid ved maks slukeevne og standard turbinmodell..	43
Tabell 6-4: Utforming av luftputekammer til Sauland 1.....	46
Tabell 6-5: Utforming av luftputekammer til Sauland 2 og andre benyttede parametere.....	47
Tabell 7-1: Analytiske beregninger av Sauland 1 med svingesjakt. ....	50
Tabell 7-2: Simuleringer av enkle avslag og oppstart.....	52
Tabell 7-3: Simuleringer med varierende helning på svingesjakta .....	55
Tabell 7-4: Analytiske beregninger av Sauland 1 med luftputekammer.....	56
Tabell 7-5: Simuleringer av enkle avslag og oppstart i Sauland 1 med luftputekammer .....	58
Tabell 7-6: Analytiske beregninger av modellen av Sauland 2 med svingesjakt.....	61
Tabell 7-7: Analytiske beregninger av Sauland 2 med luftputekammer.....	68
Tabell 7-8: Simuleringer av enkle avslag og oppstart.....	72
Tabell 7-9: Kote på opp- og nedsving ved ulike scenarioer og ulik struping i svingesjakt. ....	76
Tabell 8-1: Sammenligning av overslagsberegninger og simuleringer av massesving .....	82
Tabell 8-2: Sauland 1: Svingesjakt vs. Luftputekammer. ....	84
Tabell 8-3: Sammenligning av overslagsberegninger og simuleringer av massesving .....	85
Tabell 8-4: Sammenligning av overslagsberegninger og simuleringer av massesving .....	91
Tabell B-1: Data om tunneltverrsnitt og trykksjakter. ....	107
Tabell B-2: Lengder, areal og koter for modellen av Sauland 1 med svingesjakt .....	108
Tabell B-3: Lengder, areal og koter for modell av Sauland 2 med svingesjakt.....	108
Tabell B-4: Lengder, areal og koter for en modell av Sauland 1 med luftputekammer.....	109
Tabell B-5: Lengder, areal og koter for modell av Sauland 2 med luftputekammer .....	110
Tabell B-6: Lengder, areal og koter for modellen av avløpstunnel. ....	110
Tabell D-1: Resultater fra simuleringer av enkle avslag og oppstarter .....	113



## Symboler og forkortelser

<i>Forkortelser</i>				
HGL	Hydraulic Grade Line		$\lambda$	Friksjonskoeffisient [-]
HRV	Høyeste regulerte vannstand		$\lambda$	Andre viskositets koeffisient [Ns/m <sup>2</sup> ]
LRV	Laveste regulerte vannstand		$\lambda_f$	Frekvensavhengig friksjonsfaktor [Ns/m <sup>2</sup> ]
NVE	Norges Vassdrags- og Energidirektorat		$M$	Mannings tall [m <sup>1/3</sup> ]
OED	Olje- og energidepartementet		$N$	Avviksforholdet [dB]
			$n$	Turtall [rpm]
			$\xi$	Singulærtapskoeffisient [-]
			$P$	Våt periferi [m]
			$P$	Effekt [W]
			$Q$	Volumstrøm [m <sup>3</sup> /s]
			$R_h$	Hydraulisk radius [m]
			$\rho$	Massetetthet [kg/m <sup>3</sup> ]
<i>Symboler</i>			$T_a$	Svingmassens akselerasjonstid [s]
$a$	Lydens hastighet i vann [m/s]		$T_D$	Integraltid [s]
$A_{eq}$	Arealekvivalent i luftputekammer [m <sup>2</sup> ]		$T_L$	Lukketid [s]
$A_l, A_w$	Vannspeil i luftputekammer [m <sup>2</sup> ]		$T_N$	Derivatid [s]
$A_s$	Areal svingesjakt [m <sup>2</sup> ]		$T_R$	Refleksjonstid [s]
$A_T$	Areal av tunneltverrsnitt [m <sup>2</sup> ]		$T_w$	Tilløpstid for vannmassene [s]
$A_{th}$	Thoma-tverrsnitt [m <sup>2</sup> ]		$v$	Vannhastighet [m/s]
$H$	Virkningsgrad [-]		$V_0$	Initielt luftvolum [m <sup>3</sup> ]
$f$	Frekvens [Hz]		$Z$	Vannspeilnivå/stedshøyde [moh.]
$g$	Tyngdens akselerasjon [m/s <sup>2</sup> ]		$\Delta K$	Forsterkningsmargin [dB]
$h$	Hydraulisk trykk [mVs]		$\psi$	Fasemargin [-]
$h_f$	Falltap [mVs]		$\omega$	Vinkelhastighet [rad/s]
$H_0$	Åpen sløyfe transferfunksjon [-]			
$h_{p0}$	Initielt trykk i luftpute [mVs]			
$H$	Fallhøyde [m]			
$H_{ov}$	Kote overvann [m]			
$H_{uv}$	Kote undervann [m]			
$J$	Turbin og generators polare treghetsmoment [kg/m <sup>2</sup> ]			
$K$	Kompressibilitetsmodulen [kg/ms <sup>2</sup> ]			
$K_p$	Proporsjonal konstant [-]			
$\kappa$	Adiabateksponent [-]			
$L$	Tunnellengde [m]			



# 1 Innledning

## 1.1 Bakgrunn

Skagerak Kraft venter på saksbehandling i OED, men planlegger en eventuell utbygging av Sauland kraftverk i Hjartdal kommune i Telemark. Ønsket er at kraftverket skal benytte to fallressurser i samme kraftverk, med felles avløpstunnel. Vannvei og turbininstallasjon er under planlegging hos Norconsult og Skagerak Kraft AS parallelt med arbeidet med denne oppgaven.

Ved bygging av et vannkraftverk er det viktig å undersøke systemdynamikken i kraftverket. En stabil nettfrekvens er avhengig av at turbinen i kraftverket holder synkront turtall. Dette oppnås ved en balanse mellom produsert og forbrukt effekt. For å oppnå en slik effektbalanse vil det kreve en stadig regulering av volumstrømmen gjennom turbinen.

Det kan bli behov for totalt lastavslag eller lastpådrag mens kraftverket er i drift. Dette vil føre til store trykksvingninger som forplanter seg gjennom systemet, og kan føre til trykkstøt foran turbinen. Dersom trykket blir for stort må det innføres en form for demping i systemet. Ved innføring av svingesjakt eller luftputekammer vil trykkstøtet reduseres, men man innfører u-rørsvingninger mellom åpne vannspeil i kamre og magasin (Nielsen, 1990). Svingesjaktene eller luftputekamrene må dimensjoneres slik at systemet blir stabilt, og slik at en unngår luftinnsug i vannveien og oversvømmelse av områdene rundt, i verste fall kraftstasjonen. Ved dynamisk dimensjonering av et kraftverk er det viktig å ta høyde for det verst tenkelige tilfelle som kan oppstå, og denne oppgaven vil derfor ha fokus på dimensjonerende scenarier.

## 1.2 Tidligere arbeid og prosjektoppgaven

Det er ikke funnet noe annet tilgjengelig arbeid i forbindelse med dette kraftverkets systemdynamikk. Prosjektet blir som nevnt prosjektert hos Skagerak Kraft og Norconsult parallelt med denne oppgaven, og noe informasjon og resultater har blitt utvekslet underveis. Det er gjort en rekke arbeid på andre kraftverk med samme temaer tidligere her på NTNU. Jeg har brukt tidligere doktorgradsavhandlinger, master- og prosjektoppgaver, samt pensum i tidligere fag som bakgrunnsmateriale både i prosjektoppgaven og denne masteroppgaven. Det har også blitt benyttet ny informasjon fra en rekke fagartikler, oppgaver og fagbøker, som «*Fluid Transients in Systems*» (Wylie et al., 1993).

I prosjektoppgaven ble det gjort analytiske overslagsberegninger på begge fallressursene. Dette indikerte at det var behov for en form for svingekammer både oppstrøms- og nedstrøms turbinen for begge fallene. Dynamikken og stabiliteten til den ene fallressursen, Sauland 1, med

avløpstunnel ble undersøkt nærmere. Det ble gjennomført analytiske og numeriske beregninger av retardasjonstrykk, svingesjakter ble innført og sjaktsvingninger ble beregnet. Svingesjakt, lukketid og lengde på vannstreng ble tilpasset for å oppnå et stabilt system med akseptable verdier for retardasjonstrykk foran turbinen, turtallsøkning og opp- og nedsving i svingesjakten oppstrøms turbinen. Nedsvinget i svingesjakta nedstrøms turbinen viste seg å gå godt under tunneltaket ved fullt turbinavslag i Sauland 1. Ved turbinpådrag med påfølgende fullt avslag i ugunstig fase ble nedsvinget enda større. Om det skulle bli behov for å turbinavslag på Sauland 1 og 2 samtidig, noe som typisk kan skje ved en feil under en vårflom, vil dette nedsvinget bli større enn det igjen.

I prosjektoppgaven ble det konkludert med at svingesjakta i tilløpet burde ha en helning på 1:10 og tverrsnittareal på  $27 \text{ m}^2$ , mens svingesjakta i avløpet skulle ha helning 1:9 og tverrsnittareal på  $27 \text{ m}^2$ , for å få ønsket begrensning på trykkstøt og luftinnsug i avløpstunnelen. Det er skjedd en god del endringer fra ferdigstilling av prosjektoppgaven og til nå, og også geometrien til Sauland 1 med svingesjakt må undersøkes på nytt i denne oppgaven.

### 1.3 Masteroppgaven

Resultatene fra prosjektoppgaven tydet på fare for luftinnsug i avløpstunnelen. Skagerak Kraft og Norconsult har derfor valgt å endre utformingen av vannveien noe, og blant annet benytte en innsnevring i svingesjakta nedstrøms turbinen. Andre ting som har endret seg er kote for magasin, undervann og turbin, i tillegg til at  $GD^2$ -verdier for turbinene er anslått. Denne oppgaven vil ta utgangspunkt i de nye skissene av vannveien (se Vedlegg A) og ny informasjon fra Skagerak Kraft.

Formålet med denne oppgaven er å

- Se på den ulike dynamikken i svingesjakter og luftputekamre.
- Modellere vannkraftsystemet med to dempningsmuligheter, svingesjakt og luftputekammer, og se på trykksvingninger i både under- og overvannsystem.
- Vurdere dynamikken og stabiliteten i begge modeller av kraftverket.
- Finne optimal løsning for Sauland kraftverk og evaluere resultatet.

I samråd med veileder er det bestemt at det ikke blir tid til å se på andre dempningsmodeller enn den som allerede er implementert i programvaren LVTrans.



## 1.4 Litteratursøk

Dynamisk analyse er gjort for en rekke kraftverk før, men må spesielt tilpasses hvert kraftverk. Litteratursøket til forprosjektet til denne masteren har derfor bestått i å finne metoder det er lurt å bruke, grunnleggende teori for metodene og hvordan man benytter disse. Dette står grundig i teorikapittelet i prosjektoppgaven (Røse, 2014).

I denne masteren vil det følge en kortere gjengivelse av teori fra forprosjektet, da mye er relevant også for denne oppgaven. Det er også gjennomført videre litteratursøk spesielt om luftputekamre og dempningsmodellen i LVTrans. Dette vil følge i teoridelen.

## 1.5 Metode

Beregningsmetodene som benyttes i oppgavene er analytiske overslagsberegninger. Disse hjelper en til å anslå om systemutformingen bør endres eller ikke. Dette utdypes nærmere i kapittel 3: *Analytiske beregningsmetoder*. I tillegg modelleres kraftverket i simuleringprogrammet LVTrans i LabVIEW, noe som beskrives mer i kapittel 5: *Valg av modelleringsverktøy*. En del av de analytiske beregningene fungerer også som en bekreftelse på at simuleringene gir fornuftige svar.

Fra prosjektoppgaven ble de analytiske beregningene sammenlignet med resultater av simuleringer. Det viste seg at de analytiske overslagsberegningene traff svært godt når det kom til massesvingningene. Frekvensen og da også perioden til svingningene, var tilnærmet identiske i beregninger og simuleringer. Overslagsberegningene ga mer konservative verdier for opp- og nedsving ved enkelt avslag/pådrag, enn simuleringene. De analytiske beregningene vil derfor være svært nyttige ved betraktning av u-rørsvingningene.

Når det kom til trykkstigning foran turbinen, anslo de analytiske verdiene mye høyere verdier enn det simuleringene viste. Dette gjaldt selv om den uelastiske modellen som skal gi lavest trykkstøt ble benyttet. Om dette kommer av at de analytiske formlene ikke tar hensyn til friksjon i lange vannveier eller om det er noe annet, er vanskelig å vite. Men de analytiske overslagsberegningene for trykkstøt vil derfor ikke være så anvendelige i denne oppgaven.

Det er ønskelig å se på løsning både med svingesjakt og luftputekammer for begge tilløpstunnelene. Måten dette er gjort på er at to modeller av hvert tilløp, en med svingesjakt og en med luftputekammer, undersøkes for trykkstigning foran turbinen og massesvingninger. Deretter lages en egen modell for å undersøke avløpstunnelen. Her er tilløpet forenklet, men sørger for en volumstrøm som er summen av slukeevnen for de tre kraftverkene.

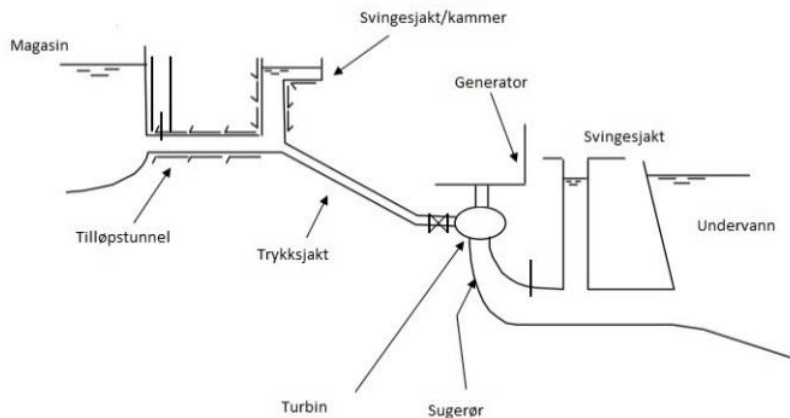


## 2 Teori

### 2.1 Vannkraft som energikilde

Nettfrekvenser utenom intervallet 49,90-50,10 Hz omtales som frekvensavvik, og Statnett gjør derfor alt de kan for å holde frekvensen innenfor dette intervallet (Statnett, 2015). Dette gjør at det stilles strenge krav til reguleringsystemene for kraftproduksjon. Vannkraft er en lett regulerbar energikilde, og blir derfor i stor grad benyttet til regulering av nettfrekvensen. For å holde konstant synkront turtall og stabil nettfrekvens, må pådraget på turbinen reguleres i takt med endringen i forbrukernes effektbehov. Reguleringen endrer vannets volumstrøm gjennom kraftverket, noe som fører til trykkendringer i systemet. Størst trykkoppbygging foran turbinen oppnås ved turbinavslag, før trykkbølgen forplanter seg gjennom vannstrengen til nærmeste frie vannspeil. Så lenge lukkertiden ikke er veldig liten, vil trykkstøtet være proporsjonalt med lengden på vannstrengen fra turbinen og opp til nærmeste frie vannspeil oppstrøms turbinen. I avløpstunneler kan man få avrevet vannstrengen om trykket bak turbinen blir for lite ved turbinavslag. Dette er svært skadelig for maskineriet. Både i tilløpstunnel og avløpstunnel bygges derfor svingekamre for å dempe disse dynamiske utfordringene. Svingekamre vil kunne løse utfordringer vedrørende reguleringsstabilitet i kraftverket, størrelse på retardasjonstrykk foran turbinen og trykk lavere enn damptrykket nedstrøms turbinen. Dempningselementene innfører samtidig nye utfordringer i systemet i form av u-rørsvingninger (Nielsen, 1990).

Denne oppgaven skal se på et høytrykksanlegg med to fall. Høytrykksanlegg har typisk høyt fall og lav volumstrøm, og samtidig et magasin slik at vanntilførselen kan reguleres og produksjonen tilpasses etterspørselen. En systemskisse av et typisk høytrykksanlegg er vist i Figur 2.1. Fallene i Sauland kraftverk er på ca. 110 m og 350 m, og har begge reguleringsmuligheter. Lavtrykksanlegg benytter i motsetning store volumstrømmer over lave fallhøyder, og bygges ofte i elveløp. Dette gir liten mulighet for regulering, og produksjonen er i stor grad avhengig av vær og tilsig.



Figur 2.1: Systemskisse av et vannkraftverk (Nielsen, 2014, Forelesningsnotater).

## 2.2 Vannkraftverkets oppbygging og komponenter

### 2.2.1 Magasin og tilløpstunnel

De fleste høytrykksanlegg har et magasin som samler vann fra det aktuelle nedbørsområde, slik at den potensielle energien til vannet kan utnyttes når vi trenger den. Reguleringen er alltid bestemt av rammer satt av NVE. Tilløpstunnelen frakter vannet fra magasinet og til trykksjakt. Tradisjonelt har tilløpstunnelen liten helning for å unngå store vanntrykk, og hindre lekkasje i råsprenge tunneler. Når det nærmer seg stasjonsområdet føres vannet over i en bratt trykksjakt, hvor 45 graders helning er vanlig i Norge (Guttormsen, 1988). For høytrykksanlegg med store fallhøyder, vil trykket i trykksjakt bli høyt ettersom det nærmer seg turbinen. Dette stiller strengere krav til bergkvalitet, utforming, veggtykkelser og eventuelle foringer og materialer brukt i sjakta. For å kunne tåle så store trykk er det vanlig å bruke foringer av stål. Stålforingen er dyr, men har mye lavere friksjon enn en tunnel.

Bortsett fra for de aller høyeste fallene, er det blitt mer vanlig å benytte uførede trykktunneler ned til kraftstasjonen. Dette etter at man har testet ut ny ingeniørkunst med gode erfaringer. Hva slags tunnel man velger er avhengig av topografi, overdekning og bergkvalitet rundt vannveien (Broch, 2005).

### 2.2.2 Svingsjakt og luftputekammer

Ved regulering av vannføringen gjennom turbinen, vil det oppstå en trykkendring foran turbinen som forplanter seg gjennom vannstrengen til nærmeste frie vannspeil. Siden magasinet ofte er flere kilometer unna turbinen installeres svingsjakter og luftputekammer som effektive komponenter for å redusere retardasjonstrykket foran turbinen og trykksvingninger forårsaket

av turbinregulering. Innføring av en form for svingekamre gjør også akselerasjonstiden til vannmassene kortere, noe som gir enklere regulering.

Det vanligste dempningselementet er svingesjakt med åpent vannspeil, men det finnes også lukkede luftputekamre som benytter luftas kompressibilitet til å dempe trykksvingningene som oppstår.

### **2.2.3 Turbin**

I turbinen blir vannets energi omformet til mekanisk energi på en roterende aksel. Den roterende energien blir så omformet til elektrisk energi i generatoren. De mest brukte turbintypene er impulsturbinen Pelton, og reaksjonsturbinene Francis og Kaplan. En impulsturbin har ingen trykkforskjell mellom turbinens innløp og utløp, det er kun vannets kinetiske energi som overføres til turbinen. For reaksjonsturbiner vil derimot mesteparten av energien som overføres til turbinen, komme fra trykkgradienten mellom innløp og utløp av turbinen (Brekke, 2003).

Valg av turbin avhenger av aktuell fallhøyde, volumstrøm og hvor mye av tida kraftverket kjører på full last og dellast (Brekke, 2003). Fartstallet  $\Omega = \frac{\omega}{\sqrt{Q}}$  indikerer hvilken turbintype det vil være hensiktsmessig å velge i forhold til virkningsdiagrammet (Nielsen, 1990). Det overordnede ønske er å optimalisere med hensyn på utbyggingskostnader, virkningsgrad i forhold til drift og minst mulig nedetid ved vedlikehold og inspeksjoner.

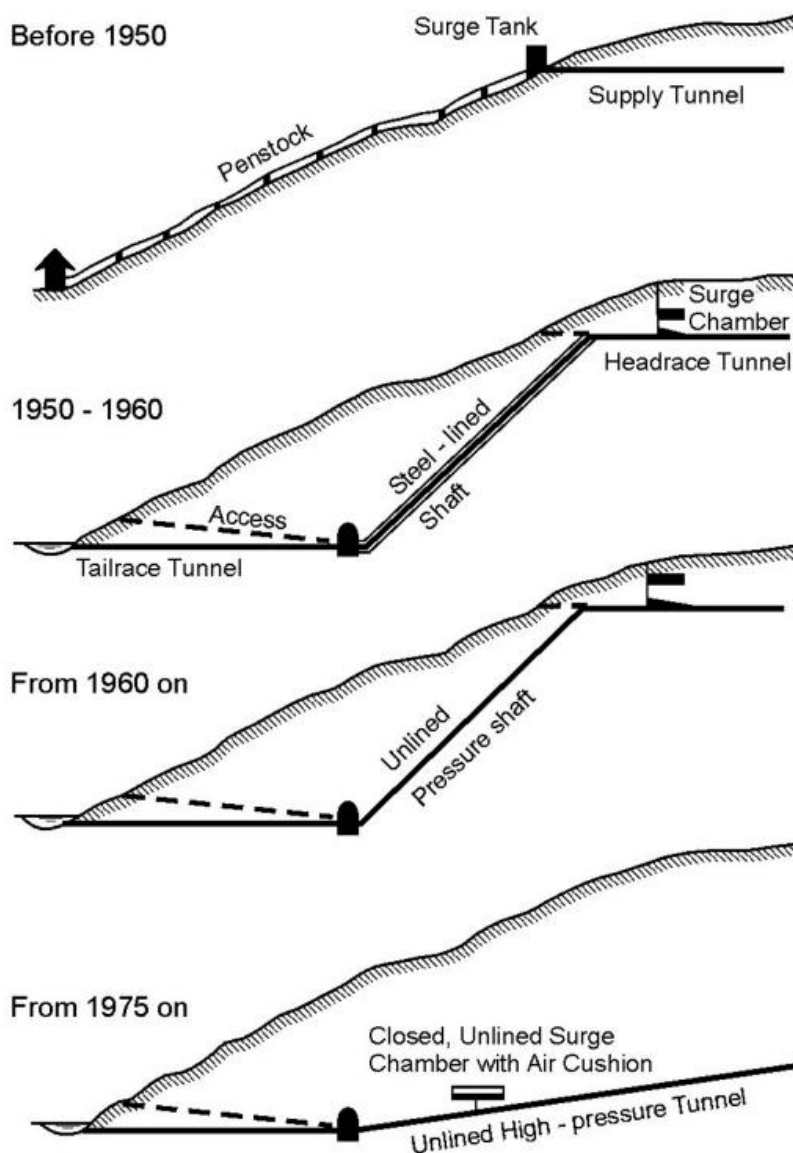
### **2.2.4 Sugerør og avløpstunnel**

Sugerøret leder vannet fra løpehjulutløpet til avløpstunnelen. Det har et raskt økende tverrsnittareal, for at hastighetsenergien i vannet skal avta og omsettes til trykkenergi ved overgangen til undervann eller avløpstunnel. Sugerøret er på denne måten med på å skape lavere trykk bak turbinen, noe som gir en større trykkgradient over reaksjonsturbiner, og øker virkningsgraden betraktelig (Brekke, 2003). Etter sugerøret strømmes vannet med lav hastighet til kraftverkets utløp, hvor lite kinetisk energi går tapt ut i undervannet. Pelton-turbiner utnytter ikke trykket, og har ingen nytte av sugerør.

## 2.3 Luftputekammer

### 2.3.1 Luftputekammerets historie

Utformingen av høytrykksanlegg i Norge har gått gjennom endringer de siste århundrene. Før andre verdenskrig ble de fleste kraftverkene bygd med trykksjakt i rør over bakken, fra tilløpstunnelen og ned til kraftstasjonen. Kraftstasjonen lå også ofte i dagen. Etter andre verdenskrig ble det foretrukket å bygge under bakken for økt sikkerhet i krigssituasjon. Dette er vist i Figur 2.2.



Figur 2.2: Utvikling i byggestil på norske vannkraftverk (Broch, 2005).

Etter hvert som teknologien rundt tunnelgraving utviklet seg, ble det å bygge vannvei og kraftstasjon under bakken ofte også den mest økonomiske løsningen. Dette førte til utvikling av betongfõret tunnel og etter hvert også ufõrede tunneler. Etter gode erfaringer med ufõrede trykktunneler utover 1960-tallet har dette vært den vanlige formen for utbygging. I dag finnes det mer enn 80 ufõrede høytrykktunneler med trykk på over 150 mVs, hvorav det største trykket er på opp mot 1000 mVs. Ingen av disse har lekkasje av uakseptabel størrelse, men med så høye trykk under bakken stiller det krav til bergkvalitet og overdekning. I juli 1973 ble det første luftputekammeret i et vannkraftverk satt i drift i Driva kraftverk, hvor sjefingeniøren Rathe var hjernen bak det nye konseptet (Rathe, 1975). Som den nederste skissen i Figur 2.2 viser, forsvinner behovet for å grave opp til jordoverflaten med denne nye utformingen av vannveien. Grunnen til at luftputekammeret ble testet ut i Driva, var nettopp vanskelig terreng, som gjorde utbygging med åpen svingesjakt vanskelig og dyr. Alternativet med luftputekammer viste seg å bli svært vellykket, noe som har resultert i minst 13 kjente utbygginger med samme konsept i Norge (10) og Kina (3) (Hu et al., 2007a).

### **2.3.2 Utforming**

Selve luftputekammeret er en råsprengt fjellhall som er forbundet med trykktunnelen via en kort forbindelsestunnel. Under drift vil kammeret være fylt med luft over en vannseng, som står i hydraulisk kontakt med trykktunnelen. Luftputa kan reflektere trykkbølger fra vannstrengen og dempe massesvingninger basert på luftas trykk, kompresjon og ekspansjon. De fleste kamrene er utformet som en rett tunnelstrekning med stort tverrsnitt, men det finnes også eksempler på ringformer med berg i midten (Berg, 1988). Blant de ni første luftputekamrene som ble satt i drift i Norge er det store variasjoner når det kommer til kammer- og luftvolum, samt trykk, vannspeilareal og overdekning. De fleste har trykk i området 2 MPa til 4 MPa, mens Tafjord skiller seg ut med størst trykk på 7,7 MPa. Videre har de fleste kammervolum i området 5000 til 15 000 m<sup>3</sup>, mens Kvilldal her skiller seg ut med størst kammervolum på 110 000 m<sup>3</sup> (Berg, 1988). For magasiner med begrensede reguleringsmuligheter, kan man også se at kammervolumet overslagsmessig er ca. 50 % større enn luftvolumet (Berg, 1988). For magasiner med stor reguleringshøyde blir tillegget større.

Kammeret må utformes slik at det er høy sikkerhet mot at lufta slipper ut i tilløpstunnelen ved ugunstig kombinasjon av overflatebølger og nedsving. Dersom luft med høyt trykk kommer ut i tunnelen kan det gjøre stor skade på maskineriet. En større såkalt «blow out» er i verste fall farlig, da lufta vil ekspandere kraftig ettersom trykket avtar opp mot inntaket. For å unngå luftutslipp til tunnelen plasseres sålen i kammeret vanligvis ca. 2 meter over hengen i

tilløpstunnelen (Berg, 1988). I tillegg må volumet på vannsenga være tilstrekkelig for å ta av for svingningene som oppstår. Hele vannsengen må følge med svingningen, derfor er det en fordel å unngå veldig lange kamre, samt å skrå kammeret mot utløpet.

### **2.3.3 Luftlekkasje**

Lufttapet fra luftputekammer kan komme av to ting. For det første kan luft lekke gjennom små sprekker i fjellet. Bergets permeabilitet og sprekkevannstrykk er derfor viktige faktorer ved valg av plassering for luftputekammer. Andre hulrom i fjellet burde også bygges i god avstand til luftputekammeret for å unngå høyere permeabilitet og økt luftlekkasje (Hu et al., 2007a). Dersom lekkasjen blir for stor kan det iverksettes tiltak som for eksempel vanngardin. Hensikten med en vanngardin er å kunstige øke poretrykket rundt luftputekammeret så det blir høyere enn kammertrykket, men må ikke overskride bergets minste hovedspenning. Vanngardin er på nåværende tidspunkt det mest effektive og økonomiske tiltaket mot luftlekkasje fra luftputekammer. Fire kraftverk i Norge i dag opererer med luftputer med vanngardin (Hu et al., 2007a).

På grunn av høyt trykk vil det kunne forgå faseoverganger inni luftputekammeret ved påførte trykkvariasjoner. Det har vist seg at jo større grad av turbulens i kammeret, jo mer luft løses opp i vannet. For å begrense turbulens og dermed lufttap, bør lengden på tunnelen som forbinder tilløpstunnel og luftputekammer være 5-6 ganger sin egen diameter. Det at luft løser seg i vannet har ikke vist seg å øke faren for kavitasjon, det har heller vist seg at faren for kavitasjon ble mindre (Rathe, 1975).

Det er uansett ønskelig at luftlekkasjen er minimal, så kompressorene som installeres ikke må bruke unødvendig mye energi på å holde luftputekammeret stabilt.

### **2.3.4 Fordeler og ulemper**

Det er ikke alle steder det er egnet for å ha luftputekammer, men noen steder kan det være svært fordelaktig sammenlignet med en utforming med åpen svingesjakt. En luftpute kan innføre det frie vannspeilet nærmere turbinen enn med den tradisjonelle svingesjakta, noe som gir både raskere refleksjonstid og tilløpstid. Tilløpstunnelen og den bratte trykksjakta på ca. 45°, erstattes av en svakt hellende (1:10-1:15) trykktunnel, direkte fra magasin til kraftstasjon. Dette gjør den totale lengden på vannveien kortere, og sparer utgifter til tunnelsprengning. At den bygges under bakken gjør også de totale naturinngrepene mindre (Hu et al., 2007a).



Hydraulisk sett fungerer et luftputekammer godt, men sammenlignet med en åpen svingesjakt, som krever lite tilsyn, er luftputa avhengig av overvåkning for å holde trykk og vannivå innenfor gitte grenser. Vannivået og trykket i luftputekammeret vil variere som følge av regulering og lufttap, derfor er det behov for installering av både sensorer og kompressorer. Dersom luftputa blir for stor øker faren for å få luft i tilløpstunnelen, og dersom luftputa blir for liten vil dette gå ut over reguleringsstabiliteten, og trykkstigningen foran turbinen ved avslag vil kunne overskride gitte grenser (Berg, 1988).

Luftputekammeret må tømmes før inspeksjon av vannveien. Tappingen av luft bør skje under høyt trykk, så det ikke dannes is på grunn av ekspansjon og temperatursenkning. Etter full tømming og inspeksjon er kapasiteten til kompressorene avgjørende for hvor lang tid det tar før ønsket trykk er oppnådd i luftputekammeret. Tiden det tar før man kan starte opp turbinene igjen, kan være avgjørende i den økonomiske vurderingen om å bygge luftputekammer eller svingesjakt. Ved Kvilldal har dette vist seg å ta lang tid, noe som gir store økonomiske tap. Det er derfor viktig å ikke underdimensjonere kompressorene. Et alternativ er å legge til rette for mobile kompressorer som kan benyttes ved inspeksjon, men som ikke er nødvendig for daglig drift.

### 2.3.5 Kriterier for bygging av luftputekammer

Forskning og erfaring fra utbygging av luftputekammer i Norge har ført til en rekke kriterier det er lurt å følge ved bygging av luftputekammer.

1. Luftputekammeret utformes der bergkvaliteten er god og stabil.
2. Vertikal og horisontal overdekning av berg må være tilfredsstillt av et eksperimentelt kriterium:

$$\gamma L \cos \alpha > \gamma_w H \quad (2.1)$$

3. For at grunnen skal tåle det høye trykket man ønsker å ha i luftputekammeret må grunnen tilfredsstillt sammenhengen:

$$\sigma_3 = \gamma_w H. \quad (2.2)$$

4. Gjennomtrengeligheten av fjellveggene bør være mindre enn 1,0 Lu, hvis ikke er det behov for tiltak for å få mindre luftlekkasje (eks. fuging eller vanngardin).

5. Grunnvannstrykket før utgraving bør være større enn trykket i luftputekammeret.

$$P_w > P_g \quad (2.3)$$

Parameterne for disse kriteriene er definert under og ikke i symbollista.

$H$  = statisk head [m]

$L$  = korteste avstand mellom jordoverflaten og aktuelt punkt i luftputekammer [m]

$Lu$  = absorpsjon av vann per lengdeenhet per minutt [L/(min·m·MPa)]

$P$  = absolutt trykk [MPa]

$P_g$  = gasstrykk i luftputekammer [MPa]

$P_w$  = grunnvannstrykk før utgraving [MPa]

$\alpha$  = gjennomsnittlig helning på skråning [°]

$\gamma_\gamma$  = bulk tetthet av fjellmassene [kg/m<sup>3</sup>]

$\gamma_w$  = bulk tetthet av vann [kg/m<sup>3</sup>]

$\sigma_3$  = «the least principle stress of rock» [N/m<sup>2</sup>]

(Hu et al., 2007a).

Trygg vanndybde i et luftputekammer er vanndybde over sålen i kammeret når vannivået i kammeret er på sitt laveste. I Norge er denne minste vanndybden anbefalt å være 1,5-2,0 m (Hu et al., 2007a).

## 2.4 Systemdynamikk

En utfordring ved drift av vannkraftverk er behovet for endring av volumstrømmen ved drift, for å regulere strømproduksjonen, eller ved oppstart eller stopp. Størst er utfordringene for systemer med lange vannveier. Systemdynamikken er derfor grunnleggende for denne oppgaven. Delkapitlene under inneholder en del teori som også ble beskrevet i prosjektoppgaven, men med en del endringer og tilføyelser. Blant annet er hele kapittelet om luftputekammerberegninger nytt.

### 2.4.1 Retardasjonstrykk

Strømningen langs en vannstreng kan beskrives av et sett med tilstandsligninger og en rekke grensebetingelser. En vannstreng må til enhver tid oppfylle en kontinuitetsligning og en bevegelsesligning. Kontinuitetsligningen kan skrives

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad (2.4)$$

og viser at volumstrømmen inn i et kontrollvolum, må være lik volumstrømmen ut av det samme kontrollvolumet, i tillegg til en eventuell opphopning inne i volumet. Bevegelsesligningen eller kraftbalansen viser at summen av alle krefter på et stasjonært kontrollvolum må være lik null, og er gitt ved

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \lambda \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad (2.5)$$

i  $[\text{m/s}^2]$ , hvor  $a = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$  er lydshastigheten, gitt av kompressibilitetsmodulen  $K$  og tettheten til vannet  $\rho$ , og  $H = h + z =$  hydraulisk trykk + stedshøyde. Vannstrengens lydshastighet er hvor fort signalet om en trykkendring forplanter seg i væskestrengen. Dersom ventilen foran turbinen lukkes, vet ikke vannet ved et punkt lengre opp i vannveien at dette er tilfelle før trykkbølgen kommer til det gitte punktet. Det antas da at røret er stivt, og at en kraft som virker på vannstrengen vil føre til en kompresjon av vannet i vannveien (Rydning, 2007) og (Nielsen, 1990). Lydshastigheten i vann generelt er ca. 1450 m/s, men i fylte tunneler er den målt til ca. 1200 m/s (Nielsen, 1990), og denne verdien vil bli benyttet videre i denne oppgaven.

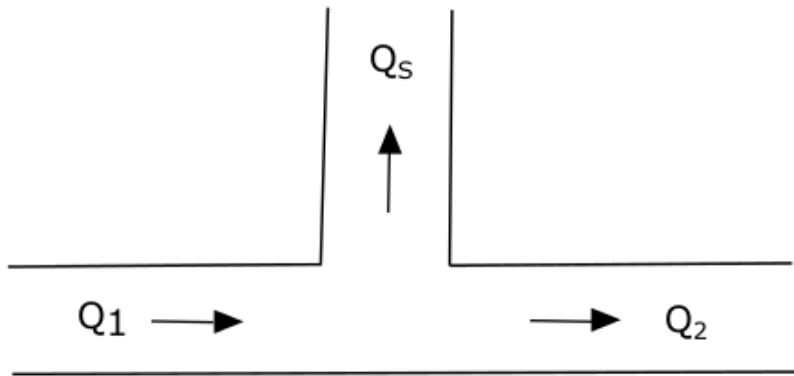
Ved en endring i volumstrømmen gjennom turbinen vil vannmassene i trykksjakta akselereres eller retarderes. Dette, sammen med tregheten til vannet, fører til en dynamisk trykkendring foran turbinen. Det største dynamiske trykket oppstår ved turbinavslag, da vannveiene her

opplever størst volumstrømdring per tidsenhet. Turbinavslag er derfor dimensjonerende scenario når det kommer til trykkoppbygging foran turbinen (Nielsen, 1990).

Ved fullt turbinavslag vil vannstrømmen gjennom turbinen stoppe helt og plutselig, og også i lange avløpstunneler er dette utfordrende. Vannmassene har en treghet som gjør at det vil fortsette å strømme i retning undervannet, og det vil dannes et undertrykk rett bak turbinen. Dersom dette blir lavere enn damptrykket kan det danne seg dampbobler, og i verste fall kan væskestrengen bli brutt. Nede ved utløpet av avløpstunnelen, bygges det så opp et høyere trykk enn bak turbinen. Dette fører til at vannmassene snur, og strømmer oppover igjen. Når trykket bak turbinen så øker, vil boblene kollapse, noe som vil kunne spise opp metallet i utløpet av turbinen som kavitasjon (Wylie et al., 1993). Dette kan være svært skadelig for maskineriet, og i slike tilfeller bør det innføres en svingesjakt i avløpstunnelen uavhengig av vannmassenes tilløpstid.

#### **2.4.2 Svingesjakt**

Dersom det viser seg at trykkstigningen foran turbinen blir for stor ved turbinavslag, kan enten lukkertida forlenges, eller så må vannmassene som skal retarderes gjøres mindre (Nielsen, 1990). Ved økning av lukkertida kan fullturbiner lett få en uønsket høy turtallstigning. Dette kan unngås ved å installere en omløpsventil som leder vannmassene forbi turbinen slik at trykkendringen kan foregå over lengre tid selv om den hydrauliske effekten på løpehjulet reduseres raskt, men man vil da sløse unødig med vann. Det er derfor vanligst å gjøre endringer relatert til vannmassene for slike anlegg. Vannmassene er ekvivalent med lengde-tverrsnittforholdet fra turbinen til nærmeste frie vannspeil oppstrøms turbinen. Innføring av et svingekammer mellom turbin og magasin forkorter lengden betraktelig, og er et av de vanligste tiltakene for å minske retardasjonstrykket foran turbinen (Nielsen, 1990).



Figur 2.3: Svingesjakt.

Kontinuitetsligningen gjelder også for knutepunktet ved svingesjakta, og strømmingen i Figur 2.3 kan beskrives ved

$$Q_1 = Q_s + Q_2. \quad (2.6)$$

Dersom vannspeilarealet i svingesjakta er  $A_s$ , kan volumstrømmen opp i svingesjakta for et lite tidsskritt uttrykkes

$$Q_s = A_s \frac{dz}{dt}. \quad (2.7)$$

Differensialligningen som beskriver svingningen i svingesjakta blir:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{A_s} \cdot (Q_1 - Q_2). \quad (2.8)$$

Svingesjakter må dimensjoneres for å unngå overflom eller luftinnsug i tunnelsystemet. Dimensjonerende situasjoner er altså driftssituasjoner som gir størst amplitude på u-rørsvingningene i svingesjakta. Dette beskrives videre i delkapittel 4.4: *Dimensjonerende lastforløp ved u-rørsvingninger*.

### 2.4.3 Luftputekammer

Det er to tilnærminger som brukes til å modellere luftputekamre. Begge er basert på antagelsene om ideell gass. Metodene er:

1. Rational heat transfer equation.
2. Polytropisk ligning for ideell gass.

Den første metoden tar høyde for varmeoverføring mellom lufta og veggene i luftputekammeret, og spesielt effekten av latent varme ved transiente forløp analyseres detaljert. Den andre metoden tar ikke høyde for varmeoverføringen i luftputekammeret, men er mye benyttet ved numeriske beregninger. Den polytropiske ligningen gir sammenhengen:

$$PV^n = \text{konstant}, \quad (2.9)$$

hvor  $P$  er absolutt trykk av lufta,  $V$  er volumet av lufta og  $n$  er den polytropiske konstanten. For isoterme reaksjoner er  $n = 1,0$  og for adiabatisk prosesser er  $n = 1,4$ .

For vanlig utforminger av luftputekammer, og massesvingninger med periode på mellom 2 og 4 minutter, viser eksperimenter at luftas tilstandsending oppfører seg tilnærmet adiabatisk i luftputekammeret (Goodall et al., 1988) og (Berg, 1988). Det er derfor vanlig å anta adiabatisk forhold i luftputekammerberegninger. I forsøk er det også observert polytropiske konstanter større enn 1,4. Det er usikkert hva dette kan skyldes, men luftlekkasje mistenkes som årsak (Hu et al., 2007b).

Ved adiabatisk beregninger vil luftputekammerets respons følge ligningen:

$$hV^\kappa = h_{p0} \cdot V_0^\kappa = \text{konstant}, \quad (2.10)$$

hvor  $h$  er absolutt trykk [mVs],  $V$  er luftputas volum [ $\text{m}^3$ ] og  $\kappa$  er den adiabatisk eksponent (= 1,4). Indeksen 0 indikerer initielle forhold. I praksis vil dette si at en luftpute oppfører seg som en svingesjakt med avtakende areal oppover i sjakta. Svingningene som følger analyse av reguleringsstabilitet er vanligvis så små, at man kan se bort fra denne innsnevringseffekten. I slike tilfeller kan luftputekammeret betraktes som en åpen sjakt med konstant vannspeilareal. Dette ekvivalente tverrsnittet finner man ved å derivere ligning (2.10) med hensyn på volumet, for å få et uttrykk for hvordan trykket i luftputa endres med volumet:

$$\frac{dh_p}{dV} = -\frac{\kappa \cdot h_{p0}}{V_0}. \quad (2.11)$$

For en svingesjakt som vist i Figur 2.4 (a) vil

$$\frac{dh}{dV} = -\frac{1}{A_s}, \quad (2.12)$$

mens for et luftputekammer som i Figur 2.4 (b) vil samme verdi kunne uttrykkes:

$$dh = dz_l + dh_p \quad (2.13)$$

$$\frac{dh}{dV} = -\frac{1}{A_l} + \frac{dh_p}{dV}. \quad (2.14)$$

Ved å sette inn ligning (2.11) i ligning (2.14) og sammenligne trykk-volum-avhengigheten direkte, får vi et ekvivalent sjaktareal på

$$A_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{A_l} + \frac{\kappa h_{p0}}{V_0}}. \quad (2.15)$$

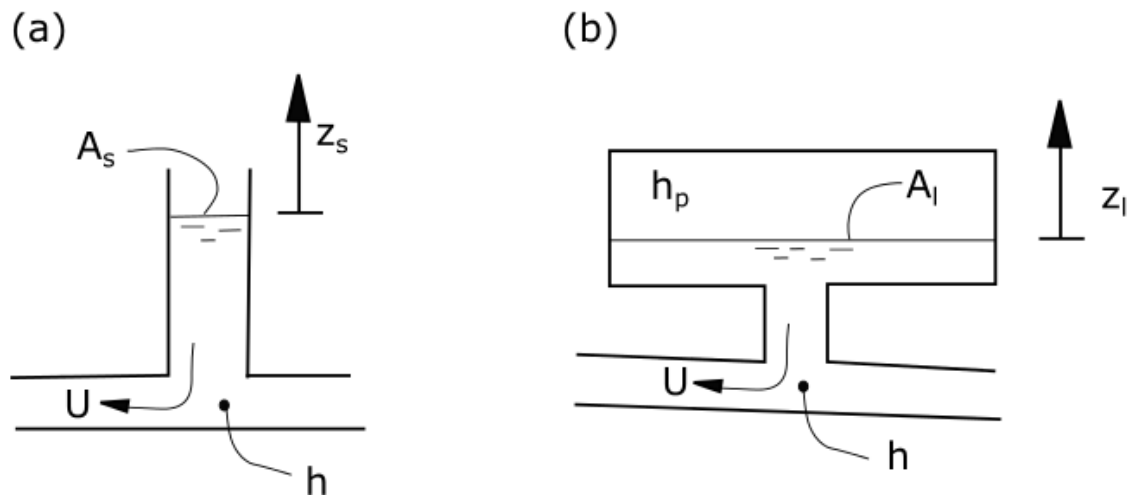
$A_l$  = luftputas vannspeilareal [ $m^2$ ]

$V_0$  = luftputas volum ved initielle forhold [ $m^3$ ]

$h_{p0}$  = absoluttrykk i luftputa ved initielle forhold [mVs]

$\kappa$  = adiabateksponenten (=1,4) [-]

Det ekvivalente arealet beregnes som om det skulle vært en svingesjakt, og bør være minst 150 % av Thoma-tverrsnittet (ligning (3.8)) for å oppnå stabilitet.



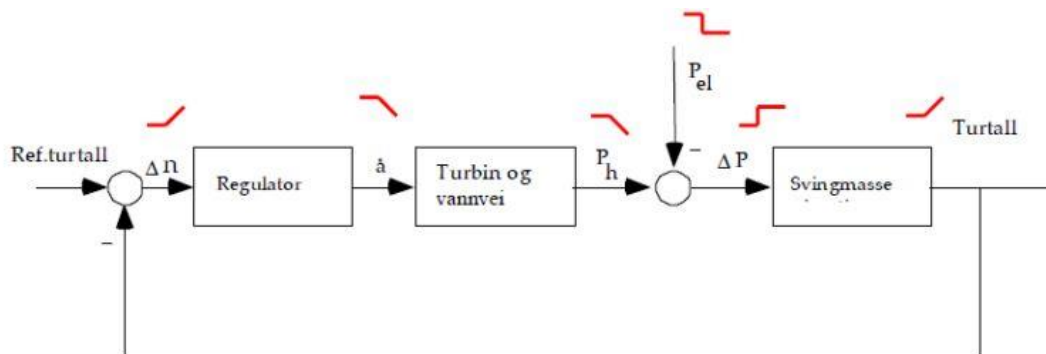
Figur 2.4: Svingesjakt og luftputekammer.

## 2.4.4 Reguleringsstabilitet

Reguleringsstabiliteten til et vannkraftverk er beskrevet nærmere i prosjektoppgaven (Røse, 2014). Under følger et sammendrag av de viktigste og mest relevante prinsippene. Delen om permanent statikk er helt utelatt, da det verste tenkelige tilfelle for et vannkraftsystem er helt uten statikk.

### Frekvensanalyse

Frekvensanalyse er nødvendig for å undersøke systemets respons ved påførte forstyrrelser med ulike frekvenser. Ved frekvensanalyse blir differensialligningene som beskriver systemet linearisert om et arbeidspunkt og Laplace-transformert, slik at transferfunksjonene kan fremstilles i et typisk blokkdiagram for et vannkraftverk. Dette er vist i Figur 2.5. Ved å påføre forstyrrelser med ulike frekvenser, kan vi nå se om systemets respons er dempet eller om det er ustabil.



Figur 2.5: Blokkdiagram for et vannkraftsystem.

Figur 2.5 viser reaksjonen dersom nettets effektbehov ( $P_{el}$ ) minker. Overskuddet av hydraulisk effekt ( $\Delta P$ ), vil føre til en akselerasjon av svingmassene og økt turtall,  $n$ . Regulatoren bør da være innstilt slik at ledeapparatets åpning senkes, så volumstrøm og turtall avtar, og turtallet blir raskest mulig likt referanseturtallet, ( $\Delta n = 0$ ). For å sikre stabil nettfrekvens er det viktig å velge en regulator som gjør at responsen blir minst mulig påvirket av forstyrrelsen.

Ifølge Nyquists stabilitetskriterium er systemet absolutt sett stabilt hvis  $\angle h_0(j\omega) > -180$  når  $|h_0(j\omega)| < 1 = 0$  dB, hvor  $h_0$  er systemets åpens sløyfe transferfunksjon,  $h_0(j\omega)$  er systemets frekvensrespons,  $\angle h_0(j\omega)$  er fasevinkelen og  $|h_0(j\omega)|$  er amplitudeforholdet (Nielsen, 1990). For å ha en viss sikkerhet for at systemet er stabilt er det vanlig å se på systemets fasemargin,  $\psi$ , og forsterkningsmargin,  $\Delta K$ . Fasemarginen er hvor langt over  $-180^\circ$  fasekurven ligger, ved kryssfrekvensen  $\omega_c$ . Fasemarginen forteller hvor mye mer negativ



fasedreining systemet tåler ved kryssfrekvensen  $\omega_c$ , uten at systemet blir ustabil forutsatt at forsterkningen  $|h_0(j\omega)|$  holdes konstant. Forsterkningsmarginen er avstanden mellom 0 dB-linjen og amplitudekurven, der fasekurven krysser  $-180^\circ$ , ved  $\omega_{180}$ . Den sier hvor mye forsterkningen i  $h_0(j\omega)$  kan økes uten at det tilbakekoblede systemet blir ustabil, når fasekurven holdes konstant.

Ved frekvensanalyse er det vanlige å fremstille systemet i et Bode-diagram eller et amplitude-fase-frekvensdiagram (heretter AFF-diagram). Begge diagrammene viser sammenhengen mellom amplitude og fasevinkel ved forskjellige frekvenser, og man kan lese av forsterkningsmargin og fasemargin slik som vist i Figur 2.6. Det er vanlig å sette stabilitetskravene til

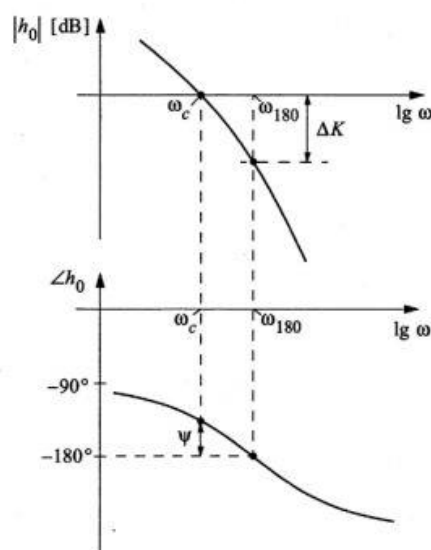
$$\psi = \angle h_0(j\omega_c) + 180 \geq 45^\circ \text{ og } \Delta K = \frac{1}{|h_0(j\omega_{180})|} > 2 = 6 \text{ dB}, \quad (2.16)$$

men når det er snakk om vannkraft er det vanlig med noe lavere stabilitetskrav, hvor

$$\psi = \angle h_0(j\omega_c) + 180 \geq 30^\circ \text{ og } \Delta K = \frac{1}{|h_0(j\omega_{180})|} > 4 \text{ dB}. \quad (2.17)$$

Kravet til forsterkningsmarginen (ligning 2.16) betyr at forsterkningen kan dobles uten at systemet blir ustabil, forutsatt samme faseforskyvning («Kompendiumkomitéen kybernetikk, 2013 #27»). Det er også vanlig å sette kriterium for avviksforholdet:

$$|N|_{max} = \frac{1}{1+h_0} \leq 4 \text{ til } 6 \text{ dB}. \quad (2.18)$$



Figur 2.6: Bode-diagram med forsterkningsmargin og fasemargin.

Regulatoren er ikke effektiv for frekvenser høyere enn kryssfrequensen, derfor må frekvensene det ønskes å regulere for ligge lavere enn kryssfrequensen. Men kryssfrequensen må ikke ligge for tett opptil trykkstøtfrekvensene, da regulatoren vil prøve å regulere disse. Det er ønskelig med så rask regulator som mulig, noe som gir små forsterknings- og fasemarginer. Det optimale systemet har derfor marginer som er akkurat over stabilitetskriteriene.

### *Selvregulering*

Målet med regulering av turbiner er å holde turtallet konstant. En økning i turtall fører derfor til stengning av ledeapparatet for at volumstrømmen gjennom turbinen skal avta. Av ligning (2.19) ser vi at en mindre volumstrøm, vil gi mindre levert effekt. Dette vil senke turtall og nettfrekvens, om effektbehovet fortsatt er det samme.

$$P_h = \eta \rho g Q H \quad (2.19)$$

Turbinkarakteristikken til reaksjonsturbinene Kaplan og Francis gjør at turtallet påvirker volumstrømmen gjennom turbinen, ved konstant ledeapparat. Denne effekten kalles turbinens selvregulering. En typisk Kaplanturbin får økt volumstrøm med økende turtall. Dette er ugunstig med tanke på reguleringsstabiliteten, og kan uttrykkes med at en Kaplanturbin har negativ selvregulering. I Francisturbiner vil økt turtall føre til mindre volumstrøm, noe som virker positivt på stabiliteten.

## 2.5 Friksjon og dempning

### 2.5.1 Friksjon ved stasjonær strømning

Friksjon og dempning er viktige fenomener i et vannkraftsystem. Ved stasjonære driftspunkt i et kraftverk ligger Reynolds-tallet godt inne i det turbulente området. Ved falltapsberegninger kan en derfor benytte en fast friksjonskoeffisient. Det er to formler som er mye brukt ved beregning av falltap for stasjonær strømning i vannveien; Mannings formel og Darcy-Weisbachs formel.

#### *Mannings formel*

For falltap i råsprenge tunneler er det vanlig å bruke Mannings formel:

$$h_f = \frac{Lv^2}{M^2 R_h^{4/3}}, \quad (2.20)$$

hvor  $M$  er Mannings tall og  $R_h$  hydraulisk radius i meter, definert som  $R_h = \frac{A}{P} =$

$\frac{\text{Tunnelens tverrsnittareal}}{\text{Våt periferi}}$ . Mannings formel er basert på målinger, og Mannings tall er en

friksjonsfaktor som sier noe om ruhetsfaktoren i tunnelen (Guttormsen, 1988). Høyt Mannings tall tilsvare lite friksjon.

#### *Darcy-Weisbachs formel*

Darcy-Weisbachs formel er en mer generell formel som ofte anvendes på falltap i rør:

$$h_f = \lambda \cdot \frac{L}{4R_h} \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{L}{4R_h} \cdot \frac{Q \cdot |Q|}{2gA^2}. \quad (2.21)$$

Friksjonskoeffisienten  $\lambda$  finnes av Moodys diagram, og bestemmes av relativ ruhet og Reynoldstallet til strømningen.

I begge formlene er friksjonstapet proporsjonalt med lengden av røret og kvadratet av hastigheten til vannet. En økning i den hydrauliske radien vil gi mindre friksjonstap. Derfor har lange tilløpstunneler ofte stort areal, noe som fører til lav hastighet og igjen så lite friksjonstap som mulig, selv med en friksjonskoeffisient i størrelsesorden 0,05-0,06.

Trykksjakta har ofte mindre tverrsnittareal, hvilket betyr økt strømningshastighet. Men trykksjakta er kort, og dersom den er fôret er friksjonsfaktoren betydelig mindre. Derfor vil ikke friksjonstapet grunnet økt hastighet i denne delen av vannveien ha så stor betydning likevel. En økonomisk optimalisering fører til at trykksjaktarealet med eventuelle dyre fôringer blir betydelig mindre enn arealet i tilløpstunnelen (Guttormsen, 1988).

## 2.5.2 Friksjon ved dynamisk strømning

For stasjonære tilfeller finnes det gode modeller, men disse kan ikke direkte overføres på dynamiske tilfeller i et vannkraftsystem. Eksempelvis er det vanlig å benytte gjennomsnittshastigheten ved beregning av falltap for stasjonær, turbulent strømning. I bevegelsesligningen (ligning (2.5)) er falltappet på formen  $\Delta h = k \cdot v \cdot |v|$ , hvor  $k$  er en konstant. Hvis man benytter gjennomsnittshastigheten, gitt av den kjente volumstrømmen og arealet,  $v = \frac{Q}{A}$ , også for ikke-stasjonær strømning, vil modellen kunne gi feil resultater. Den egentlige hastighetsprofilen har veldig lav hastighet langs veggene, og høyest hastighet i midten av røret eller tunnelen. Ved raske endringer i volumstrømmen vil gjennomsnittshastigheten kunne være tilnærmet 0, for situasjoner hvor noe av vannet har fart motsatt vei av resten av vannet, se Figur 2.7 (b). Dette er en situasjon med mye tap, noe som gjør at modellen får med seg mindre dempning enn hva tilfellet er i virkeligheten. Dempningen vil også øke med økende frekvens, noe som bevegelsesligningen ikke tar høyde for (Nielsen, 1990). Til ikke-stasjonære forhold er det derfor bruk for andre dempningsmodeller som varierer med akselerasjonen og ikke med hastigheten. Modellen som blir benyttet i denne oppgaven blir presentert i avsnitt 5.3.



Figur 2.7: Hastighetsprofil til vann i rør når strømmingen endrer retning. I dette tilfelle er  $Q \approx 0$ . (a) som antatt i modell, (b) mer likt virkeligheten.

### 3 Analytiske beregningsmetoder

Ved dimensjonering av vannkraftverk er det nyttig å gjøre analytiske overslagsberegninger, før man begynner med mer grundige og tidkrevende numeriske metoder. Dette for å finne ut om kraftverket er helt urealistisk, hva man kan forvente av videre modellering og et eventuelt behov for svingesjakter. Dersom man kan slippe svingekammer, er mye utbyggingskostnader spart. Om de analytiske beregningene tilsier et behov for svingesjakter, utføres videre numeriske beregninger for mer nøyaktig analyse. Metodene for analytiske beregninger for stabilitet ble også beskrevet i prosjektoppgave (Røse, 2014) og er hovedsakelig hentet fra «*Dynamisk Dimensjonering av Vannkraftverk*» (Nielsen, 1990).

#### 3.1 Stabilitet

##### 3.1.1 Tilløpstid for vannmassene

Tilløpstiden for vannmassene,  $T_w$ , er definert som «den tid det tar å akselerere vannmassene fra nærmeste frie overflate oppstrøms turbin til nærmeste frie overflate nedstrøms turbinen, fra 0 til  $Q_0$  under påvirkning av fallhøyden  $H$ » (Nielsen, 1990). Tidskonstanten er gitt ved:

$$T_w = \frac{Q}{gH} \sum \frac{L}{A}, \quad (3.1)$$

hvor lengde-tverrsnitts-forholdet strekker seg fra nærmeste frie vannspeil oppstrøms turbinen til nærmeste frie vannspeil nedstrøms turbinen. Tilløpstiden bør ikke være større enn 1,0 s for å oppnå et stabilt system. Dette fordi lang akselerasjonstid tilsvarer at det tar lang tid å endre mengde produsert effekt, noe som fører til dårlig reguleringsstabilitet. For å minke vannets akselerasjonstid, kan man øke tunnelarealene eller innføre en eller flere svingesjakter, så lengden mellom frie vannspeil blir mindre.

For lange trykksjakter vil vannets elastiske egenskaper føre til en senkning av fasemarginen i forhold til ved stive beregninger. Allievis konstant sier noe om rørkarakteristikken og er definert som

$$\rho = \frac{c \cdot a}{2g \cdot H_0} \quad (3.2)$$

(Nielsen, 1990). Dette er en definisjon som er beregnet på systemer med konstant hastighet og dermed også konstant areal. Ved litt omformulering kan dette skrives om og tilnærmes et forhold uttrykt ved kjente tidskonstanter for systemet

$$\rho = \frac{\frac{Q \cdot L}{A \cdot g H_0}}{\frac{2 \cdot L}{a}} \approx \frac{T_w}{T_r}, \quad (3.3)$$

hvor  $T_r$  er trykkbølgens refleksjonstid, se ligning (3.24). Dersom  $\rho > 1$ , vil elastisiteten ha liten innflytelse på fasemarginen, og man kan gjøre beregninger på systemet som om det var stivt. I slike tilfeller er  $T_w \leq 1$  en god indikator på reguleringsstabilitet. Dersom  $\rho < 1$ , må man derimot ta høyde for elastisitetseffekter i en elastisk modell, som for eksempel LVTrans.

### 3.1.2 Svingmassenes akselerasjonstid

Generator og turbin har masse som akselereres når det ikke er balanse mellom levert hydraulisk effekt og effektbehovet på nettet. Jo større treghet disse massene har, jo lengre tid tar en turtallsøkning, og man kan si det har en stabiliserende effekt på reguleringsystemet. Svingmassenes akselerasjonstid,  $T_a$ , er definert som «den tid det tar å akselerere aggregatets svingmasser fra stillstand til normalt omdreiningstall når full-last-moment nyttes til akselereasjon», og er gitt av formelen:

$$T_a = \frac{J \cdot \omega_0^2}{P_{max}} = \frac{GD^2 \cdot \omega_0^2}{4P_{max}} \quad (3.4)$$

hvor

$$\omega_0 = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (3.5)$$

(Ervik, 1994). Større aggregater har vanligvis en akselerasjonstid i størrelsesorden 5-7 sekunder. Små turbiner har derimot ofte liten masse, lite polart treghetsmoment og dermed liten  $T_a$ -verdi. For slike systemer kan det være nødvendig å koble på ekstra svinghjul, for å øke akselerasjonstiden og gi systemet bedre stabilitet.

En tommelfingerregel er at

$$T_w < 1,0 \text{ s når } T_a \sim 6 \text{ s, eller } \frac{T_a}{T_w} > 6 \quad (3.6)$$

for et system med god regulering. Dersom  $\frac{T_a}{T_w} \approx 4$  kan det vise seg at det likevel er mulig å få systemet stabilt ved nøyere analyse, men overslagsmessig er det ønskelig at  $\frac{T_a}{T_w} > 6$ . Dersom denne betingelsen ikke tilfredsstilles, kan man enten iverksette tiltak for å øke  $T_a$  eller minke  $T_w$ .  $T_w$  vil bli mindre ved å øke tunnelareal eller ved innføring av svingeskammer. Å innføre svingekammer er spesielt aktuelt for systemer med lange vannveier.

I en åpen sløyfe transferfunksjon for systemet vil en økning av  $T_a$  ha samme effekt som en minkning av forsterkningen. Begge deler gir bedre stabilitet for systemet. Men siden en lav forsterkningsfaktor gir et tregt reguleringsystem, kan det være bedre å øke  $T_a$  så ikke forsterkningsfaktoren må bli veldig liten (Nielsen, 1990).

### 3.1.3 Thoma-tverrsnitt

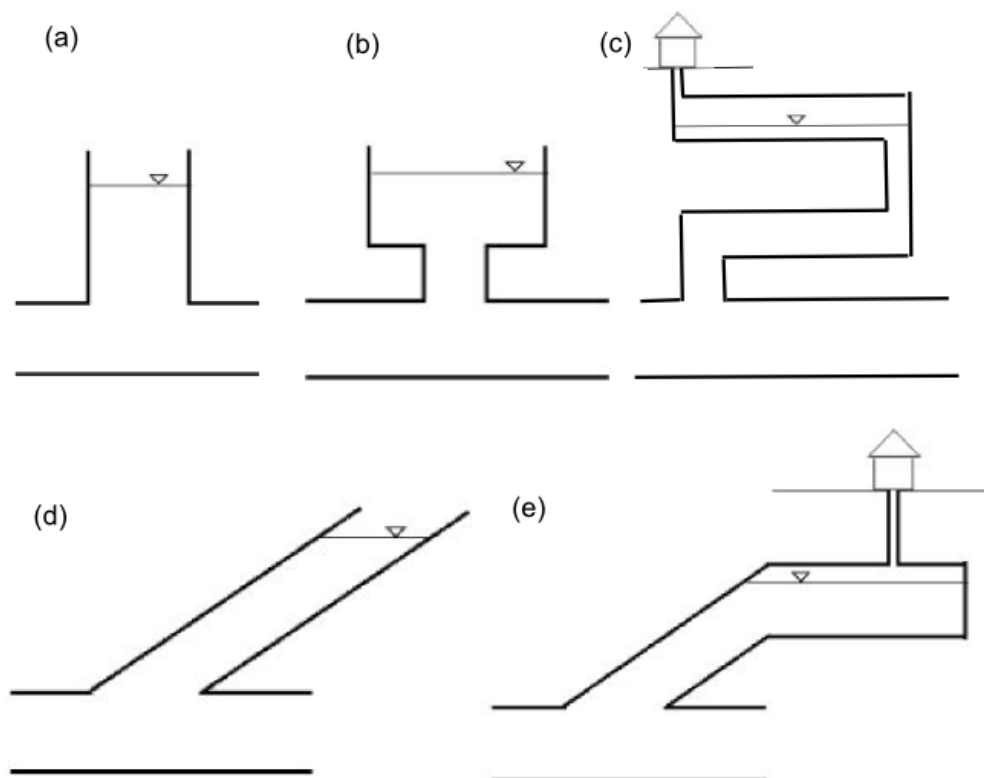
Innføring av svingekammer gjør at det vil oppstå u-rørsvingninger i systemet. Disse er så langsomme at man kan se bort fra elastisitetseffekten, men de kan bli ustabile. For å sikre stabile u-rørsvingninger er Thoma-tverrsnittet den minste frie vannspeiloverflaten man kan ha i en svingesjakt. Frispeilarealet dimensjoneres vanligvis med en sikkerhetsmargin på 1,5, slik at

$$A_s = 1,5 \cdot A_{th}, \quad (3.7)$$

hvor man for tunneltverrsnitt med vanlig utforming normalt benytter et Thoma-tverrsnitt gitt av tilnærmingen:

$$A_{th} \approx 0,0085 \frac{M^2 A_T^{\frac{5}{3}}}{H_0} \quad (3.8)$$

(Nielsen, 1990).



Figur 3.1: Ulike utforminger av svingesjakter.

Av ligning (3.8) ser vi at Thoma-tverrsnittet avtar betydelig med lavere Mannings tall og økt friksjon i tunnelene. Svingesjakter kan utformes på en rekke måter, hvorav fem eksempler er vist i Figur 3.1. For svingesjakter av type (b)-(e) er det viktig at det er friskeilarealet som må tilfredsstillende ligning (3.7). Ofte benyttes slike geometrier nettopp fordi økt vannspeilareal er gunstig.

### 3.1.4 Luftputekammer

Ved dimensjonering av luftputekammer følger man de samme hydrauliske kriteriene som ved åpne svingesjakter. Hvilket innebærer krav om reguleringsstabilitet, stabile massesvingninger, samt en øvre grense for trykkstigning foran turbinen ved totalavslag.

Arealet i luftputa er som regel av den størrelsesorden at  $\frac{1}{A_l} \ll \frac{\kappa h_{p0}}{V_0}$ , og ligning (2.15) kan forenkles slik

$$A_{eq} \approx \frac{V_0}{\kappa \cdot h_{p0}}, \quad (3.9)$$

noe som gir et estimat for minste nødvendige luftputevolum for å få et stabilt system:

$$V_0 \approx A_{eq} \kappa h_{p0}, \quad (3.10)$$

hvor  $A_{eq}$  er  $1,5 \cdot A_{th}$ . For kraftverk med lange tilløpstunneler vil dimensjonerende luftvolumet mest sannsynlig bestemmes av kravet om maks 10-20 % trykkstigning ved totalavslag, relativt statisk maksimaltrykk, da dette krever mye større volum enn reguleringsstabiliteten (Berg, 1988). For å finne endelig forslag til volum av luftputekammeret benyttes LVTrans. Vannspeilarealet i luftputekammeret justeres til sist av svingegrensene.



## 3.2 U-rørsvingninger

### 3.2.1 Svingsjaktberegninger

Initiell vannstand i svingsjakta avhenger av strømningsforholdene gjennom systemet på daværende tidspunkt. Ved stasjonær strømming synker vannivået tilsvarende falltapet mellom overvann og svingsjakt. Hvis ingen strømming, er vannivået likt overvannet. Dette vil påvirke koten på oppsving og nedsving, som må undersøkes for å være sikker på å unngå overflom eller luftinnsug i tunnelen. Ved turbinavslag fra stasjonær driftsituasjon kan oppsvinget i svingsjakta oppstrøms turbinen beregnes til:

$$\Delta Z = \Delta Q \sqrt{\frac{\Sigma \frac{L}{A_T}}{g A_s}} + \frac{1}{3} h_f. \quad (3.11)$$

Ved å ta høyde for falltapet ved stasjonær strømming tilsvarer dette et oppsving til kote:

$$Z_{max} = Z_{ov} - h_f + \Delta Z = Z_{ov} + \Delta Q \sqrt{\frac{\Sigma \frac{L}{A_T}}{g A_s}} - \frac{2}{3} h_f. \quad (3.12)$$

Mens det ved turbinpådrag kan beregnes et nedsving på:

$$\Delta Z = -\Delta Q \sqrt{\frac{\Sigma \frac{L}{A_T}}{g A_s}} - \frac{1}{9} h_f, \quad (3.13)$$

som da tilsvarer kote

$$Z_{min} = Z_{ov} - \Delta Q \sqrt{\frac{\Sigma \frac{L}{A_T}}{g A_s}} - \frac{1}{9} h_f. \quad (3.14)$$

Frekvensen for en u-rørsvingning er gitt av formelen:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{A_s \Sigma \frac{L}{A_T}}}. \quad (3.15)$$

U-rørsvingningens periode blir da

$$T = \frac{2\pi}{\omega}. \quad (3.16)$$

For alle disse ligningene om u-rørsvingninger, er  $h_f$  falltapet fram til svingesjakten ved stasjonær volumstrøm (Nielsen, 1990), og  $\sum \frac{L}{A_T}$  gjelder summen av lengde-tverrsnitt-forholdene fra magasinet til vannspeilet i svingesjakta (Nielsen, 1990).

### 3.2.2 Luftputekammerberegninger

Ved å beregne ekvivalent areal  $A_{eq}$  som i ligning (2.15) for det aktuelle luftputekammeret, kan man beregne u-rørsvingningene også i luftputekammeret. Trykkstigningen i kammeret er gitt av:

$$\Delta h = \pm \Delta Q \sqrt{\frac{\sum \frac{L}{A}}{g \cdot A_{eq}}} \quad (3.17)$$

i mVs. Videre kan man så beregne deltakende vannvolum

$$V_v = \Delta h \cdot A_{eq}, \quad (3.18)$$

og stigning og senkning av vannoverflaten

$$\Delta Z = \frac{V_v}{A_{\text{vannspeil, luftpute}}}. \quad (3.19)$$

Frekvensen på u-rørsvingningene beregnes tilsvarende som for svingesjakt (ligning (3.15), bare med hensyn på det ekvivalente areal:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{A_{eq} \sum \frac{L}{A_T}}} \quad (3.20)$$

## 3.3 Trykkstigning foran turbinen

Retardasjonstrykket kan beregnes på to måter, ved å betrakte vann og rør enten som uelastiske eller elastiske. Når trykksjakta er lang, altså hvis lukketiden og trykksjaktas refleksjonstid er i samme størrelsesorden, har det vist seg at man må ta høyde for elastisitetseffekten (Nielsen, 1990). Dette kan i verste fall føre til at trykket foran turbinen blir dobbelt så stort som ved å anta uelastisk oppførsel. Videre vil trykket bli forskjellig avhengig av lukketida.

### 3.3.1 Uelastisk vann og rør

At vann og rør oppfører seg uelastisk, vil i praksis tilsvare at lydshastigheten i vannet,  $a$ , er uendelig stor. Ved å se bort fra falltap kan bevegelseslikningen (ligning (2.5)) skrives som:

$$g \frac{H_2 - H_1}{L} + \frac{1}{A} \frac{\Delta Q}{\Delta t} = 0. \quad (3.21)$$

Ved å anta at volumstrømmen,  $\Delta Q$ , avtar lineært over lukketiden,  $T_L$ , kan dette skrives om slik at retardasjonstrykket som oppleves foran turbinen blir:

$$\Delta h = \frac{L}{gA} \frac{\Delta Q}{T_L} \quad (3.22)$$

(Nielsen, 1990).

### 3.3.2 Elastisk vann og rør

For lange trykksjakter er det ikke tilstrekkelig å se bort fra elastisitetseffekter ved retardasjonstrykkberegninger foran turbinen. Elastisiteten fører til trykkstøt foran turbinen, og størrelsen på trykkstøtet vil avhenge av lukketiden,  $T_L$ . Det største trykket man kan oppnå er ved momentan lukking, og kalles Joukowsky-trykket:

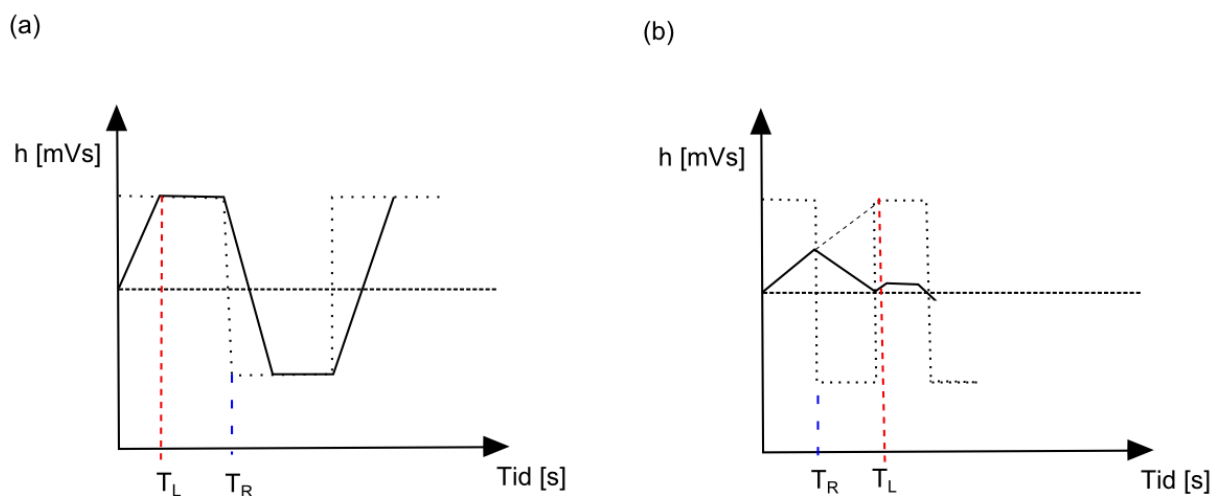
$$\Delta h = \frac{a \cdot \Delta c}{g} \quad (3.23)$$

i mVs, hvor  $a$  er lydshastigheten i vann. Momentan lukking vil si at lukketiden er mindre enn refleksjonstiden for trykkbølgen, slik som i Figur 3.2 (a).

Dersom lukketiden er lenger en refleksjonstiden vil man unngå trykkstøt av størrelsesorden Joukowsky-trykket, slik som i Figur 3.2 (b). Det anbefales derfor at lukketiden  $T_L$  alltid er langsommere enn refleksjonstiden  $T_R$  for trykkbølgen, gitt ved

$$T_R = \frac{2L}{a}. \quad (3.24)$$

Perioden for trykkstøtet vil være det dobbelte av refleksjonstida.



Figur 3.2: Trykkstøt ved lukketid kortere og lengre enn refleksjonstiden.

Dersom refleksjonstiden er i størrelsesorden lukkertida, og vi antar lineært avtakende volumstrøm og elastisitet i rør og vann, vil retardasjonstrykket bli Joukowsky-trykket multiplisert med raten  $\frac{T_R}{T_L}$ :

$$\Delta h = \frac{a \cdot \Delta c T_R}{g T_L} = \frac{a \cdot \Delta Q}{g A} \frac{1}{T_L} \frac{2L}{a} = 2 \frac{L}{g A T_L} \Delta Q \quad (3.25)$$

Formler for retardasjonstrykket i de forskjellige tilfellene er oppsummert i Tabell 3-1. For det aktuelle kraftverket velger man den tilnærmingen som passer best til overslagsberegninger av trykkstøtet. Det maksimale trykket foran turbinen oppstår ved plutselig turbinavslag og finnes ved å summere oppsvinget i svingesjakt ved tiden  $t = T_L$  og trykkstøtet.

*Tabell 3-1: Overslagsformler for retardasjonstrykk foran turbinen ved varierende forhold mellom lukketid og refleksjonstid.*

Egenskaper vann og rør	Forhold mellom lukkertid og refleksjonstid	Trykk [mVs]
Uelastisk	$T_L \gg T_R$	$\Delta h = \frac{L}{g A} \frac{\Delta Q}{T_L}$
Elastisk	$T_L > T_R$	$\Delta h = \frac{a \cdot \Delta c T_R}{g T_L} = 2 \frac{L}{g A} \frac{\Delta Q}{T_L}$
Elastisk	$T_L < T_R$	$\Delta h = \frac{a \cdot \Delta c}{g}$

## 4 Dimensjoneringskriterier

### 4.1 Trykkstigning foran turbin

Det er ikke bare stabiliteten som er viktig i et kraftverk. For å bygge et sikkert kraftverk er det nødvendig at kraftstasjon med turbin og ventiler er bygd for å tåle det største trykket det vil kunne oppleve. Normen er å sette denne øvre grensa for trykk foran turbinen til mellom 10 og 20 % større enn maksimalt statisk trykk. For dette kraftverket er det tatt utgangspunkt i at trykkstigningen kan være ca. 1,15 ganger så stort som maksimalt statisk trykk. Det største trykket foran turbinen vil man oppleve ved enkelt turbinavslag dersom det skyldes trykkstøt, og oppstart etterfulgt av avslag i ugunstig fase dersom det hovedsakelig skyldes massesvingninger. Det bør derfor undersøkes for begge tilfeller.

### 4.2 Undertrykk ved utløp av turbinen

Det er viktig at trykket bak turbinen aldri blir lavere enn damptrykket som er på ca. 0,1 mVs mens det atmosfæriske trykket er på ca. 10 mVs. Som nevnt i kapittel 2.4.1 kan dette gjøre stor skade. Man ønsker derfor å dimensjonere med en sikkerhetsmargin, så det ikke er fare for at trykket bak turbinen når damptrykket. For å unngå dette er det vanlig å benytte adkomsttunnelen til turbinen også som svingesjakt i avløpstunnelen. For at denne skal være kjørbar er det vanlig med tunnelhelning på 1:8 eller slakere.

### 4.3 Turtall ved rusing

Dersom generatoren kobles fra nettet når turbinen går med fullt åpent ledeapparat, får man rusing. Rusetall er forholdet mellom ruseturtallet og det nominelle turtallet. Det er viktig å vite hvor høye turtall som kan oppstå, da dette vil være dimensjonerende for blant annet turbin- og generatorlagre. For små Francisturbiner er rusetallet vanligvis i størrelsesorden 1,5-2,2, avhengig av fallhøyden (Fladen et al., 2010).

### 4.4 Dimensjonerende lastforløp ved u-rørsvingninger

Når det kommer til opp- og nedsving i svingesjakter og luftputekamre er det viktig å unngå overflom og luftinnsug i tunnelen. Overflom er mest kritisk for avløpstunnelen, da dette kan drukne kraftstasjonen, mens en overflom i naturen mest sannsynlig er ukritisk. Luftinnsug oppstrøms turbinen er svært ugunstig, og må unngås. Nedstrøms turbinen er det heller ikke ønskelig med luft i tunnelen, da dette kan skape uønskede tap og forstyrrelser for strømmingen i avløpstunnelen.

Enkel oppstart og fullt lastavslag er den vanligste situasjonen som oppstår, og er et minimumskrav av hva svingeskamrene må være dimensjonert for. Det finnes derimot andre lastforløp som kan gi større svingninger. Driftspersonell bør være med å bestemme hvilke lastforløp som skal være dimensjonerende for et hvert enkelt kraftverk.

Et sannsynlig lastforløp det bør undersøkes for, er når man etter et fullt lastpådrag får et fullt turbinavslag akkurat når sjaktnivået er i likevekt med den stasjonære trykklinjen og vannet i svingekamrene har størst hastighet. Dette vil kunne forsterke svingningene som allerede er satt i gang i systemet, og maksimalt opp- og nedsving vil bli betydelig større enn ved turbinavslag fra stasjonær tilstand. Denne situasjonen vil typisk kunne oppstå dersom man oppdager at noe ikke fungerer rett etter en oppstart.

Et annet tilfelle er fullt lastpådrag i ugunstig fase etter et fullt lastavslag. Men dette er et mindre sannsynlig hendelsesforløp, og burde kunne unngås. Det kan derimot være at man slutter å produsere strøm ved å stenge turbinen rolig, tilkoblet nettet. Hvis man da får beskjed om å starte å produsere igjen raskt etterpå, og kjører en kontrollert oppstart på nett i ugunstig fase, vil dette gi større nedsving enn en vanlig oppstart. Det vil derfor blir undersøkt for dette lastforløpet i denne oppgaven, turbinen er da tilkoblet nett og rampetiden er betydelig lengre enn lukketida.

*Tabell 4-1: Dimensjoneringskriterier for u-rørsvingninger (Nielsen, 1990).*

<b>Dimensjonerende scenario (minimumskrav)</b>	<b>Tilløpstunnel</b>	<b>Avløpstunnel</b>
Turbinpådrag fra stasjonær tilstand	Nedre svingegrense	Øvre svingegrense
Turbinavslag fra stasjonær tilstand	Øvre svingegrense	Nedre svingegrense
<b>Dimensjonerende scenario (maksimalt utslag)</b>		
Justere ned produksjonen før oppstart i ugunstig fase (på nett)	Maksimalt nedsving	Maksimalt oppsving
Oppstart med påfølgende avslag i ugunstig fase	Maksimalt oppsving	Maksimalt nedsving

Tabell 4-1 oppsummerer dimensjonerende tilfeller for sjaktsvingninger, og sannsynlige scenarioer som undersøkes i denne oppgaven. Ved avslag benyttes lukketida, men for oppstart og avslutning av produksjon på nett, brukes en rampetid på 100 sekunder der ikke annet er oppgitt.

I et system tilsvarende det i Figur 2.1 vil det oppstå u-rørsvingninger både i tilløp og avløp. Med flere u-rør i et vannkraftsystem er det viktig at frekvensene (ligning (3.15) og (3.20)) ikke er for like, da det kan føre til resonans i systemet. Dersom dette er tilfelle bør man vurdere å flytte en av svingesjaktene for å gjøre frekvensene mer ulike.





## 5 Valg av modelleringsverktøy

Modelleringsverktøyet som benyttes i denne oppgaven heter LVTrans. Det er et dynamisk simuleringsprogram i LabVIEW utviklet av Bjørnar Svingen for Sintef. Dette programmet benyttes til å simulere ulike driftsforhold og til frekvensanalyse av kraftverket. Programmet benytter karakteristikkmetoden for å beregne alt fra volumstrømmer, svingesjaktnivåer og trykk for ulike elementer i systemet. Karakteristikkmetoden er en kjent numerisk metode som ble beskrevet i prosjektoppgaven (Røse, 2014) og som er nøye beskrevet i kjent litteratur som blant annet i «*Fluid Transients in Systems*» av Wylie & Streeter (Wylie et al., 1993). Under følger utdypende informasjon om noen viktige begreper og inputverdier i programmet, og en introduksjon av luftputeelementet og dempningsmodellen som blir benyttet i programmet.

### 5.1 Viktige formler og begreper benyttet ved simuleringer i LVTrans

#### *Singulære tap*

De fleste elementene i LVTrans har en verdi for singulære tap,  $C_V$ . Jo større verdien er, jo mindre er det singulære tapet. I denne oppgaven brukes dette spesielt til å undersøke strupingen som vurderes i svingesjakten i avløpstunnelen. Formelen for input-verdien  $C_V$  er:

$$C_V = \frac{A^2 g}{\xi}, \quad (5.1)$$

hvor  $A$  er arealet i innsnevringen,  $g$  er tyngdens akselerasjon og  $\xi$  er tapskoeffisienten som man kan finne verdier for i kjent litteratur, for eksempel «*Handbook of Hydraulic Resistance*» av Idelchik. Det singulære tapet er egentlig to parametere  $C_{VP}$  og  $C_{VM}$  som beskriver henholdsvis tap ved positiv og negativ strømningsretning. I denne oppgaven er  $C_{VP} = C_{VM}$  i alle simuleringer.  $C_V$  brukes derfor heretter som felles singulærtapskoeffisient for både positiv og negativ strømming.

#### *Effektiv diameter*

Effektiv diameter er en god tilnærming for tilfeller hvor man vet tverrsnittarealet, men ikke geometrien, og er gitt av (Svingen, 2007):

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}. \quad (5.2)$$

### *Ekvivalent diameter*

Ekvivalent diameter benyttes i sugerøret hvor man vet diameter ved innløp og utløp, men må oppgi samme diameter for hele elementet. Formelen for ekvivalent diameter er:

$$D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}. \quad (5.3)$$

hvor  $D_1$  og  $D_2$  er diameter for henholdsvis innløp og utløp av røret.

### *Friksjonskoeffisient*

I LVTrans benyttes symbolet  $f$  for friksjonskoeffisient og  $\lambda_f$  som en konstant forbundet med Rayleigh-demping. Friksjonskoeffisientene for tunnelene i oppgaven er beregnet med utgangspunkt i et Mannings tall oppgitt av Skagerak Kraft, og er beregnet av formelen:

$$f = \frac{8g}{M^2 R_h^{1/3}} \quad (5.4)$$

(Guttormsen, 1988).

### *Rampetid*

Oppstart av produksjon og kontrollert avslutning av produksjon er vanlig å utføre tilkoblet nettet. Da vil nettet styre turtallet på turbinen og man unngår rusing. I slike tilfeller benyttes en rampetid som oppgir hvor lang tid det tar fra null volumstrøm til turbinen avgir ønsket effekt, eller motsatt, fra kjørende effekt og ned til null. Denne tiden er typisk mye lengre enn en lukketid som benyttes ved avslag der turbinen kobles fra nettet. Ved å velge en rampetid som tilsvarer en kvart av u-rørsvingningenes periode, vil det kunne gi stor forsterkelse av massesvingningene, dersom man treffer i mest ugunstige fase. Rampetiden bør derfor tilpasses hvert enkelt system.

### *Lukketid*

Lukketid er den tiden det tar fra man begynner å minke volumstrømmen gjennom turbinen ved avslag, til den er lik null. Ved avslag vil generatoren kobles fra nettet, og turtallet vil ruses. Lang lukketid vil derfor gi et system større rusing og lavere trykkstøt enn en kort lukketid.

## 5.2 Luftputeelementet

Luftputekammeret i LVTrans er tilføyd i etterkant og er programmert av doktorgradsstipendiat Kaspar Vereide. Elementet ACC adv (Air Cushion Chamber advanced) er programmert med en metode som kalles «modified rational heat transfer» eller «MRHT method». Denne metoden er ikke nødvendig for beregninger av massesvingninger og trykkstøt

i typisk norske kraftverk hvor det er vanlig å anta adiabatisk forhold. I LVTrans-elementet ACC adv kan man benytte den adiabatisk ligningen ved å sette konstantene  $a$  og  $b$  lik null. Dette er benyttet i alle simuleringene i denne oppgaven.

### 5.3 Dempningsmodell

LVTrans bruker en hydraulisk dempningsmodell basert på Rayleigh-demping. Teorien bak dempningsmodellen er grundig beskrevet i Bjørnar Svingen sin doktoravhandling (Svingen, 1996). Det er modellert både et ledd for friksjon ifølge Moody-diagrammet ved stasjonær strømning, og et ledd for dynamisk friksjon.

Dempningsmodellen som er implementert i LVTrans tar utgangspunkt i Navier-Stokes i  $x$ -retning, kontinuitetsligningen (5.5) og bevegelsesligningen/kraftbalansen (5.6):

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + v_x \frac{\partial \rho_f}{\partial x} + \rho_f \frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (5.5)$$

$$\rho_f \frac{\partial v_x}{\partial t} + \rho_f v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = F_x + \left( \kappa + \frac{1}{3} \mu \right) \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right) \quad (5.6)$$

Ved å anta liten kompressibilitet kan endringen av massetettheten med hensyn på trykket antas tilnærmet konstant:

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} = \frac{\partial \rho_f}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{\rho_f}{K} \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{1}{c_f^2} \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (5.7)$$

For å gjøre ligningene endimensjonale beregnes snittet av trykket og hastigheten over tverrsnittet av røret. Dette utføres ved å multiplisere med  $2\pi r$ , integrere fra 0 til  $R$  med hensyn på  $r$  for så å dividere på tverrsnittarealet  $\pi R^2$ , som vist i ligning (5.8) og (5.9).

$$V = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R 2\pi r v_x dr \quad (5.8)$$

$$P = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R 2\pi r p dr \quad (5.9)$$

Ønsket er å undersøke svingningene rundt en stasjonær verdi, derfor ser man også bort i fra ytre krefter. Ved å anta lave Mach-tall ( $M^2 \ll 1$ ) ignoreres alle konvekative akselerasjonsledd. Disse er på formen  $v \cdot \nabla v$  og er knyttet til hastighetsendringer som skyldes romlig utforming. Leddet ville kunne gi bidrag til akselerasjon selv om hastighetsfeltet og den lokale akselerasjonen  $\frac{\partial v}{\partial t}$  ikke endres med tiden (Gjevik, 2009). Siden dette er en endimensjonal modell, kan det derfor forsvares å se bort fra de konvekative leddene.

Ved å anta neglisjerbar kompressibilitet, se bort ifra konvekktive ledd, se bort fra ytre krefter og ta snittet av hastighet og trykk over tverrsnittarealet kan ligning (5.5) og (5.6) forenkles til:

$$\frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (5.10)$$

$$\rho_f \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} = (2\mu + \lambda) \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \mu \frac{2}{R} \frac{\partial v_x}{\partial r} \Big|_{r=R} \quad (5.11)$$

hvor  $\kappa = \frac{(2\mu+3\lambda)}{3}$  er bulkviskositeten [Ns/m<sup>2</sup>],  $\mu$  er dynamisk viskositet [Ns/m<sup>2</sup>] og  $\lambda$  andre viskositets koeffisient [Ns/m<sup>2</sup>]. Skjærspenningene kan uttrykkes med Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor og blir benyttet for å uttrykke skjærspenningene i ligning (5.11):

$$\tau_0 = -\mu \frac{\partial v_x}{\partial r} \Big|_{r=R} = \rho_f f \frac{V|V|}{8}. \quad (5.12)$$

Ved å benytte Stokes hypotese  $\kappa = -\frac{2}{3}\mu$ , kan bulk viskositeten utelates fra uttrykket (Svingen, 1996). Ved videre linearisering rundt et stasjonært arbeidspunkt, kan ligning (5.10) og (5.11) skrives:

$$\frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (5.13)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial x} = -f \frac{|V_0|}{2R} V \quad (5.14)$$

Når ligningene diskretiseres ved elementmetoden, kan frekvensavhengig friksjon oppnås ved å legge til dempning som er proporsjonal med stivheten. Dette vil gi økt dempning ved høyere frekvenser. De modifiserte trykkstøtligningene blir da

$$\frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (5.15)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial x} = -f \frac{|V_0|}{2R} V + \frac{\lambda_f}{\rho_f} \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \quad (5.16)$$

I sin doktoravhandling beviser Svingen hvordan ligning (5.15) og (5.16) kan skrives på en matematisk ekvivalent form, som kan løses ved karakteristikkmetoden slik som beskrevet i «*Fluid Transients in Systems*» av Wylie & Streeter:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial x} = -f \frac{|V_0|}{2R} V \quad (5.17)$$

$$\frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\lambda_f}{\rho_f} \frac{\partial^2 V}{\partial x \partial t} = 0. \quad (5.18)$$

Ligningene tilpasses så til bruk i et vannkraftsystem ved å erstatte trykket med fallhøyde og bulk modul med forholdet mellom lydshastighet i rørstrømning og tettheten. Dette gir ligningene som er utgangspunkt for videre diskretisering og implementering i karakteristikkmetoden:

$$g \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{|V|}{4R} V = 0 \quad (5.19)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\lambda_f}{\rho_f g} \frac{\partial^2 V}{\partial x \partial t} = 0. \quad (5.20)$$

Det som er viktig å merke seg er at den dynamiske friksjonen er på formen  $\frac{\partial^2 V}{\partial x \partial t}$ . Det vil si at den vil få med seg raske hastighetsendringer  $\left(\frac{dV}{dx}\right)$ , som for eksempel oppstår med trykkstøt. Hvor raskt trykkstøtene dempes ut kan justeres med parameteren  $\lambda_f$ . Jo større denne verdien er, jo raskere vil trykkstøtene dempes ut. Ved å sette  $\lambda_f = 0$  og simulere momentan lukking ( $T_L \approx 0$ ), vil man få firkant-formede trykkstøt tilsvarende Joukowsky-trykket, tilsvarende de stiplede kurvene i Figur 3.2.

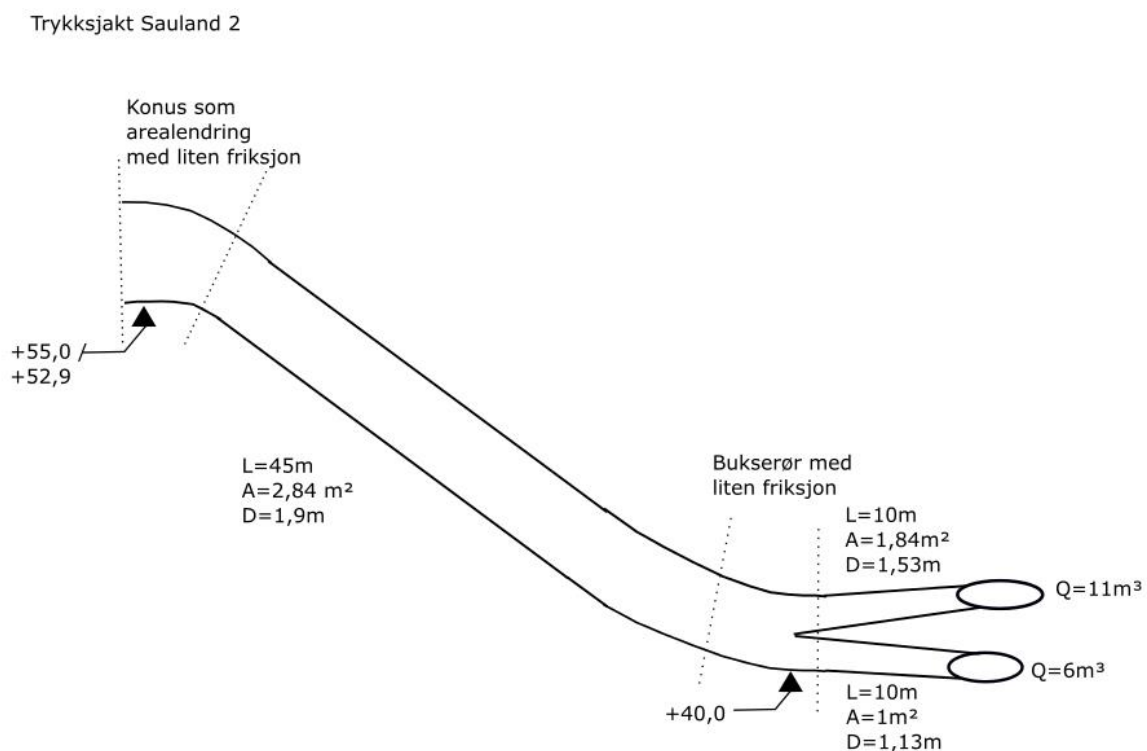
Det er vanskelig å forutse den dynamiske friksjonen for et system. Men det går likevel an å anta en verdi som er funnet ved målinger i tunneler med lignende utforming. Standardinnstillingen for denne parameteren i LVTrans er på 500 000, og det er denne verdien som er benyttet for simuleringene i denne oppgaven, hvis ikke annet er oppgitt.

For u-rørsvingninger som har periode som er mange ganger større enn perioden for trykkstøtet, vil  $\frac{\partial V}{\partial x} \approx 0$  mye av tiden. Denne dempningsmodellen egner seg derfor best til å beregne den frekvensavhengige dempningen av trykkstøt, da den frekvensavhengige dempningen for u-rørsvingningene vil bli underdimensjonert i denne modellen.



## 6 Modell

Nedenfor følger to modeller av Sauland kraftverk. Et system med svingesjakter og et med luftputeekamre. Utfyllende tabeller om lengder, areal, koter og friksjonskoeffisienter finnes i Vedlegg B. Disse modellene skal brukes til analytiske beregninger og simuleringer i LVTrans. Noen endringer fra prosjektoppgaven er blant annet at maks volumstrøm i Sauland 1 er økt til  $28 \text{ m}^3/\text{s}$ , arealet i avløptunnelen er minket til  $26,3 \text{ m}^2$ , turbinen skal være på kote 40 og undervannet ved kote 46. Felles for alle modellene er at sandfangene er modellert som vanlig tunnel uten arealutvidelse. Konus representeres av et overgangselement med arealendring og lav friksjon. Oppgitte lengder er antatt å være lengden på tunnelen, med nedoverbakke og svinger. Oppgitte koter er antatt å gjelde tunnelgulv. Disse er tatt med der de er oppgitt, og beregnet som best mulig ut ifra helning hvis ikke oppgitt. Friksjonskoeffisienten i tunnelene varierer med den hydrauliske radien, og er beregnet som vist i ligning (5.4), med Mannings tall på 34. Bukserør med liten friksjon er benyttet i Sauland 2 ti meter oppstrøms turbinene, for å fordele vannstrømmen på de to turbinene, slik som vist i Figur 6.1.



Figur 6.1: Modell av trykksjakt for Sauland 2.

## 6.1 Teknisk data

### Sauland 1

Tabell 6-1: Teknisk data om Sauland 1.

\* Svingmassenes akselerasjonstid er beregnet ved ligning (3.4) med installert effekt på 25,5 MW som maksimal effekt,  $P_{max}$ .

Slukeevne	28m <sup>3</sup> /s
Volumstrøm, bestpunkt	25m <sup>3</sup> /s
Fallhøyde LRV	109,87m
Fallhøyde HRV	111,67m
Installert effekt	25,5 MW
Turtall	375 rpm
Aggregatets treghetsmoment, $GD^2$	200 Tm <sup>2</sup>
Svingmassenes akselerasjonstid, $T_a^*$	3,024s

### Sauland 2

Tabell 6-2: Teknisk data om Sauland 2 .

\*\*Svingmassenes akselerasjonstid er beregnet med ligning (3.4) ved maks effekt lik beregnet produsert effekt ved bestpunkt fra turbinmodellen som følger med programvaren LVTrans.

	Turbin 2.1	Turbin 2.2
Slukeevne	6 m <sup>3</sup> /s	11 m <sup>3</sup> /s
Volumstrøm, bestpunkt	5 m <sup>3</sup> /s	9 m <sup>3</sup> /s
Fallhøyde LRV	350,1 m	350,1m
Fallhøyde HRV	351,1 m	351,1m
Installert effekt	Totalt 50,5 MW	
Turtall,	1000 rpm	750 rpm
Aggregatets treghetsmoment, $GD^2$	17 Tm <sup>2</sup>	80 Tm <sup>2</sup>
Svingmassenes akselerasjonstid, $T_a^{**}$ ( $Q_{BP} = 5 \text{ m}^3/\text{s}$ )	2,856 s	4,199 s
P beregnet i turbinmodell ved $Q_{BP}$	16,32 MW	29,38 MW



Siden installert effekt for hver turbin i Sauland 2 er ukjent, er det mulig at maks effekt som er benyttet ved beregning av  $T_a$ -verdiene er for små. De er henholdsvis 16,32 MW og 29,38 MW for turbin 2.1 og 2.2. Dette gir til sammen kun 45,70 MW, noe som er mindre enn oppgitt installert effekt for kraftverket på 50,5 MW. Dette gir  $T_a$ -verdier som er noe høyere enn hva som kan være tilfelle, og vil være med på å gi bedre stabilitet.

Dersom man beregner svingmassenes akselerasjonstid med effekt ved maks slukeevne fra samme modell, blir  $T_a$ -verdiene som vist i Tabell 6-3. Her blir samlet effekt høyere enn oppgitt, og  $T_a$ -verdiene sannsynligvis for lave og mer ustabile.  $T_a$ -verdiene som er benyttet i modellene er de oppgitt i Tabell 6-2.

*Tabell 6-3: Svingmassenes akselerasjonstid ved maks slukeevne og standard turbinmodell.*

	<b>Turbin 2.1</b>	<b>Turbin 2.2</b>
Svingmassenes akselerasjonstid, $T_a$ ( $Q_{maks} = 6 \text{ m}^3/\text{s}$ )	2,380 s	3,436 s
P beregnet i turbinmodell ved $Q_{maks}$	19,58 MW	35,91 MW

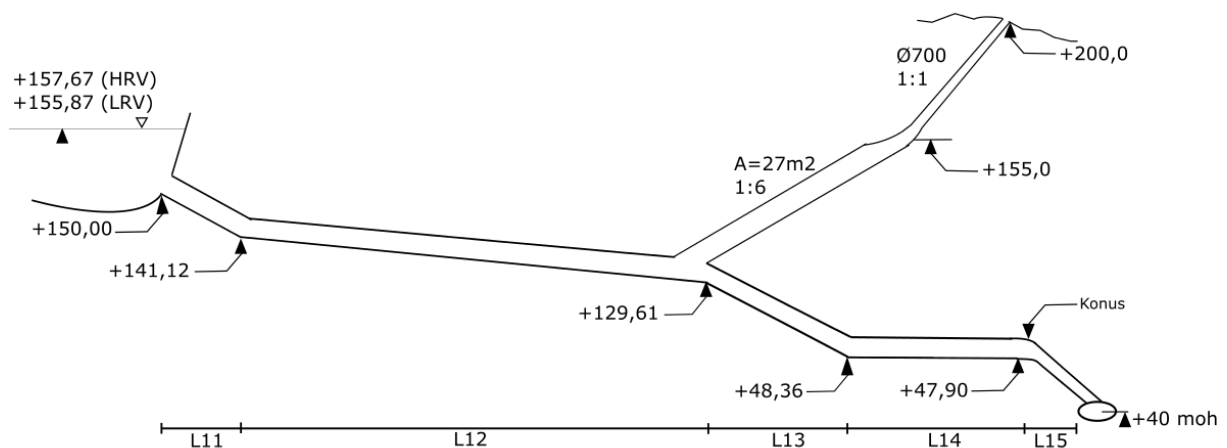
## 6.2 Tilløp med svingesjakt

Modellen av kraftverket med svingesjakter er basert på en foreløpig oversikt (14.12.2014) over lengdesnittet fra Norconsult (Vedlegg A). Tolkning av lengdesnitt og forenklinger er gjort i samråd med Ingunn Granstrøm i Skagerak Kraft og Bjørnar Svingen som har utviklet LVTrans og kjenner til forenklingenes innvirkning på resultatet.

### 6.2.1 Sauland 1

Figur 6.2 og (Tabell B-2 i Vedlegg B) sammen beskriver tilløpet til Sauland 1. Denne modellen er basert på skisser fra Norconsult (Vedlegg A). I denne skissen går svingesjakten over til et lufterør ved kote 155. Dette er på en kote lavere enn overvannet, og vannspeilarealet er mindre enn Thoma-tverrsnittet. Denne innsnevringen til lufterøret burde plasseres over kote for maks oppsving i svingesjakta, noe vi kommer tilbake til. Ved videre beregninger er det tatt utgangspunkt i en modell med svingesjakt med tverrsnittareal  $A = 27 \text{ m}^2$  hele veien.

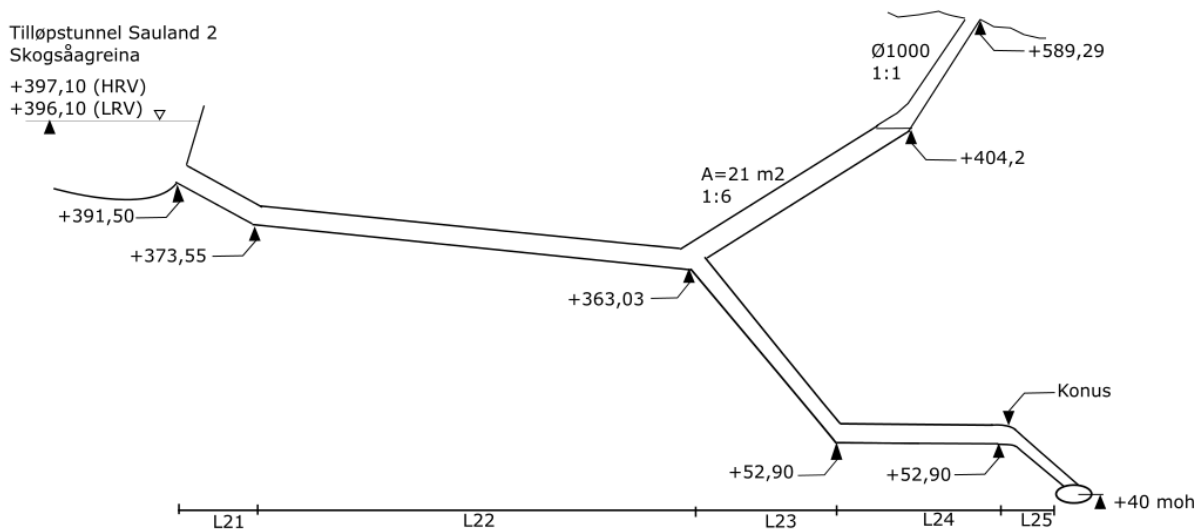
Tilløpstunnel Sauland 1  
Hjartdølagreina



Figur 6.2: Modell av Sauland 1 med svingesjakt.

## 6.2.2 Sauland 2

Figur 6.3 og Tabell B-3 (Vedlegg B) sammen beskriver tilløpet til modellen av Sauland 2 med svingesjakt. Også her er det viktig at arealendringen i svingesjakta ikke skjer på for lav kote. Ved modellering er tverrsnittarealet i svingesjakta satt lik  $A = 21 \text{ m}^2$  hele veien.

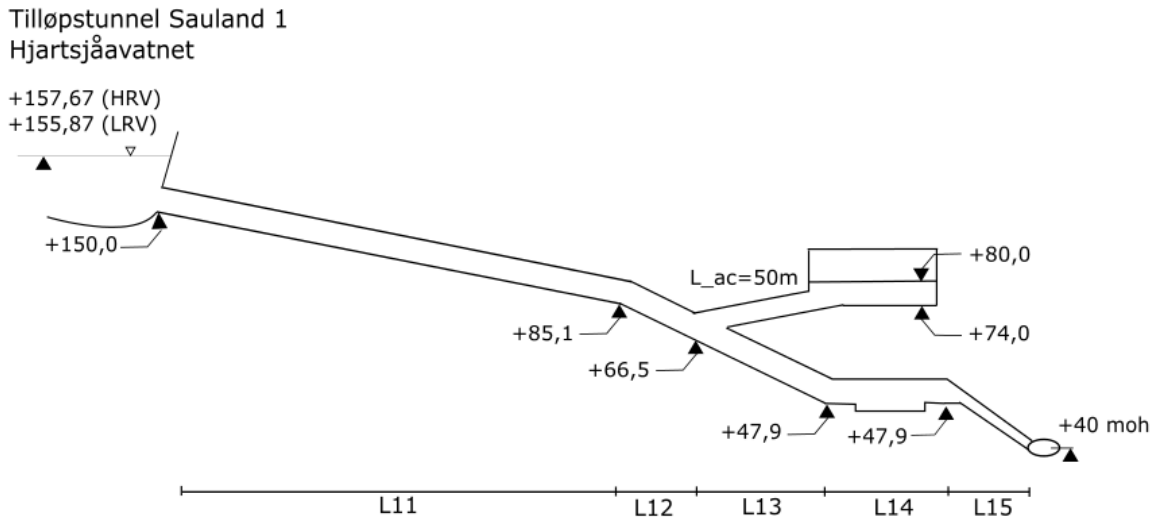


Figur 6.3: Modell av Sauland 2 med svingesjakt.

## 6.3 Tilløp med luftputekammer

### 6.3.1 Sauland 1

Tabell B-4 (Vedlegg B), Figur 6.4 og Tabell 6-4 viser til sammen utforming og geometri på en modell av Sauland 1 med luftputekammer.



Figur 6.4: Modell av Sauland 1 med luftputekammer.

Startverdier gjelder når  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$ . Trykket i luftpute og høyde på vannspeilet i luftputekammeret vil avta noe ved stasjonære forhold, som følge av falltapet fram til luftputekammeret.

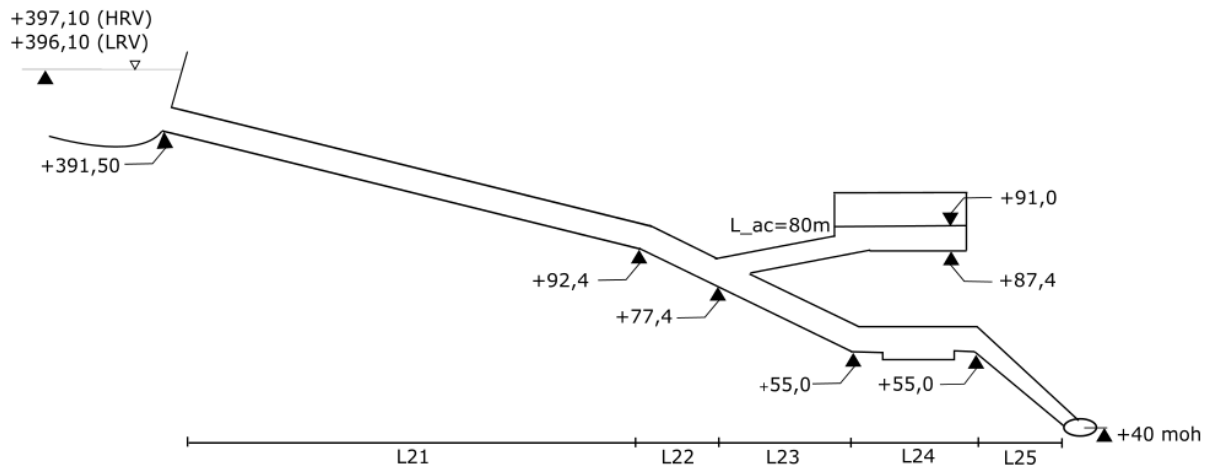
Tabell 6-4: Utforming av luftputekammer til Sauland 1.

<b>Luftpute 1</b>	
Initielt luftvolum, $V_0$	18 500 m <sup>3</sup>
Initielt trykk i luftpute, $P_0$	88,0 mVs
Volumstrøm, $Q$	28 m <sup>3</sup> /s
Areal vannspeil, $A_l$	1 600 m <sup>2</sup>
Tverrsnittareal tilkoblingstunnel	21 m <sup>2</sup>
Kammervolum, $V$	28 100 m <sup>3</sup>
Ekvivalent friskeilareal, $A_{eq}$	137,27 m <sup>2</sup>
Startnivå for vannspeil i luftpute	80,0 moh.
Kote gulv i luftputekammer	74,0 moh.
$C_V$	100 000
Lukketid, $T_L$	7 s

### 6.3.2 Sauland 2

Figur 6.5, Tabell B-5 (Vedlegg B) og Tabell 6-5 viser til sammen utforming og dimensjoner på en modell av Sauland 2 med luftputekammer.

Tilløpstunnel Sauland 2  
Skogsåagreina



Figur 6.5: Modell av Sauland 2 med luftputekammer. Modellen er basert på høyde og plassering fra Norconsult.

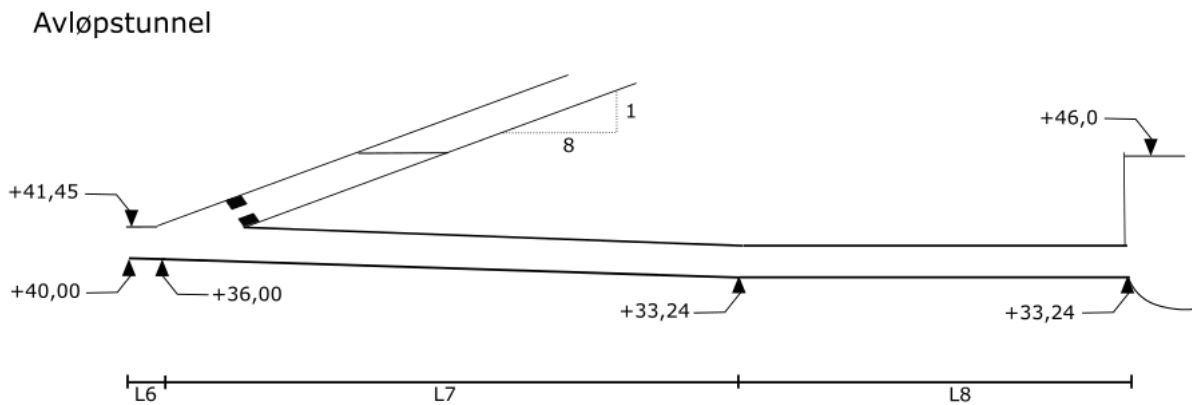
Startverdier gjelder når  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$ . Trykket i luftputa og høyde på vannspeilet i luftputekammeret vil avta noe ved stasjonære forhold, som følge av falltapet fram til luftputekammeret.

Tabell 6-5: Utforming av luftputekammer til Sauland 2 og andre benyttede parametere.

<b>Luftpute 2</b>	
Initielt luftvolum, $V_0$	2 850 m <sup>3</sup>
Initielt trykk i luftpute, $P_0$	316,4 mVs
Volumstrøm, $Q$	17 m <sup>3</sup> /s
Areal vannspeil, $A_l$	350 m <sup>2</sup>
Tverrsnittareal tilkoblingstunnel	14 m <sup>2</sup>
Kammervolum, $V$	4 110 m <sup>3</sup>
Ekvivalent friskeilareal, $A_{eq}$	6,32 m <sup>2</sup>
Startnivå for vannspeil i luftpute	91,0 moh.
Kote gulv i luftputekammer	87,4 moh.
$C_V$	10 000
Lukketid, $T_L$	6 s

## 6.4 Avløpstunnel

Figur 6.6 og Tabell B-6 (Vedlegg B) sammen beskriver geometrien til avløpstunnelen. Friksjonsfaktoren er også her beregnet så det tilsvarer et Mannings tall på 34. Tverrsnittarealet i svingesjakt er på 25 m<sup>2</sup>, med en foreslått innsnevring til 4 m<sup>2</sup>.



Figur 6.6: Modell av avløpstunnel med struping i svingesjakt.

## 6.5 Driftsforhold

Sauland 1 har maks slukeevne på 28 m<sup>3</sup>/s, men bestpunkt på 25 m<sup>3</sup>/s. Målet er at turbinen i Sauland 1 skal kjøres mest mulig på jevn last ved bestpunkt. Volumstrømmen i Sauland 1 er for øvrig sterkt avhengig av produksjonen i kraftverk lengre opp i vassdraget. Turbinene i Sauland 2 er beregnet på sommer- og vintervannføring og kommer hovedsakelig til å bli kjørt hver for seg. Det er det minste aggregatet i Sauland 2 som vil bli kjørt mest, da beregninger ifølge Skagerak Kraft viser at det bare er 1500 timer i året med vannføring større enn 6 m<sup>3</sup>/s.

## 7 Resultater

I dette kapitlet presenteres resultater fra beregninger av modellene av Sauland 1 og 2, med både luftputekammer og svingesjakt. Modellene er presentert i kapittel 6, og resultatene fokuserer på forhold oppstrøms turbinene. Det vil også bli presentert resultater for modellen av avløpstunnelen separat. Det er gjort analytiske overslagsberegninger for tilløpene i Excel basert på overslagsberegninger presentert i kapittel 3. Frekvensanalyse og numeriske beregninger er gjort i LVTrans. Ved alle beregninger i LVTrans er det benyttet tidsskritt på  $dt = 0,01$  s. En sammenligning av resultater fra luftputemodell og svingesjaktmodell kan være et godt grunnlag for å velge hvilken løsning som egner seg best for hvert av fallene.

## 7.1 Sauland 1 med svingesjakt

Resultatene i dette delkapittelet tar utgangspunkt i modellen av Sauland 1 med svingesjakt presentert i avsnitt 6.2.1 og turbineegenskapene fra avsnitt 6.1.

### 7.1.1 Analytiske resultater

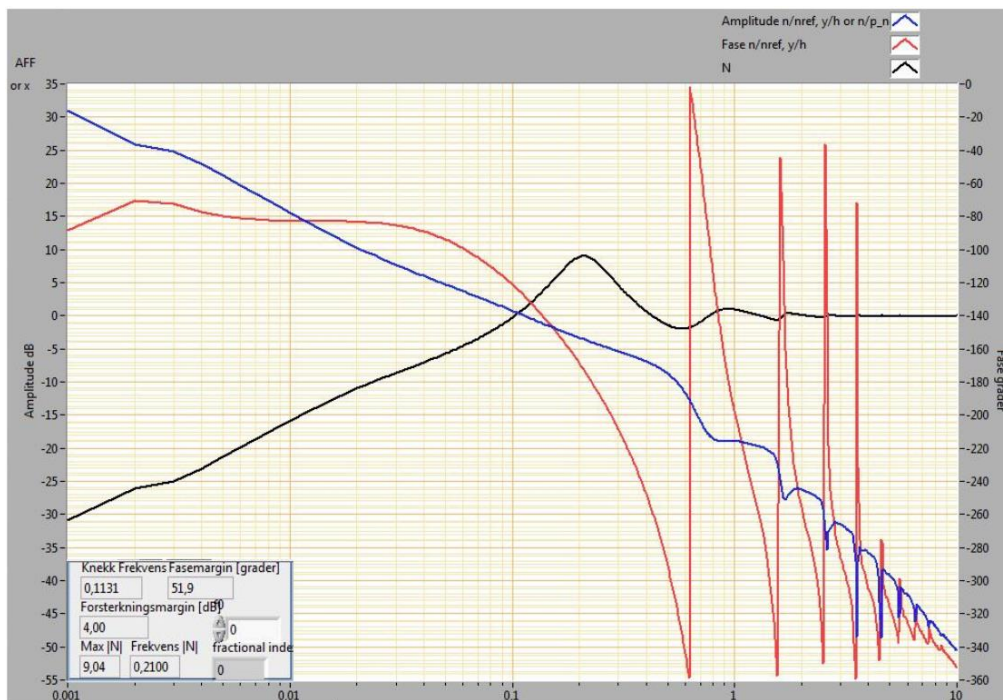
Tabell 7-1 oppsummerer analytiske overslagsberegninger gjort av modellen av Sauland 1 med svingesjakt. Trykk og massesvingninger er oppgitt både for maksimal slukeevne og bestpunkt.

Tabell 7-1: Analytiske beregninger av Sauland 1 med svingesjakt.

	Sauland 1	Sauland 1
Volumstrøm, $Q$	28 m <sup>3</sup> /s	25 m <sup>3</sup> /s
$T_w$ (LRV og $Q_{BP}$ )	0,871 s	
$T_R$	1,3086 s	
$T_a$	3,024 s	
$\frac{T_a}{T_w}$	3,471	
$\rho = \frac{T_w}{T_R}$	0,666	
Frekvens, $\omega$ (trykkstøt)	2,401 rad/s	
Frekvens, $f$ (trykkstøt)	0,382 Hz	
Periode, $T$ (trykkstøt)	2,617 s	
Lukketid, $T_L$	9 s	
Maks retardasjonstrykk foran turbinene uten massesving (uelastisk/elastisk)	59,93 mVs / 119,87 mVs	53,51 mVs / 107,02 mVs
Max retardasjonstrykk foran turbinene uten massesving relativ statisk trykk (uelastisk/elastisk)	53,67 % / 107,34 %	47,92 % / 95,84 %
$A_{th}$	14,30 m <sup>2</sup>	
$1,5 * A_{th}$	21,44 m <sup>2</sup>	
$\pm \Delta z$ (tapsfri strømming, $h_f = 0$ )	11,81 m	10,549 m
Største oppsving ( $h_f \neq 0$ ) (HRV)	165,77 moh.	164,50 moh.
Største nedsving ( $h_f \neq 0$ ) (LRV)	143,44 moh.	144,70 moh.
Frekvens, $\omega$ (massesving)	0,0144 rad/s	
Frekvens, $f$ (massesving)	0,002297 Hz	
Periode, $T$ (massesving)	435,43 s	

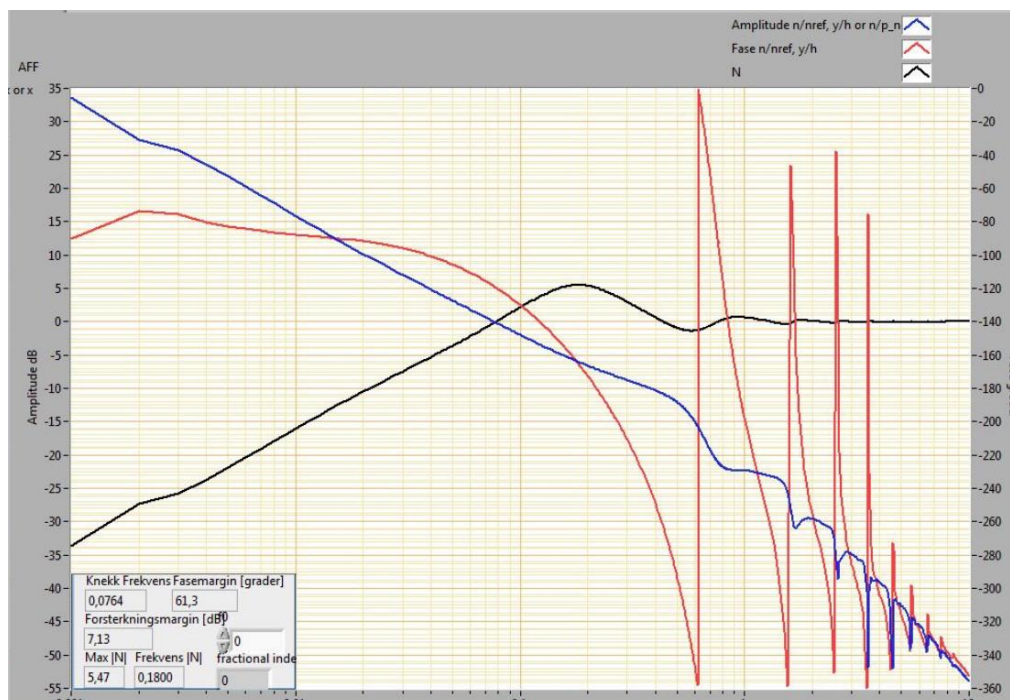


## 7.1.2 Frekvensanalyse



Figur 7.1: AFF-diagram av Sauland 1 med svingesjakt og  $T_a=3,024s$ . Slukeevne på  $28 \text{ m}^3/s$  og regulatorparameterne  $K_P=2,4$ ,  $T_D=5$  og  $T_N=0,5$ . X-aksen oppgir påtrykt frekvens i hertz.

Figur 7.1 viser AFF-diagrammet til Sauland 1 med oppgitt svingmasse, mens Figur 7.2 viser frekvensanalyse av samme system med svingmassenes akselerasjonstid økt til 4,5 sekunder.



Figur 7.2: AFF-diagram av Sauland 1 med svingesjakt og  $T_a=4,5s$ . Slukeevne på  $28 \text{ m}^3/s$  og regulatorparameterne  $K_P=2,4$ ,  $T_D=5$  og  $T_N=0,5$ . X-aksen oppgir påtrykt frekvens i hertz.

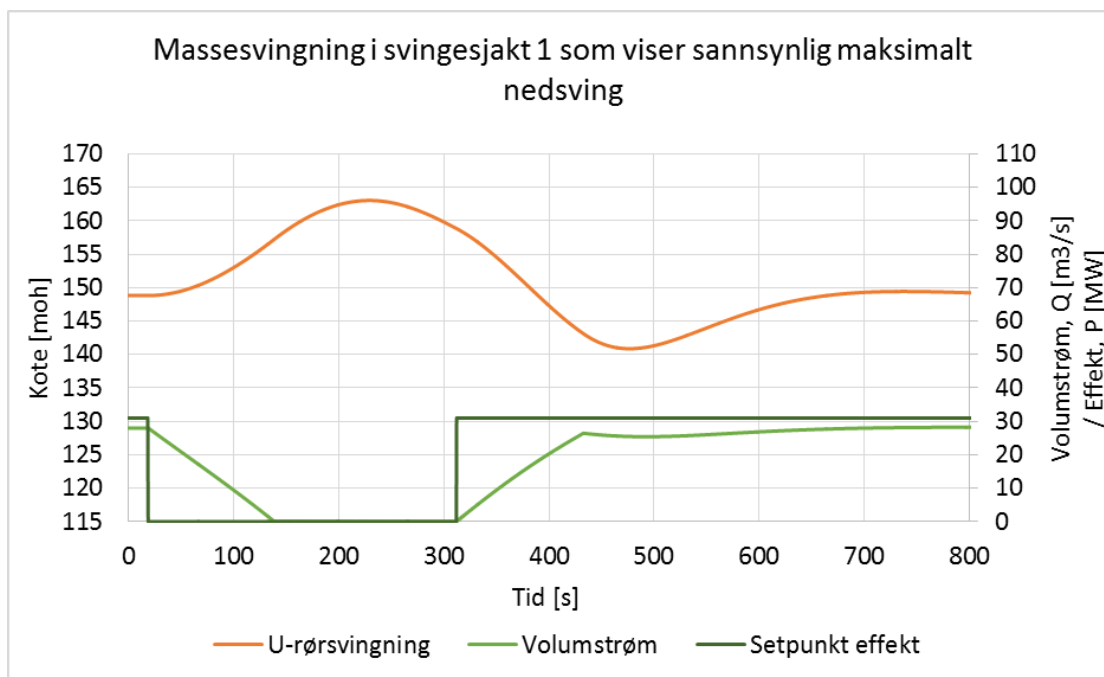
### 7.1.3 Simuleringer

Tabell 7-2: Simuleringer av enkle avslag og oppstart for å finne dimensjonerende størrelser.

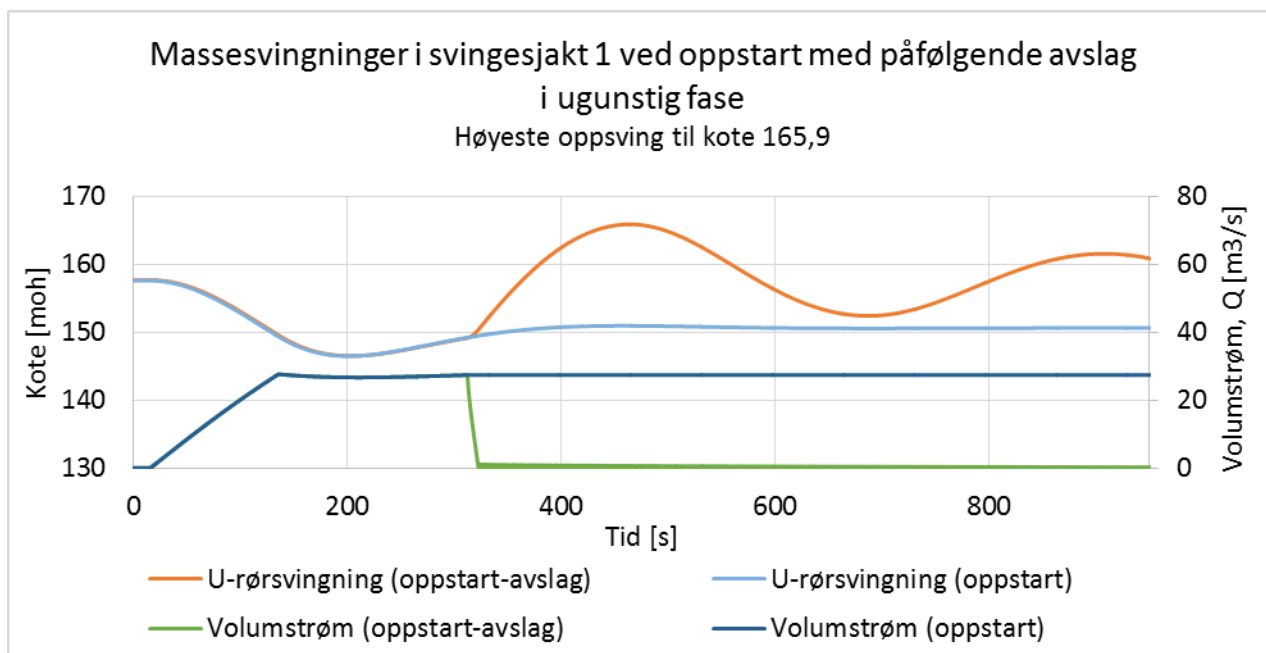
$Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$	Dimensjonerende størrelser eller referanse	Ved	Lukketid			
			8 sek	9 sek.	10 sek.	11 sek
Svingesjakt 1 oppsving (kote)	Nåværende innsnevring ved kote: 155	HRV	165,36	165,36	165,36	165,36
Svingesjakt 1 nedsving (kote)	Minst: 134,35 (tunneltak)	LRV	144,67	144,67	144,67	144,67
Maks turtall [rpm]	Nominelt turtall: 375 rpm	HRV	617,5	621,8	625,1	627,9
Maks turtallsøkning [%]	Oppgis produsent.	HRV	64,7%	65,8%	66,7%	67,4%
Maks trykk foran turbinen [mVs]	128,42 (15 %)	HRV	129,58	129,09	128,73	128,43
Maks trykkstigning over statisk trykk (HRV)	16,75 (15 %)	HRV	17,91	17,42	17,06	16,76
Prosentmessig trykkstigning relativt statisk trykk (HRV)	$\approx 15 \%$	HRV	16,04%	15,60%	15,27%	15,00%

Verdiene i Tabell 7-2 gjelder fullt avslag og oppstart, ved maks slukeevne på  $Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$  og svingmassenes akselerasjonstid  $T_a = 3,024 \text{ s}$ . Alt utenom nedsving i øvre svingesjakt er beregnet ved HRV. En tabell tilsvarende Tabell 7-2 for drift ved bestpunkt,  $Q = 25 \text{ m}^3/\text{s}$ , er vedlagt i vedlegg D. Det er sannsynlig at det er her turbinen vil jobbe store deler av tida.

Figur 7.3 viser en mulig driftsituasjon som vil gi lavere nedsving enn bare et vanlig pådrag. Aggregatet er koblet på nettet og går fra å kjøre for fullt, til ikke å levere effekt, for så å levere for fullt igjen. Simuleringen er gjort ved LRV og med rampetid på 100 sekunder, som vil si at åpningsgraden økes lineært i løpet av 100 sekunder. Dette skjer idet u-rørsvingningen i tilløpstunnelen er i en ugunstig fase. Laveste nedsvinget i Figur 7.3 er til kote 140,86 moh.

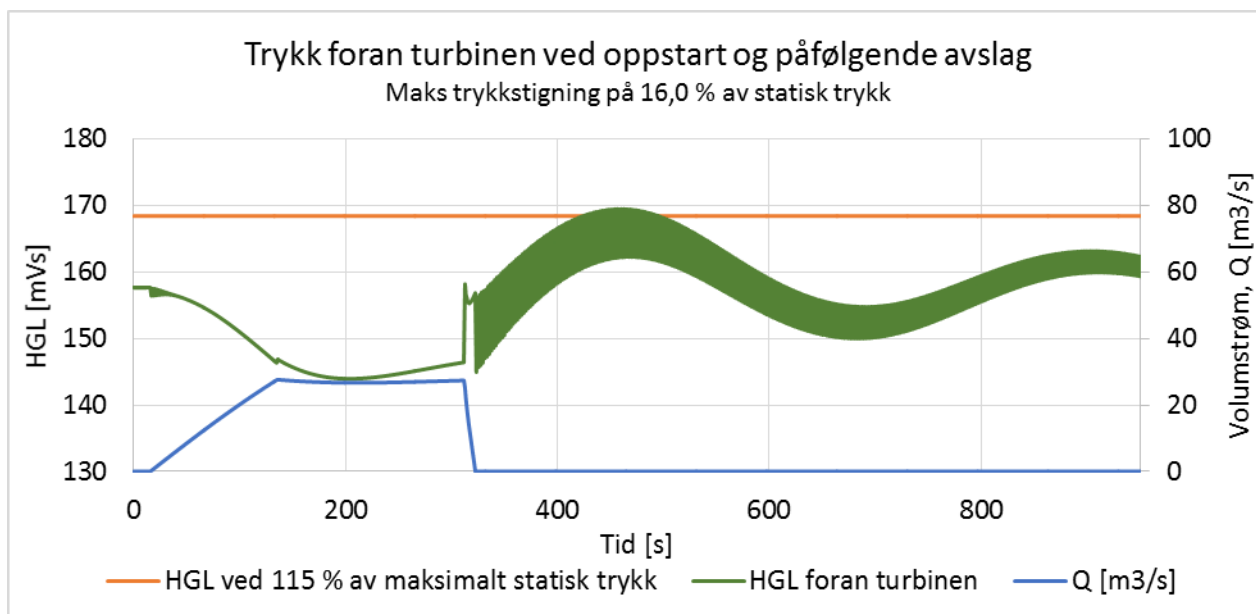


Figur 7.3: Laveste nedsving i svingesjakt oppstrøms turbinen i Sauland 1 til kote 140,86. LRV.



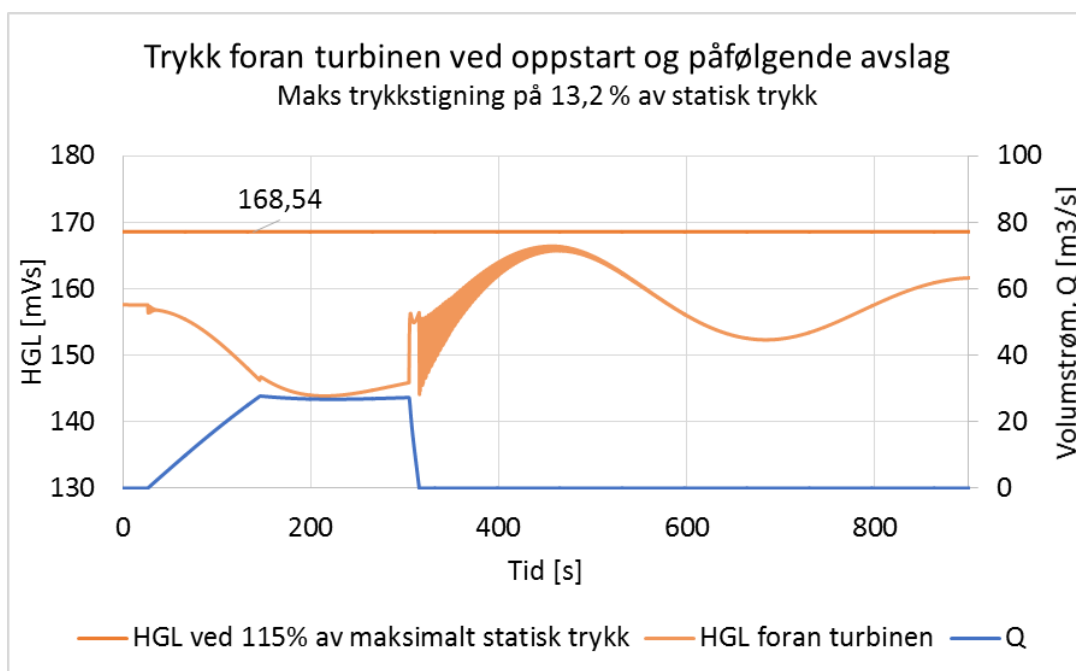
Figur 7.4: Høyeste oppsving i svingesjakt oppstrøms turbinen i Sauland 1 til kote 165,9. HRV.

Figur 7.4 viser en vanlig oppstart tilkoblet nettet med rampetid på 100 sekunder, for så å få et plutselig avslag. Simuleringen er gjort ved HRV,  $Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$  og lukketid på 9 sekunder. Dimensjonerende lastforløp gir maksimalt oppsving til kote 165,9, ca. 0,5 meter høyere enn ved avslag fra stasjonær drift og maks slukeevne.



Figur 7.5: Sauland 1 med svingesjakt. Trykk foran turbin ved oppstart og påfølgende avslag , ved HRV,  $Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$  og  $T_L = 9 \text{ s}$ .

Figur 7.5 viser trykk foran turbinen ved oppstart og påfølgende avslag i ugunstig fase. Her er den frekvensavhengige dempingsfaktoren  $\lambda_f = 500\,000$ , slik som i resten av simuleringene. I Figur 7.6 gjelder samme scenario, men her er det forsøkt med den frekvensavhengige dempingsfaktoren  $\lambda_f = 50\,000\,000$ . Vi ser at trykkstøtene dempes ut raskere i Figur 7.6.



Figur 7.6: Sauland 1 med svingesjakt. Trykk foran turbin ved oppstart og påfølgende avslag , ved HRV,  $Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $T_L = 9 \text{ s}$  og kraftigere dynamisk dempning ( $\lambda_f = 50\,000\,000$ ).

Siden massesvingningene (Figur 7.4) er hovedårsak til trykkstigningen foran turbinen (Figur 7.5), er det også undersøkt hvordan trykkstigningen ved enkelt avslag endrer seg om man endrer helningen på svingesjakta. Resultatet er vist i Tabell 7-3. Det er ikke tatt høyde for innsnevring på kote 155 slik som på tegningene i noen av simuleringene, men antatt konstant friskeilareal oppover i svingesjakta.

#### Ulik helning på svingesjakt

Tabell 7-3: Simuleringer med varierende helning på svingesjakta. Tabellen viser nivå på u-rørsvingninger og størrelse på trykkstigning foran turbinen.

$Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_L = 10 \text{ sek}$	Dimensjonerende størrelser		Helning svingesjakt		
			1:6	1:7	1:8
Overflateareal svingesjakt			164,23	190,92	217,68
Svingesjakt 1 oppsving (kote)	Kote nåværende innsnevring: 155	HRV	164,86	164,56	163,92
Svingesjakt 1 nedsving (kote)	Minst: 134,35 (tunneltak)	LRV	144,67	145,34	145,59
Maks trykk foran turbinen [mVs]	128,42 (15 %)	HRV	128,71	128,18	127,47
Maks trykkstigning over statisk trykk (HRV)	16,75 (15 %)	HRV	17,04	16,51	15,80
Prosentmessig trykkstigning relativt statisk trykk (HRV)	≈15 %	HRV	15,26%	14,78%	14,15%

## 7.2 Sauland 1 med luftputekammer

Resultatene i dette delkapittelet tar utgangspunkt i modellen av Sauland 1 med luftputekammer presentert i avsnitt 6.3.1 og turbineegenskapene fra avsnitt 6.1

### 7.2.1 Analytiske resultater

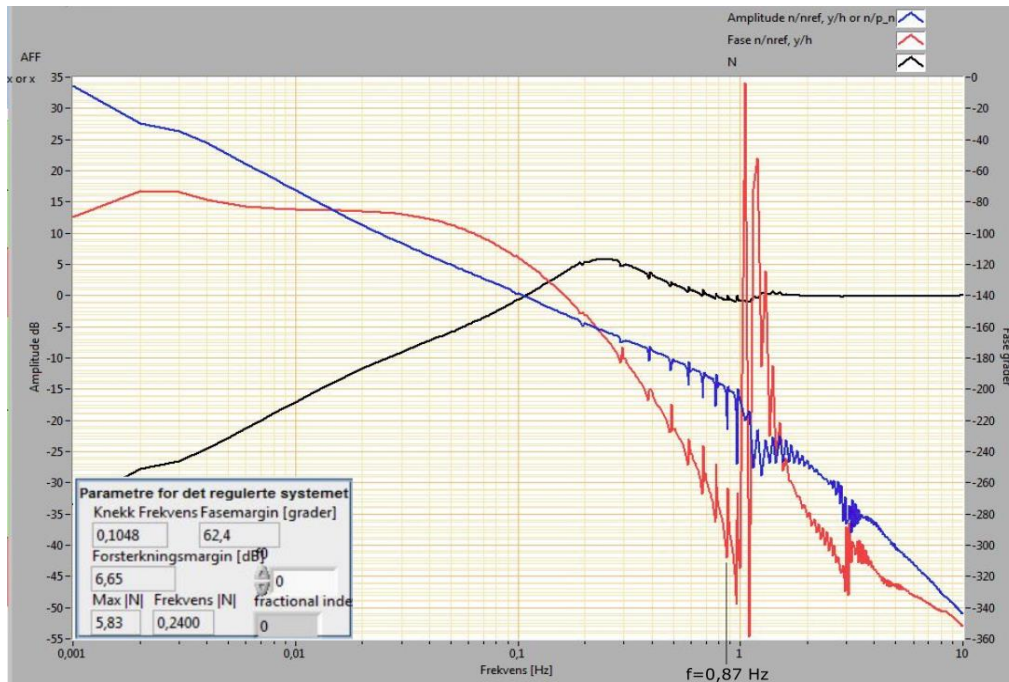
Tabell 7-4: Analytiske beregninger av Sauland 1 med luftputekammer.

Luftputemodellen	Sauland 1	Sauland 1
Volumstrøm, $Q$	28 m <sup>3</sup> /s	25 m <sup>3</sup> /s
$T_w$ (LRV og $Q_{BP}$ )	0,577 s	
$T_R$	0,575 s	
$T_a$	3,024 s	
$\frac{T_a}{T_w}$	5,342	
$\rho = \frac{T_w}{T_R}$	1,003	
Frekvens, $\omega$ (trykkstøt)	5,464 rad/s	
Frekvens, $f$ (trykkstøt)	0,870 Hz	
Periode, $T$ (trykkstøt)	1,150 s	
Lukkertid, $T_L$	8 s	
Max retardasjonstrykk foran turbinen uten massesving (uelastisk/elastisk)	29,62 mVs / 59,25 mVs	26,45 mVs / 52,90 mVs
Max retardasjonstrykk foran turbinen uten massesving, relativ statisk trykk (uelastisk/elastisk)	26,53 % / 53,06 %	23,69 % / 47,37 %
$A_{th}$	13,96 m <sup>2</sup>	
$1,5 * A_{th}$	20,94 m <sup>2</sup>	
$\pm \Delta h$ (trykkendring i luftpute, $h_f = 0$ )	13,11 mVs	11,71 mVs
$\pm \Delta z$ (tapsfri strømming, $h_f = 0$ )	1,12 m	1,00 m
Oppsving ved avslag ( $h_f = 0$ ) (HRV)	81,12 moh.	81,00 moh.
Nedsving ved oppstart ( $h_f = 0$ ) (LRV)	78,88 moh.	79,00 moh.
Frekvens, $\omega$	0,0156 rad/s	
Frekvens, $f$	0,00248 Hz	
Periode, $T$	403,84 s	

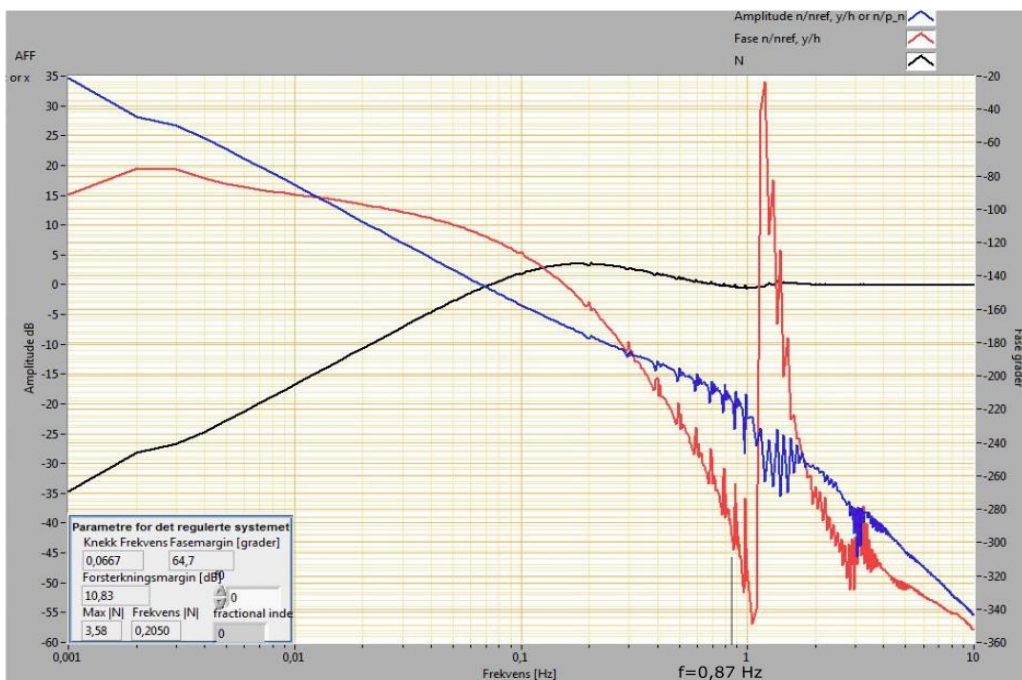
Tabell 7-4 viser analytiske beregninger av Sauland 1 med luftputekammer.

## 7.2.2 Frekvensanalyse

Figur 7.7 og Figur 7.8 viser frekvensanalyse av luftputemodellen av Sauland 1 gjennomført i LVTrans. Figur 7.7 med svingmasse som oppgitt i modellen, og Figur 7.8 med økt svingmasse for stabiliserende effekt.



Figur 7.7: AFF-diagram av Sauland 1 med luftputekammer og  $T_a=3,024$ .  $K_P=2,2$ ,  $T_D=4,3$  og  $T_N=0,35$ .



Figur 7.8: AFF-diagram av Sauland 1 med luftputekammer og  $T_a=5,0$ .  $K_P=2,2$ ,  $T_D=4,3$  og  $T_N=0,35$ .

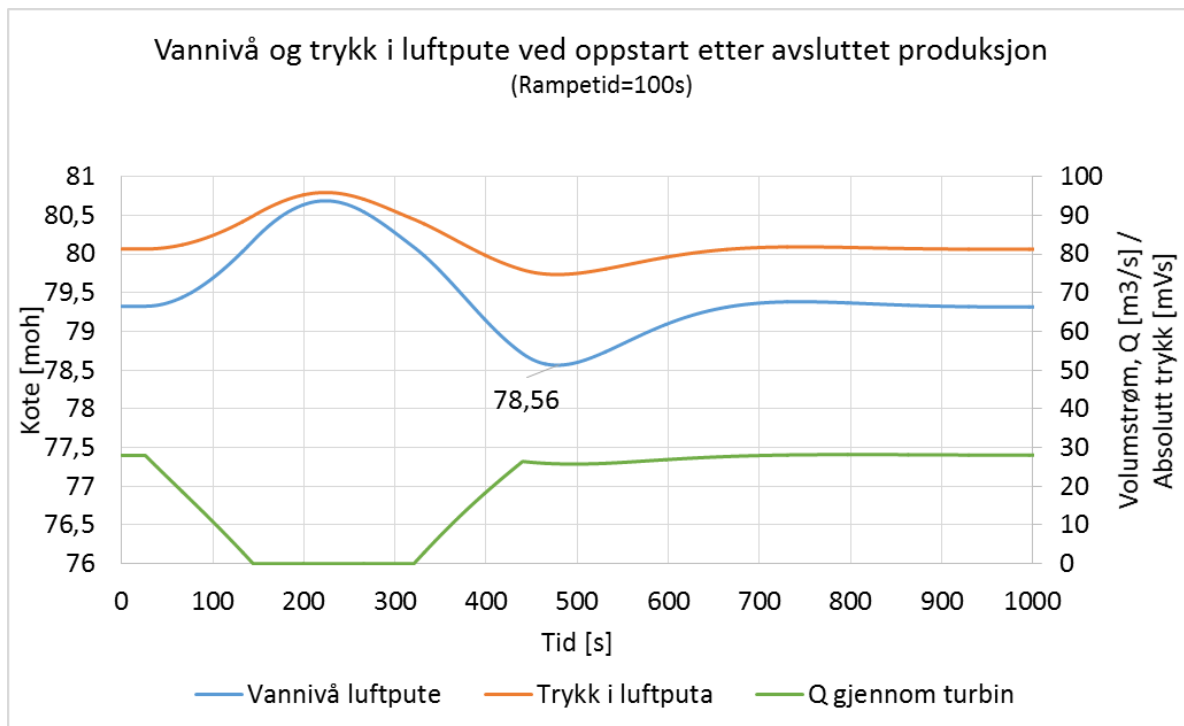
### 7.2.3 Simuleringer

Tabell 7-5: Simuleringer av enkle avslag og oppstart i Sauland 1 med luftputekammer

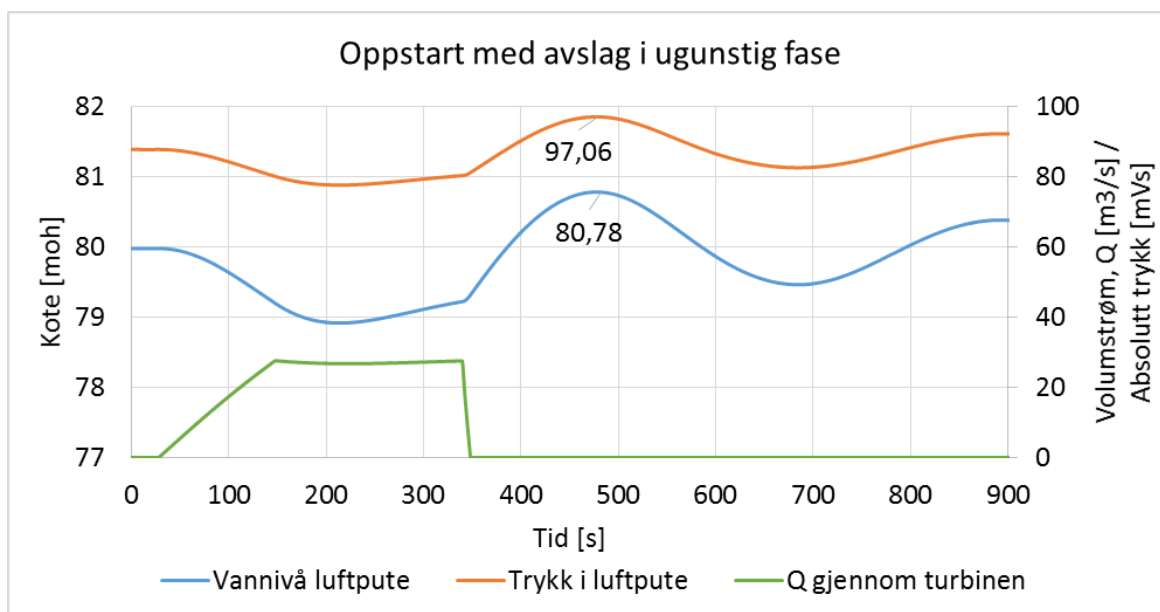
$Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_a = 3,024 \text{ s}$	Dimensjonerende størrelser eller referansepunkt	Lukketider		
		7 sek.	8 sek.	
Største trykk i luftputekammer [mVs]	Stasjonært: 81,25 (HRV)	HRV	96,50	96,50
	Stasjonært: 79,64 (LRV)	LRV	94,67	94,65
Minste trykk i luftputekammer [mVs] (Avslag)		HRV	82,77	83,0
		LRV	81,26	81,27
Minste trykk i luftputekammer [mVs] (Oppstart $T_{\text{ramp}}=100 \text{ s}$ )		HRV	73,73	77,50
		LRV	76,10	76,00
Største oppsving i luftpute (kote)	Stasjonært: 79,23 (HRV)	HRV	80,74	80,74
	Stasjonært: 79,15 (LRV)	LRV	80,59	80,59
Laveste nedsving i luftpute (kote) (Avslag)		HRV	79,48	79,48
		LRV	79,32	79,32
Laveste nedsving i luftpute (kote) (Oppstart $T_{\text{ramp}}=100 \text{ s}$ )		HRV	78,93	78,90
		LRV	78,73	78,73
Maks turtall turbin [rpm]	Nominelt: 375 rpm	HRV	608,44	613,88
		LRV	604,50	610,28
Maks turtallsøkning turbin [%]	Oppgis produsent.	HRV	62,25%	63,70%
		LRV	61,20%	62,74%
Maks trykk foran turbinen [mVs]	128,42 (15 %)	HRV	128,00	127,81
		LRV	125,88	125,80
Maks trykkstigning relativt statisk trykk (HRV)	16,75 mVs (15 %)	HRV	16,33	16,14
		LRV	14,21	14,13
Prosentmessig trykkstigning relativt statisk trykk (HRV)	$\approx 15 \%$	HRV	14,62%	14,45%
		LRV	12,72%	12,65%

Verdiene i Tabell 7-5 gjelder fullt avslag eller oppstart, ved maks slukeevne på  $Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$  og med svingmassenes tidskonstant  $T_a = 3,024 \text{ s}$ . Alt utenom nedsving og minste trykk i luftputekammer, har dimensjonerende scenario ved HRV. Største trykk i luftputekammeret på 96,50 mVs tilsvarer 0,95 MPa, mens det laveste trykket på 76,0 mVs tilsvarer 0,75 MPa.



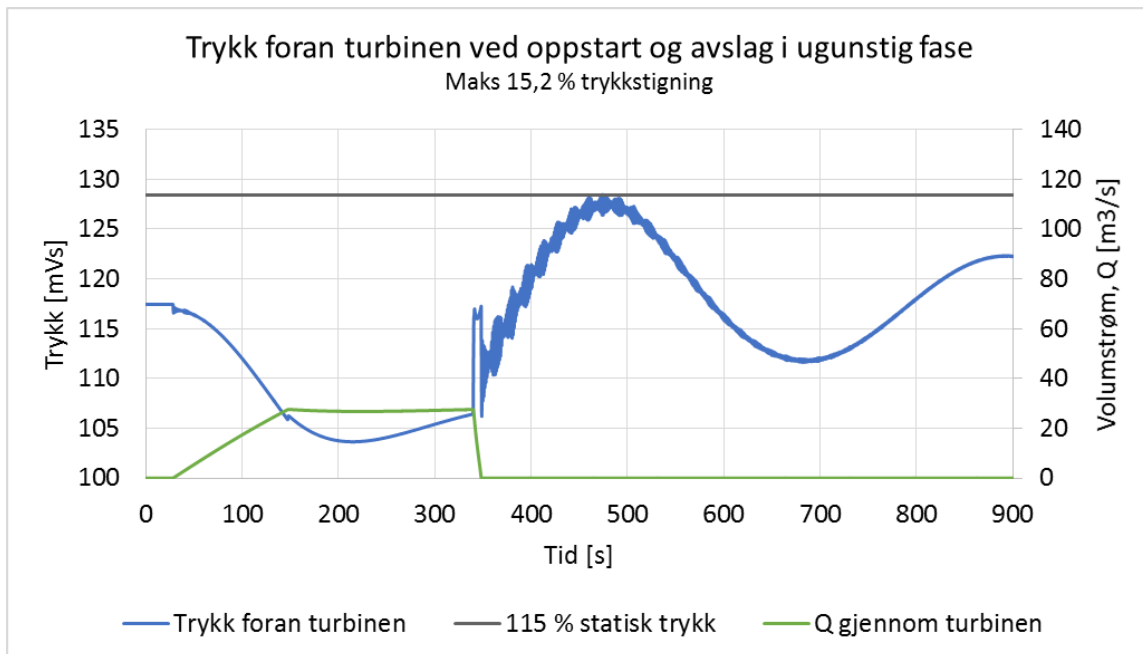


Figur 7.9: Sauland 1 med luftputekammer. Luftpute ved oppstart etter avsluttet produksjon. Rampetid = 100 s.

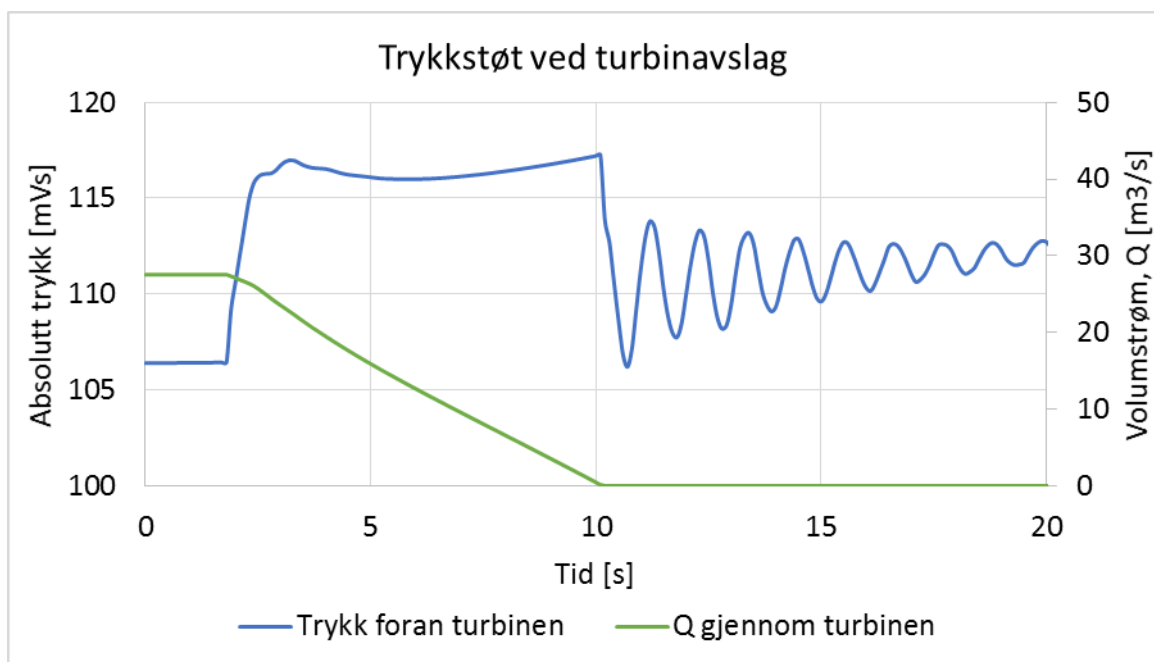


Figur 7.10: Sauland 1 med luftputekammer. Luftputekammer ved oppstart og avslag i ugunstig fase.  $T_L = 7$  s.

Figur 7.9 viser det laveste nedsvinget i luftputa ved dimensjonerende lastforløp. Figur 7.10 viser trykk og vannivå i luftputekammeret ved oppstart og avslag i ugunstig fase. Oppstarten foregår med en rampetid på 100 sekunder, mens avslaget lukketid er på 7 sekunder. Figur 7.11 og Figur 7.12 viser henholdsvis massesving og trykkstøt foran turbinen ved samme kjøremønster. Vi ser at også her står massesvinget for den dominerende delen av trykkøkningen foran turbinen, noe som henger sammen med at tilløpstunnelen er lang.



Figur 7.11: Trykk foran turbinen ved oppstart og avslag i ugunstig fase.  $T_L = 7$  s.



Figur 7.12: Trykkstøt foran turbinen ved oppstart og avslag i ugunstig fase.  $T_L = 7$  s.

### 7.3 Sauland 2 med svingesjakt

Følgende tre delkapitler baserer seg på tegninger fra Norconsult, se vedlegg A. Hvordan  $T_w$  og Allievis konstant,  $\rho$ , er beregnet for to parallelle turbiner er vist i Vedlegg C.

#### 7.3.1 Analytiske resultater

Tabell 7-6 oppsummerer analytiske overslagsberegninger fra Excel av modellen Sauland 2 med svingesjakt. Trykk og massesvingninger er oppgitt for turbinene hver for seg og samlet.

Tabell 7-6: Analytiske beregninger av modellen av Sauland 2 med svingesjakt.  $T_L = 10$  s.

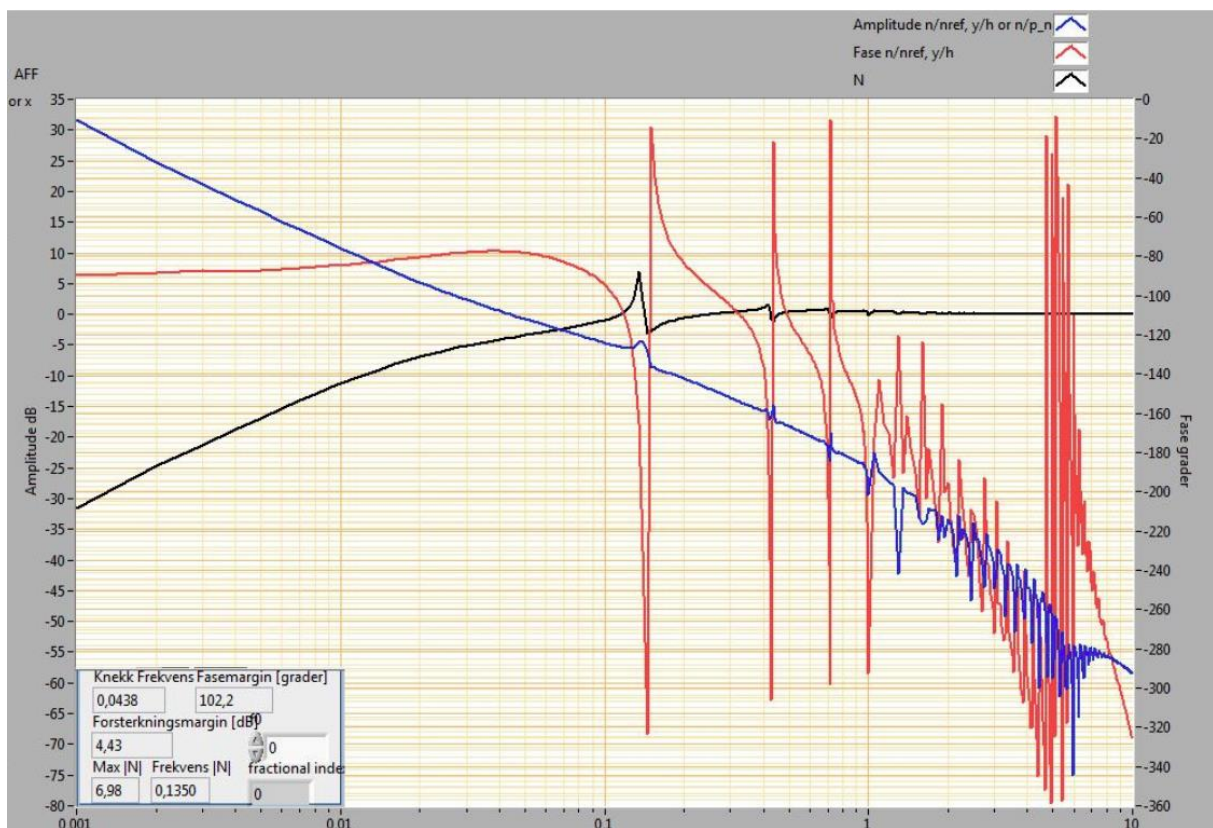
	Sauland 2.1	Sauland 2.2	Begge turbiner
Slukeevne, $Q$	6 m <sup>3</sup> /s	11 m <sup>3</sup> /s	17 m <sup>3</sup> /s
$T_w$ (LRV og oppgitt $Q$ )	0,26 s	0,45 s	0,67 s
$T_R$		3,923 s	
$T_a$	2,86 s	4,20 s	-
$\frac{T_a}{T_w}$	10,99	9,379	-
$\rho = \frac{T_w}{T_R}$	-	-	0,172
Frekvens, $\omega$ (trykkstøt)		0,801 rad/s	
Frekvens, $f$ (trykkstøt)		0,127 Hz	
Periode, $T$ (trykkstøt)		7,846 s	
Lukketid, $T_L$	10 s	10 s	10 s
Maks retardasjonstrykk foran turbinene uten massesving (uelastisk/elastisk)	50,76 mVs / 101,56 mVs	92,96 mVs/ 186,19 mVs	143,37 mVs/ 287,745 mVs
Maks retardasjonstrykk uten massesving, relativ statisk trykk (uelastisk/elastisk)	14,46 % / 28,93 %	26,48 % / 53,03 %	40,83% / 81,96 %
$A_{th}$ (ved LRV)		2,28 m <sup>2</sup>	
$1,5 * A_{th}$		3,42 m <sup>2</sup>	
$\pm \Delta z$ (tapsfri strømning, $h_f = 0$ )	3,65 m	6,70 m	10,35 m
Største oppsving ( $h_f \neq 0$ ) (HRV)	400,07 moh.	401,51 moh.	401,97 moh.
Største nedsving ( $h_f \neq 0$ ) (LRV)	392,33 moh.	389,02 moh.	384,84 moh.
Frekvens, $\omega$ (massesving)		0,0129 rad/s	
Frekvens, $f$ (massesving)		0,00205 Hz	
Periode, $T$ (massesving)	488,8 s	488,8 s	488,8 s

### 7.3.2 Frekvensanalyse

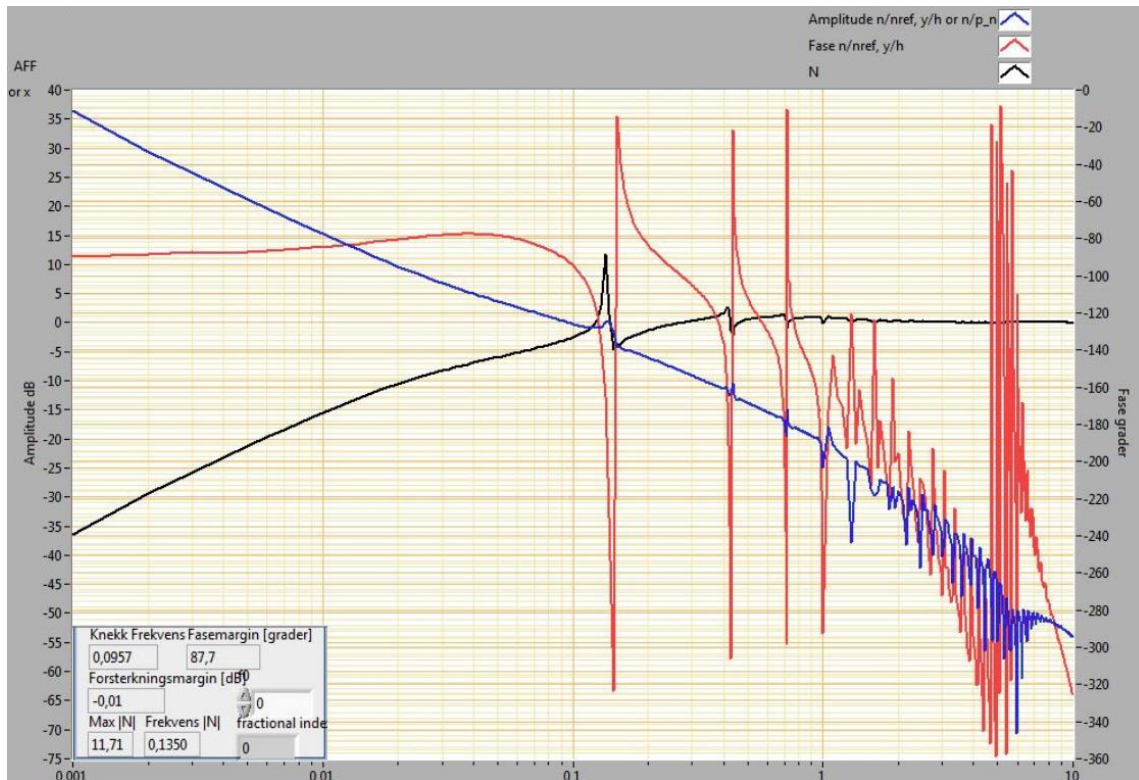
Frekvensanalyse av hver turbin gjennomføres mens den andre turbinen er helt stengt. Dette er verste tenkelige tilfelle med tanke på stabilitet. De to turbinene er designet for volumstrøm for vinter og sommer, og må kunne kjøres separat.

#### Turbin 2.1

Figur 7.13 og Figur 7.14 viser AFF-diagram av den minste turbinen i Sauland 2, med svingmasse som planlagt i Tabell 6-2, og en henholdsvis treg og mindre treg regulator. Den tregeste regulatoren har en forsterkning på  $K_p = 1,2$ , og er et resultat av at regulatoren er forsøkt tunet så godt som mulig. Den litt raskere regulatoren i Figur 7.14, har en forsterkning på  $K_p = 2$ , og systemet har bikket over til å bli ustabil, med økende amplitude på turtallets svingninger ved regulering.

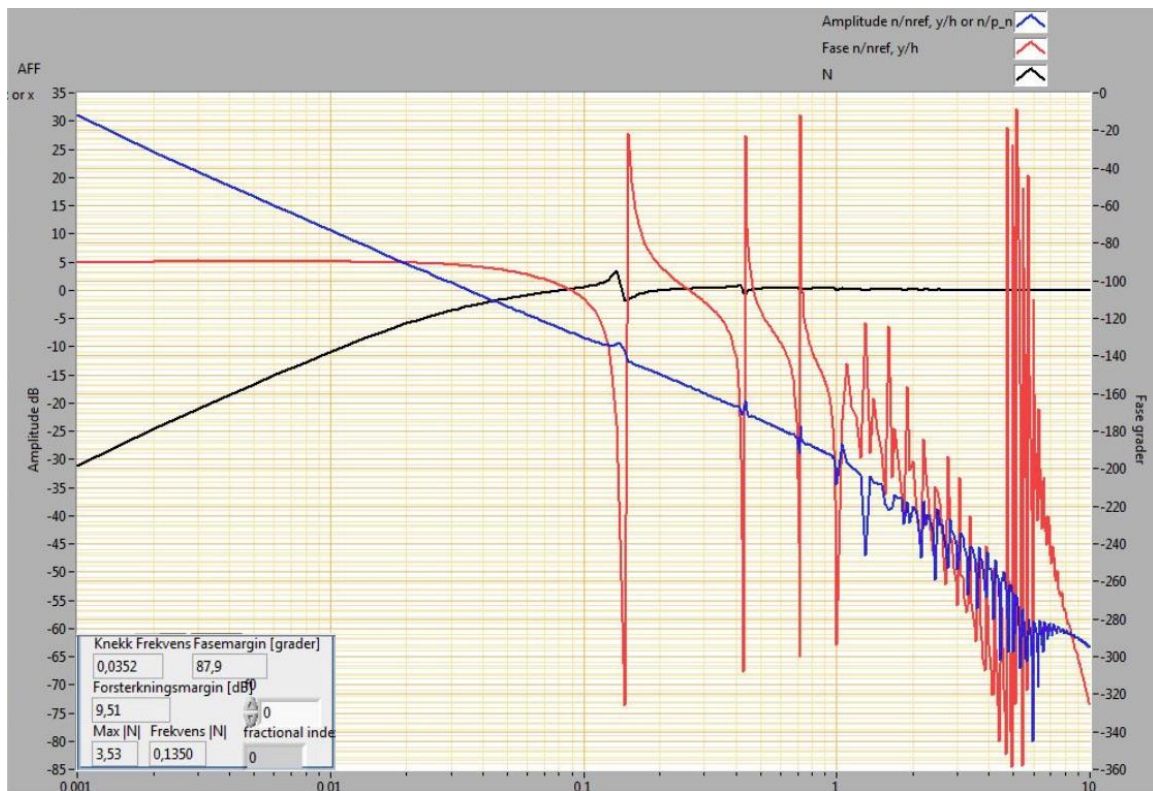


Figur 7.13: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.1 med  $T_a=2,856$  s. Slukeevne er  $6 \text{ m}^3/\text{s}$  og regulatorparameterne er  $K_p=1,2$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0,2$ . X-aksen er påtrykt frekvens i hertz.

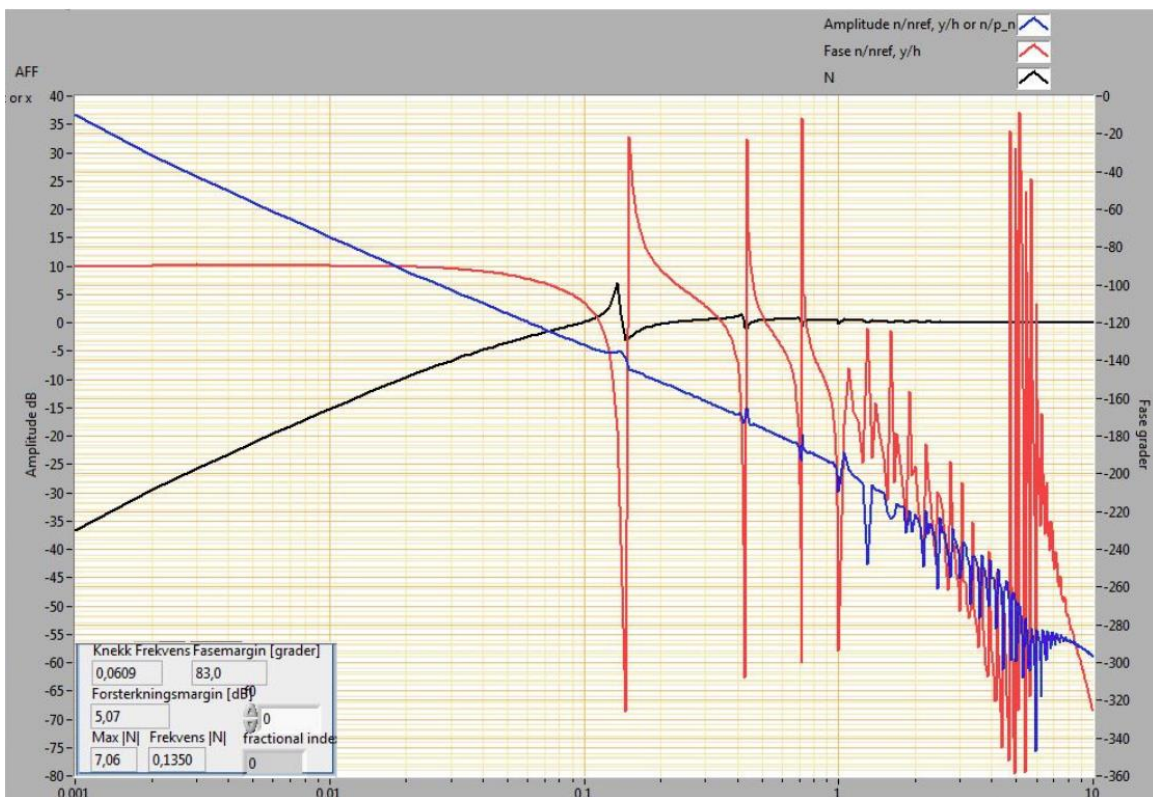


Figur 7.14: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.1 med  $T_a = 2,856$  s . Slukeevne er  $6$  m<sup>3</sup>/s og regulatorparameterne er  $K_P=2$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0,2$ . X-aksen er påtrykt frekvens i hertz.

Figur 7.15 og Figur 7.16 viser også AFF-diagram for den minste turbinen i Sauland 2. Her er det lagt på ekstra svinghjul til svingmassene, slik at  $T_a = 5$  s. Også her med en treg regulator i Figur 7.15, og en mindre treg regulator i Figur 7.16.

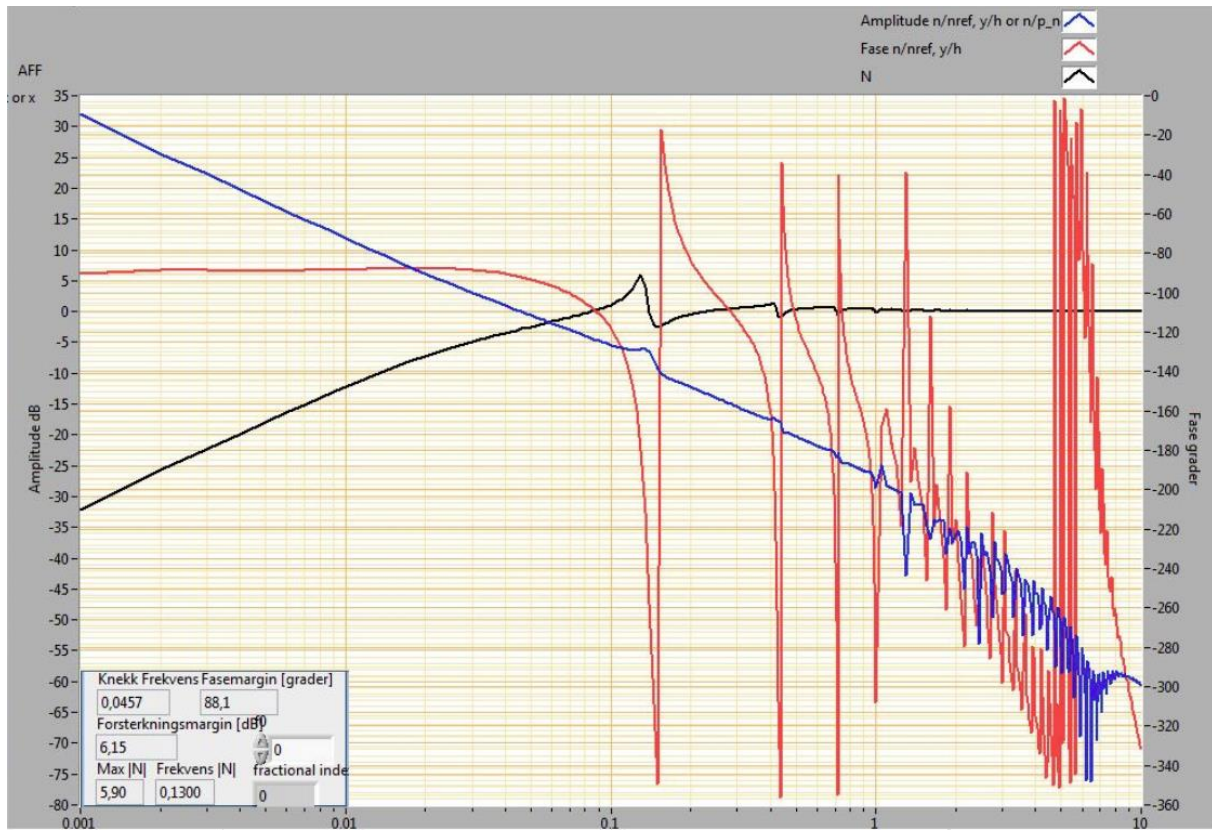


Figur 7.15: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.1 med  $T_a=5$  s. Slukeevne på  $6 \text{ m}^3/\text{s}$  og regulatorparameterne er  $K_P=1,2$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0,2$ . X-aksen er påtrykt frekvens i hertz.



Figur 7.16: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.1 med  $T_a=5$  s. Slukeevne på  $6 \text{ m}^3/\text{s}$  og regulatorparameterne er  $K_P=2$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0,2$ . X-aksen er påtrykt frekvens i hertz.

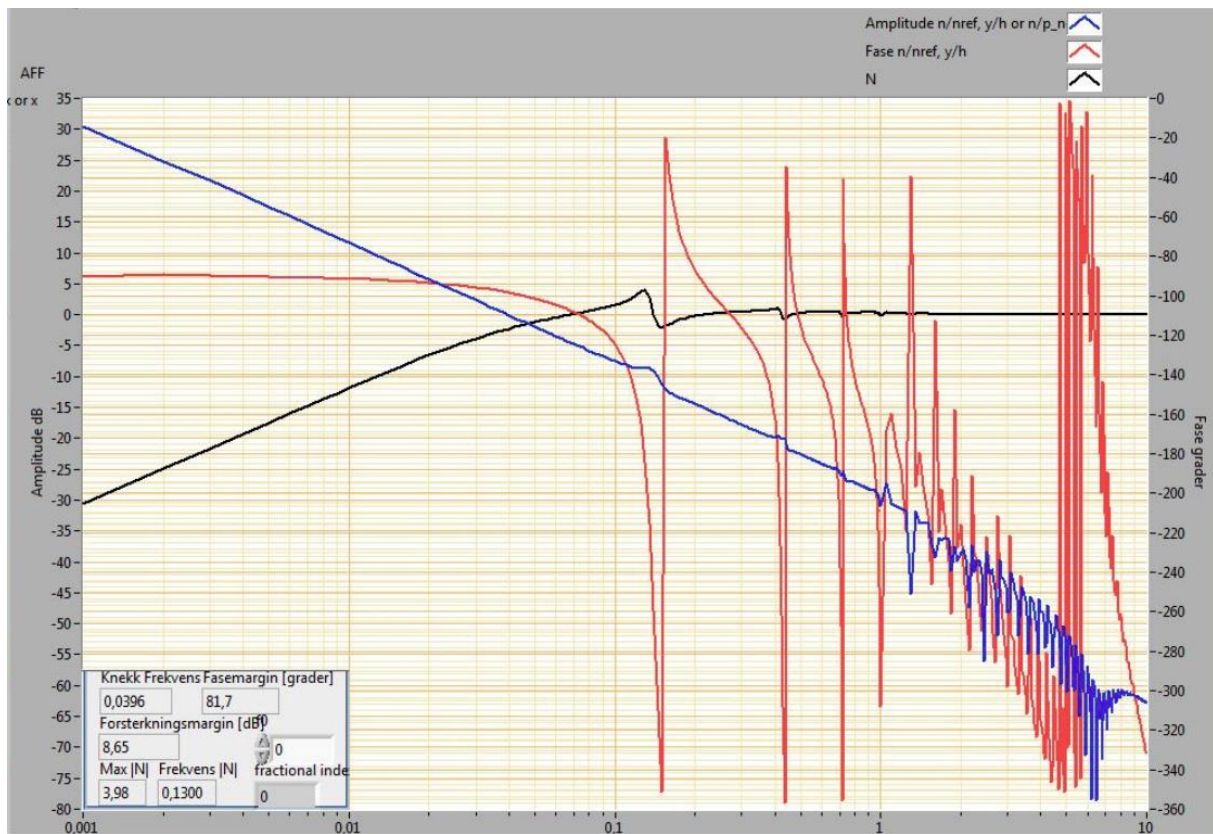
## Turbin 2.2



Figur 7.17: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.2 med  $T_a=4,2$  s. Slukeevne er  $11 \text{ m}^3/\text{s}$  og regulatorparameterne er  $K_P=1,4$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0$ . X-aksen er påtrykt frekvens i hertz.

Figur 7.17 viser AFF-diagrammet til den største turbinen i Sauland 2. Her er regulatorparameterne stilt inn for en best mulig regulering, og det er brukt oppgitt verdi for svingmassenes akselerasjonstid fra Tabell 6-2.

Figur 7.18 viser AFF-diagrammet til den største turbinen i Sauland 2, for samme regulatorparameterne som i Figur 7.17, men akselerasjonstiden for svingmassene er økt til 5,5 sekunder.



Figur 7.18: AFF-diagram for Sauland 2, turbin 2.2 med  $T_a=5,5$  s. Slukeevne er  $11 \text{ m}^3/\text{s}$  og regulatorparameterne er  $K_P=1,4$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0$ . X-aksen er påtrykt frekvens i hertz.

### 7.3.3 Simuleringer

Det er veldig utfordrende å stille inn regulatorparameterne uten at det oppstår ustabile eller stående svingninger, i dette systemet. Dette gjelder spesielt for den minste turbinen. At massesvingninger i svingesjakt og dermed også trykksvingninger foran turbin blir stående en stund etter start eller stopp er ikke uvanlig, men i dette tilfelle blir turtallet stående å variere lenge etter man har gjort en liten endring på levert effekt. Om forsterkningsfaktoren ( $K_P$ ) til den minste turbinen blir 1,85 eller større, med oppgitt svingmasse, er systemet helt ustabilt og turtallets svingninger øker med tida. Med forsterkning ( $K_P$ ) på 1,2 som i Figur 7.13, avtar svingningene så vidt med tida.

Siden denne utformingen av vannveien blir såpass vanskelig å regulere, er det i samråd med veileder bestemt at det ikke blir brukt tid på å gjøre simuleringer for denne modellen. Det presenteres derfor ikke resultater fra simuleringer av trykkstøt og massesvingninger for modellen av Sauland 2 med svingesjakt, som er presentert i kapittel 6.2.2.



## 7.4 Sauland 2 med luftputekammer

Resultatene i dette delkapittelet tar utgangspunkt i modellen av Sauland 2 med luftputekammer presentert i avsnitt 6.3.2 og turbineegenskapene fra avsnitt 6.1. Luftputekammeret må ha initielt volum på ca. 2850 m<sup>3</sup> eller større, for at maksimalt trykk begrenses til ca. 15 % økning relativt maksimalt statisk trykk. Trykkstigningen foran turbinen skyldes hovedsakelig massesvingninger, men også trykkstøt. Dette er beregnet med total volumstrøm på  $Q = Q_{maks} = 17 \text{ m}^3/\text{s}$  og ved turbinavslag på begge turbinene samtidig, med lukketid på 6 sekunder. Parametere og utforming som ble benyttet i analytiske beregninger, frekvensanalyse og simuleringer er listet opp i Tabell 6-5.

### 7.4.1 Analytiske resultater

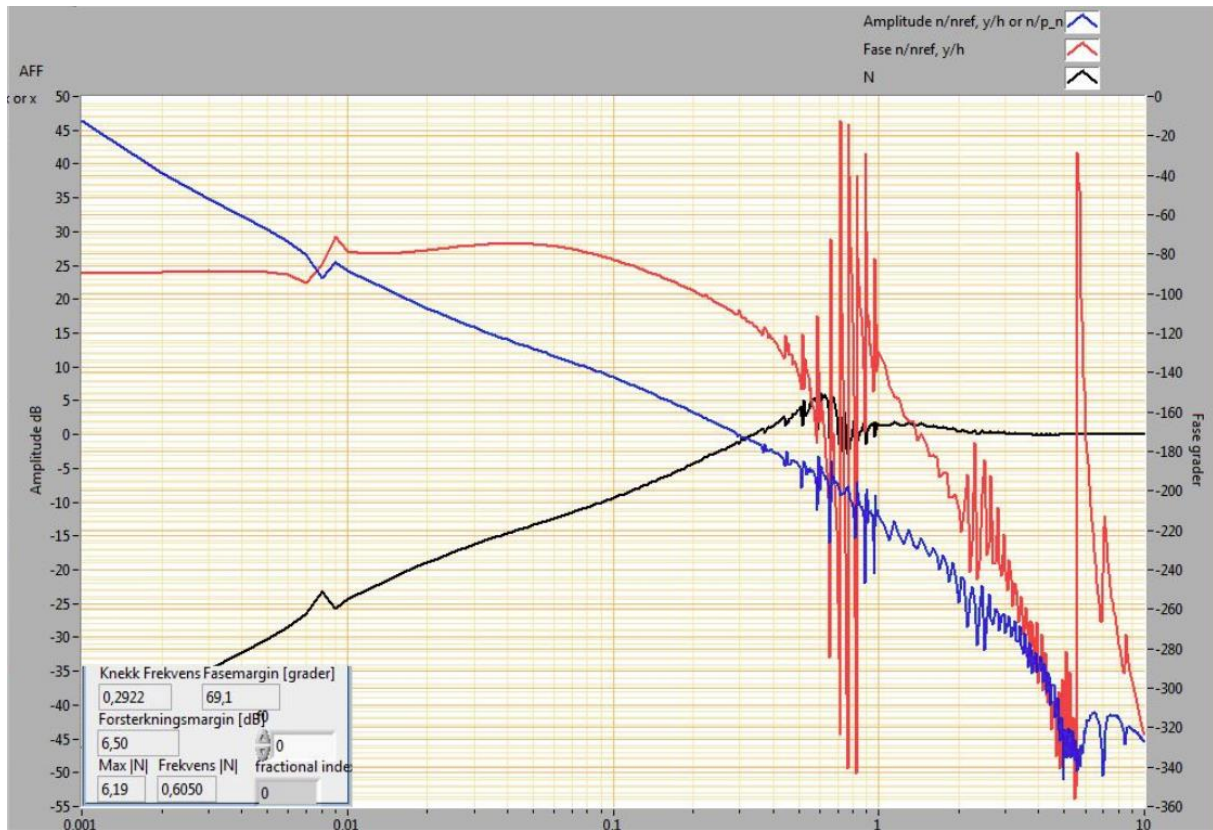
Tabell 7-7 oppsummerer analytiske overslagsberegninger fra Excel av modellen Sauland 2 med luftputekammer. Trykk og massesvingninger er oppgitt for turbinene hver for seg og samlet.

Tabell 7-7: Analytiske beregninger av Sauland 2 med luftputekammer som beskrevet i Tabell 6-5.

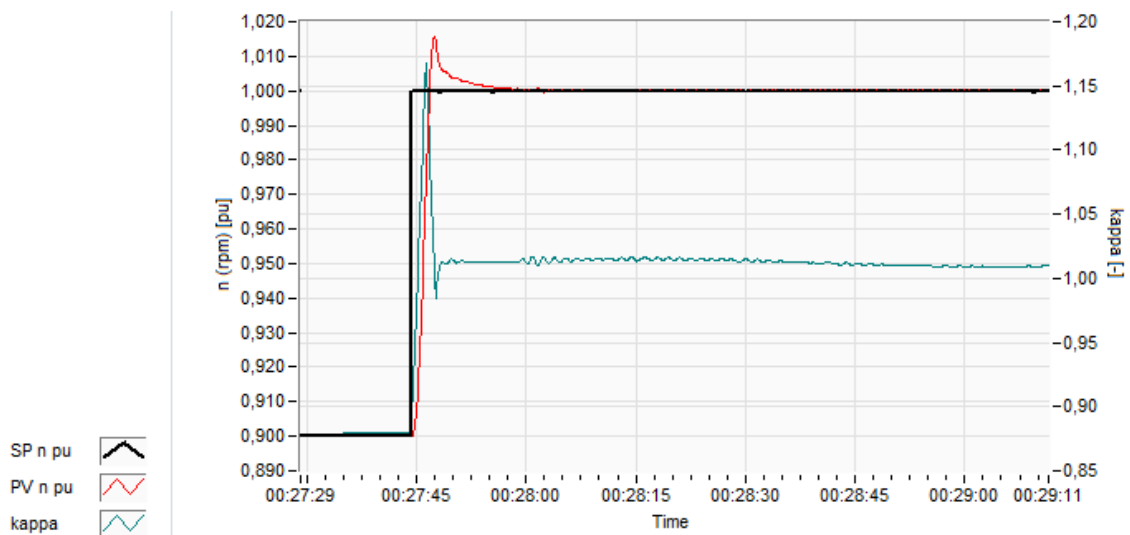
	Sauland 2.1	Sauland 2.2	Begge turbiner
Slukeevne, $Q$	6 m <sup>3</sup> /s	11 m <sup>3</sup> /s	17 m <sup>3</sup> /s
$T_w$ (LRV og oppgitt $Q$ )	0,10 s	0,17 s	0,26 s
$T_R$		0,77 s	
$T_a$	2,86 s	4,20 s	-
$\frac{T_a}{T_w}$	28,0	24,4	-
$\rho = \frac{T_w}{T_R}$		0,335	
Frekvens, $\omega$ (trykkstøt)		4,10 rad/s	
Frekvens, $f$ (trykkstøt)		0,65 Hz	
Periode, $T$ (trykkstøt)		1,53 s	
Max retardasjonstrykk foran turbinene uten massesving (uelastisk/elastisk)	16,51 mVs / 33,02 mVs	30,27 mVs / 60,54 mVs	46,78 mVs / 93,56 mVs
Max retardasjonstrykk foran turbinene relativ statisk trykk (uelastisk)	4,70 % / 9,41 %	8,62 % / 17,24 %	13,32 % / 26,65 %
$A_{th}$		2,23 m <sup>2</sup>	
$1,5 * A_{th}$		3,34 m <sup>2</sup>	
$\pm \Delta h$ (trykkendring i luftpute, $h_f = 0$ )	18,4 mVs	33,8 mVs	52,3 mVs
$\pm \Delta z$ (tapsfri strømming, $h_f = 0$ )	0,333 m	0,610 m	0,943 m
Oppsving ved avslag ( $h_f = 0$ ) (HRV)	91,33 moh.	91,66 moh.	91,94 moh.
Nedsving ved oppstart ( $h_f = 0$ ) (LRV)	90,67 moh.	90,34 moh.	90,06 moh.
Frekvens, $\omega$ (massesving)		0,051 rad/s	
Frekvens, $f$ (massesving)		0,0082 Hz	
Periode, $T$ (massesving)		122,0 s	

## 7.4.2 Frekvensanalyse

### Turbin 2.1 – 6 m<sup>3</sup>/s



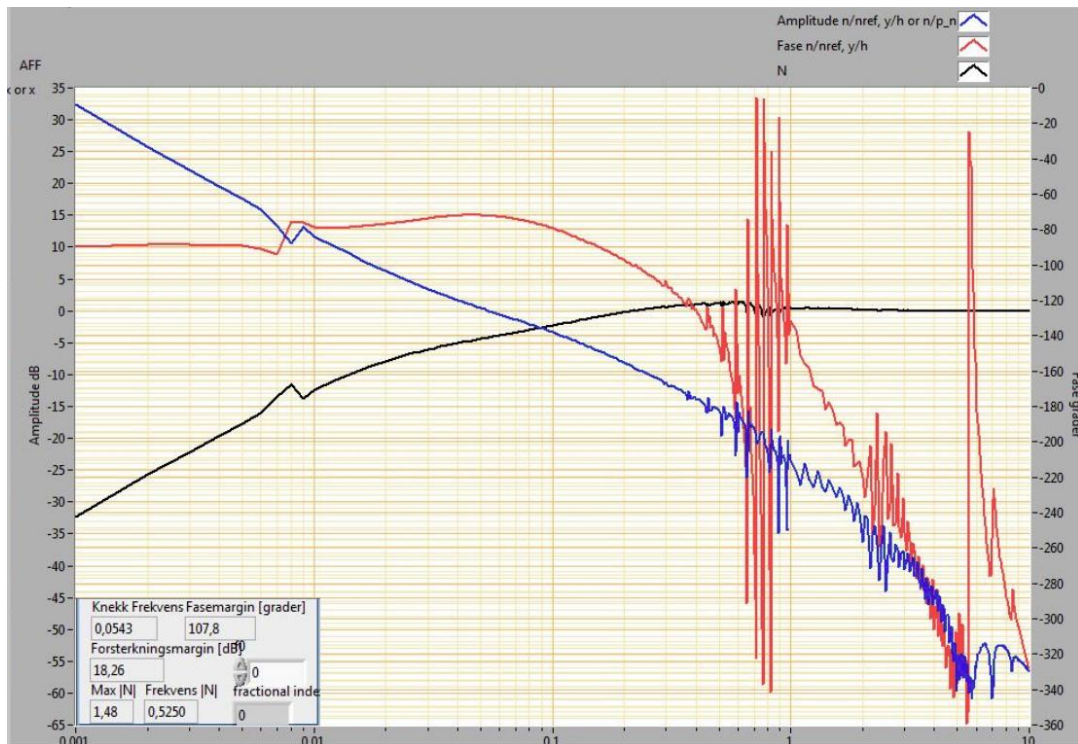
Figur 7.19: Frekvensanalyse av Sauland 2, turbin 2.1 med rask regulator .  
 $K_P = 5,3$ ,  $T_D = 4,2$  og  $T_N = 0,12$ .



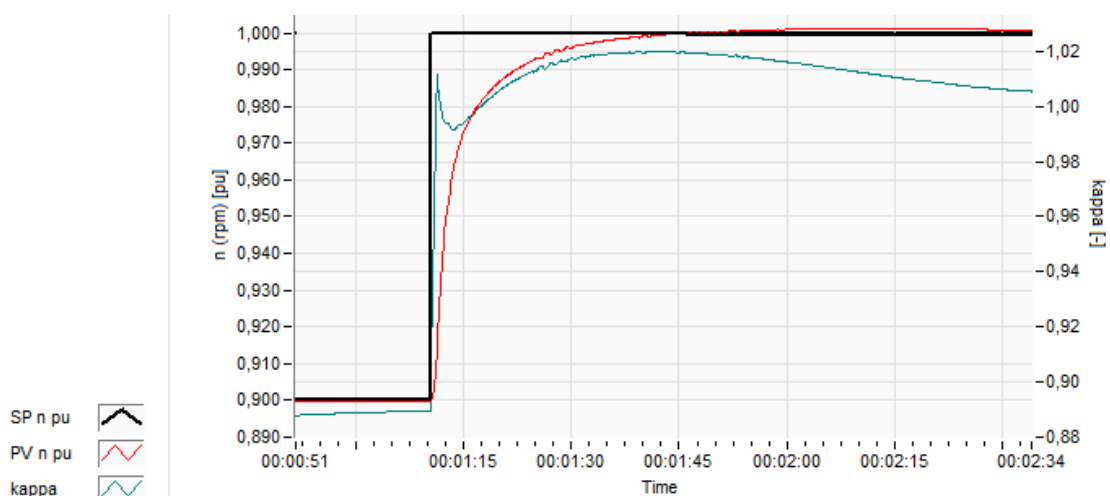
Figur 7.20: Regulering av turtall for turbin 2.1 med rask regulator.  $K_P = 5,3$ ,  $T_D = 4,2$  og  $T_N = 0,12$ .

Figur 7.19 viser frekvensanalyse av systemet med Sauland 2 sin minste turbin alene og med en rask regulator. Figur 7.20 demonstrerer at turtallet raskt reguleres til rett verdi ved en endring av turtallets setpunkt på 10 % ved øydrift.

Figur 7.21 viser AFF-diagrammet til det samme systemet, men med en mye tregere regulator. Hvordan turtallet litt saktere når ønsket verdi ved en endring i turtallets setpunkt på 10 % ved øydrift er vist i Figur 7.22.



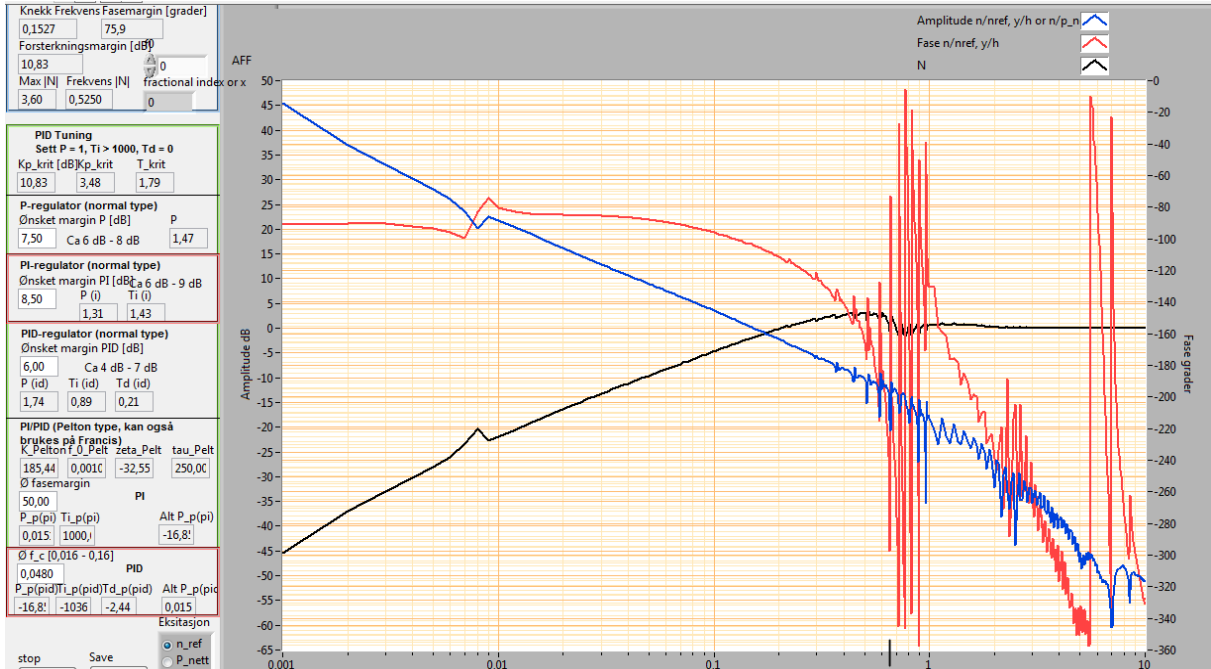
Figur 7.21: Frekvensanalyse av Sauland 2, turbin 2.1 med mindre rask regulator.  $K_P=1,2$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0,2$ .



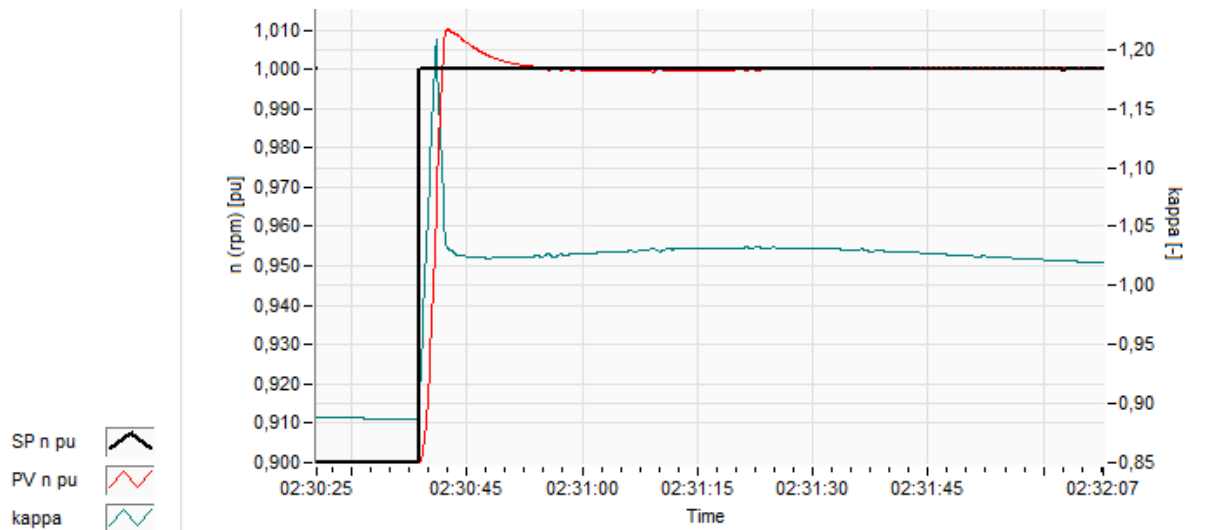
Figur 7.22: Regulering av turtall for turbin 2.1 med tregere regulator.  $K_P=1,2$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0,2$ ,

## Turbin 2.2 – 11m<sup>3</sup>/s

Figur 7.23 viser AFF-diagram av den største turbinen mens den minste står stille. Figur 7.24 viser hvordan turtallet vil endre seg med denne regulatorinnstillingen og en 10 % endring i turtallets setpunkt ved øydrift.



Figur 7.23: Frekvensanalyse av Sauland 2, Turbin 2.2, med regulatorparameterne  $K_P=4$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0,05$ .  $T_a=4,2$  sekunder.



Figur 7.24: Regulering av turtall for turbin 2.2.  $K_P=4$ ,  $T_D=4$  og  $T_N=0,05$ .

### 7.4.3 Simuleringer

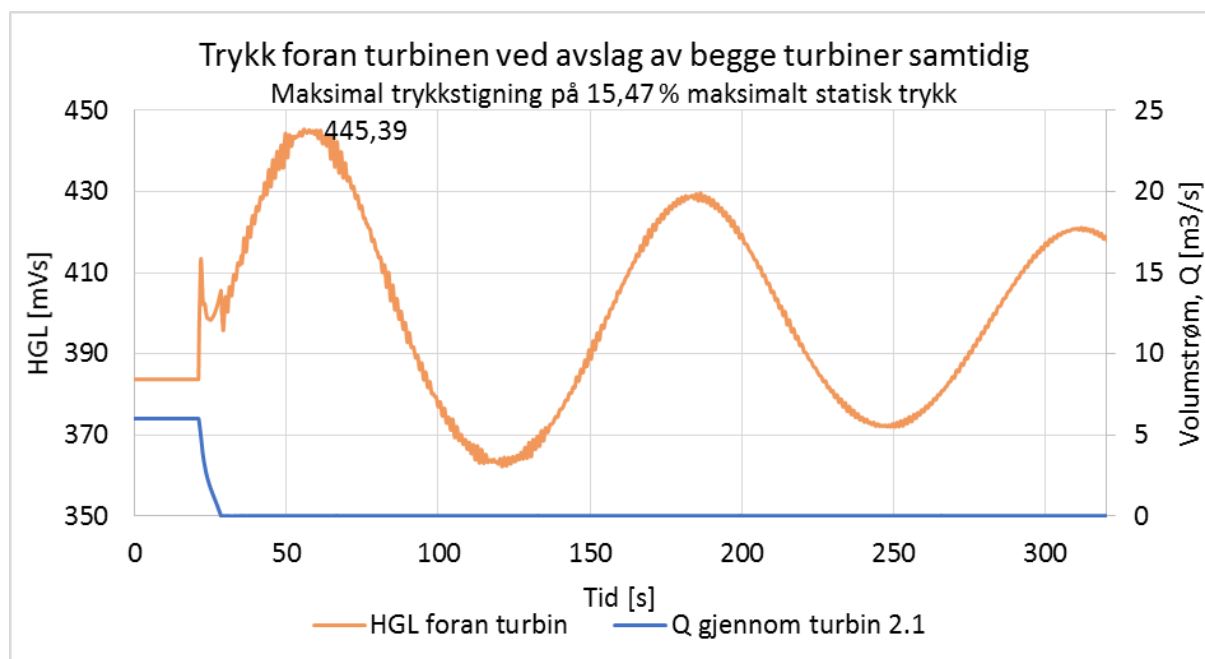
Tabell 7-8 viser forhold i luftputekammeret, turtall på turbinene og trykkstigning ved simuleringer av luftputemodellen beskrevet i avsnitt 6.3.2. Simuleringene er gjort både ved HRV og LRV, og ved to forskjellige lukketider. Scenarioet er enkelt turbinavslag på begge turbiner, hvis ikke annet er oppgitt.

Tabell 7-8: Simuleringer av enkle avslag og oppstart for å finne dimensjonerende størrelser.

$Q = 17 \text{ m}^3/\text{s}$	Dimensjonerende størrelser eller referansepunkt.		Lukkertider	
			6 sek.	7 sek.
Største trykk i luftputekammer [mVs]	Stasjonært: 305 (LRV)	HRV	363,9	363,9
	Stasjonært: 306,1 (HRV)	LRV	362,6	362,6
Minste trykk i luftputekammer [mVs] (Avslag)		HRV	283,0	283,0
		LRV	282,0	282,0
Største oppsving i luftpute (kote)	Stasjonært: 90,8	HRV	91,77	91,77
		LRV	91,76	91,75
Laveste nedsving i luftpute (kote) (Avslag)		HRV	90,32	90,32
		LRV	90,30	90,30
Laveste nedsving i luftpute (kote) (Oppstart $T_{\text{ramp}}=100 \text{ s}$ )		HRV	90,68	90,68
		LRV	90,65	90,65
Maks turtall turbin 2.1 [rpm]	Nominelt: 1000 rpm	HRV	1512,6	1523,8
		LRV	1510	1521,7
Maks turtallsøkning turbin 2.1 [%]	Oppgis produsent.	HRV	51,26%	52,38%
		LRV	51,0%	52,17%
Maks turtall turbin 2.2 [rpm]	Nominelt 750 rpm	HRV	1101,8	1115,3
		LRV	1103,8	1116,9
Maks turtallsøkning turbin 2.2 [%]	Oppgis produsent	HRV	47,17%	48,92%
		LRV	46,90%	48,71%
Maks trykk foran turbinene [mVs]	403,8 (15 %)	HRV	405,42	405,63
		LRV	404,2	404,45
Maks trykkstigning relativt statisk trykk (HRV)	52,7 mVs (15 %)	HRV	54,32	54,53
		LRV	53,10	53,35
Prosentmessig trykkstigning relativt statisk trykk (HRV)	$\approx 15 \%$	HRV	15,47%	15,53%
		LRV	15,12%	15,20%

Største trykk i luftputekammeret på 363,9 mVs tilsvarer 3,57 MPa, mens laveste trykk på 282,0 mVs tilsvarer 2,77 MPa. For alle simuleringene som er plottet er begge turbinene kjørt parallelt, og volumstrømmen varierer mellom 0 og 17 m<sup>3</sup>/s. Flere av figurene har kun graf for volumstrøm gjennom den minste turbinen, men dette er en illustrasjon av det totale kjøremønsteret.

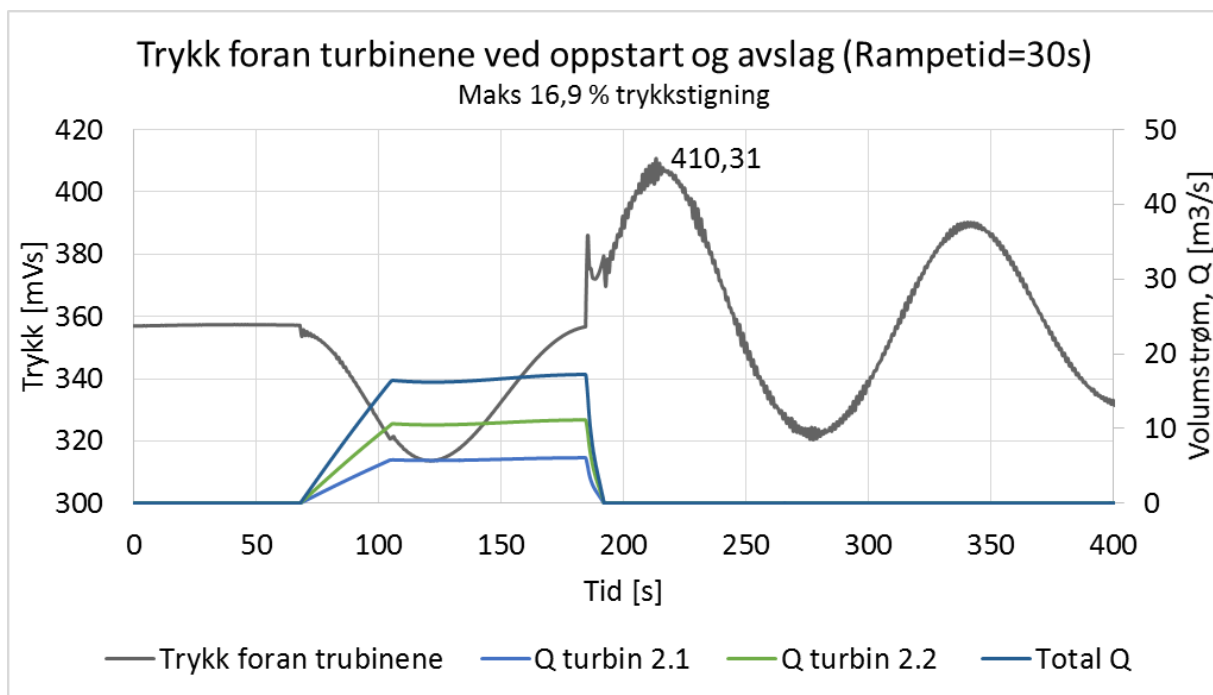
Figur 7.25 viser det transiente forløpet av trykket foran turbinene ved å kjøre avslag på begge turbinene samtidig, slik som oppført i Tabell 7-8.



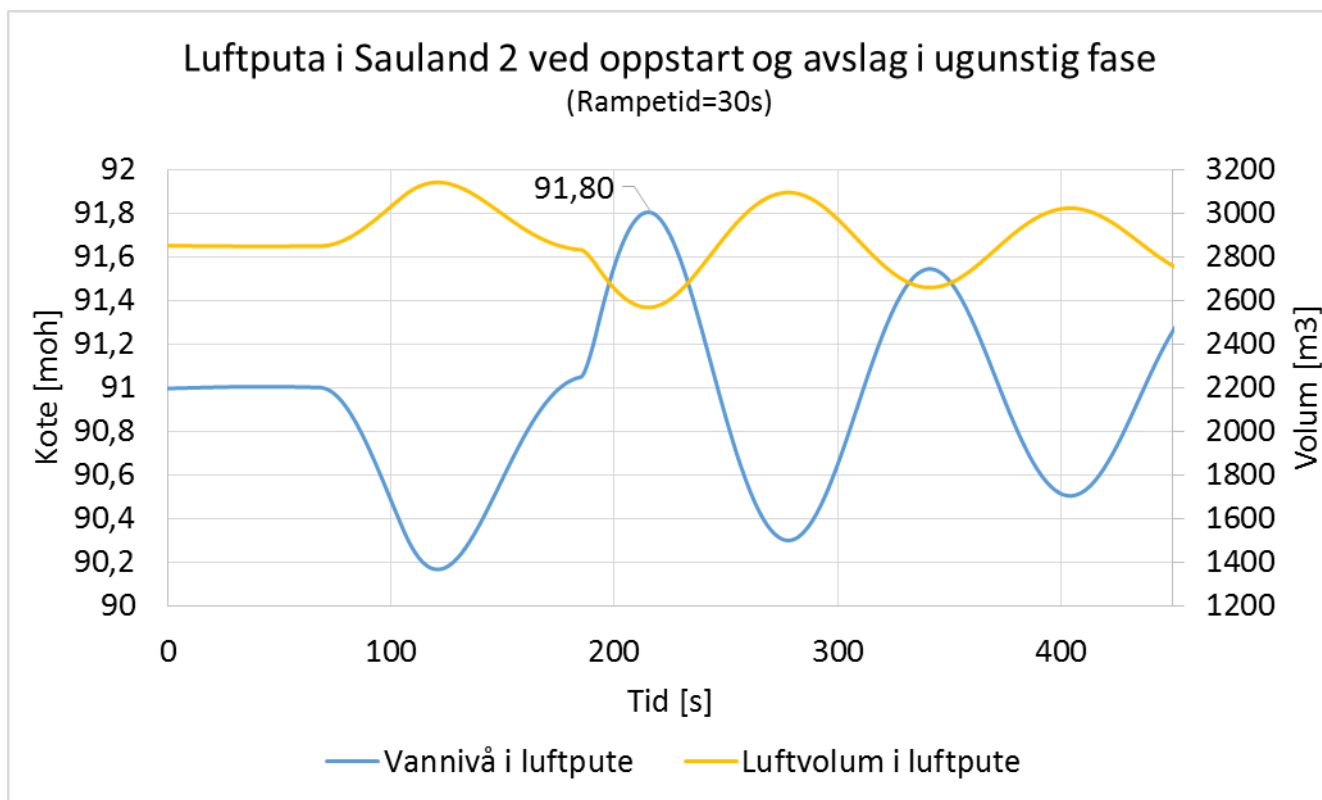
Figur 7.25: HGL foran turbinene i Sauland 2 ved avslag fra maks slukeevne.  $Q = 17 \text{ m}^3/\text{s}$ , HRV og  $T_L = 6$  sekunder.

Lastforløp som kan gi større utslag er simulert og vist i Figur 7.26 og Figur 7.27. Her er det kjørt oppstart med rampetid på en kvart periode (30 s) og deretter avslag i ugunstig fase. Figur 7.26 viser hvordan trykket foran turbinene blir ved dette kjøremønsteret. Det største trykket foran turbinen tilsvarer da en trykkstigning på 16,9 %, relativt maksimalt statisk trykk. Figur 7.27 viser hvordan vannivå og volumet i luftputa varierer mer ved slike driftsforhold.

Ved å øke luftputevolumet kan man oppnå mindre trykkstigning foran turbinen. Eksempelvis er det sett på startvolum på 3000 m<sup>3</sup> og 3500 m<sup>3</sup> ved  $T_L = 7$  s og HRV. Dette gir en trykkstigning på henholdsvis på 15,14 % (maks trykk 404,25 mVs) og 14,35 % (maks trykk 401,5 mVs) relativt maksimalt statisk trykk foran turbinene ved totalt avslag.



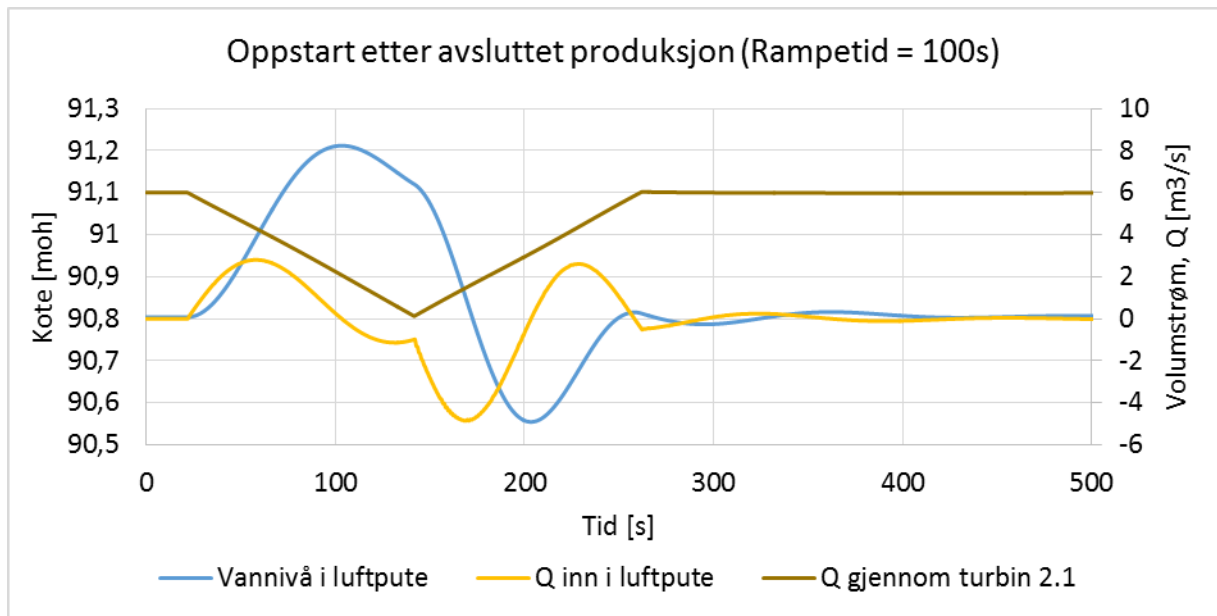
Figur 7.26: Trykk foran turbinene i Sauland 2 ved oppstart og avslag i ugunstig fase.



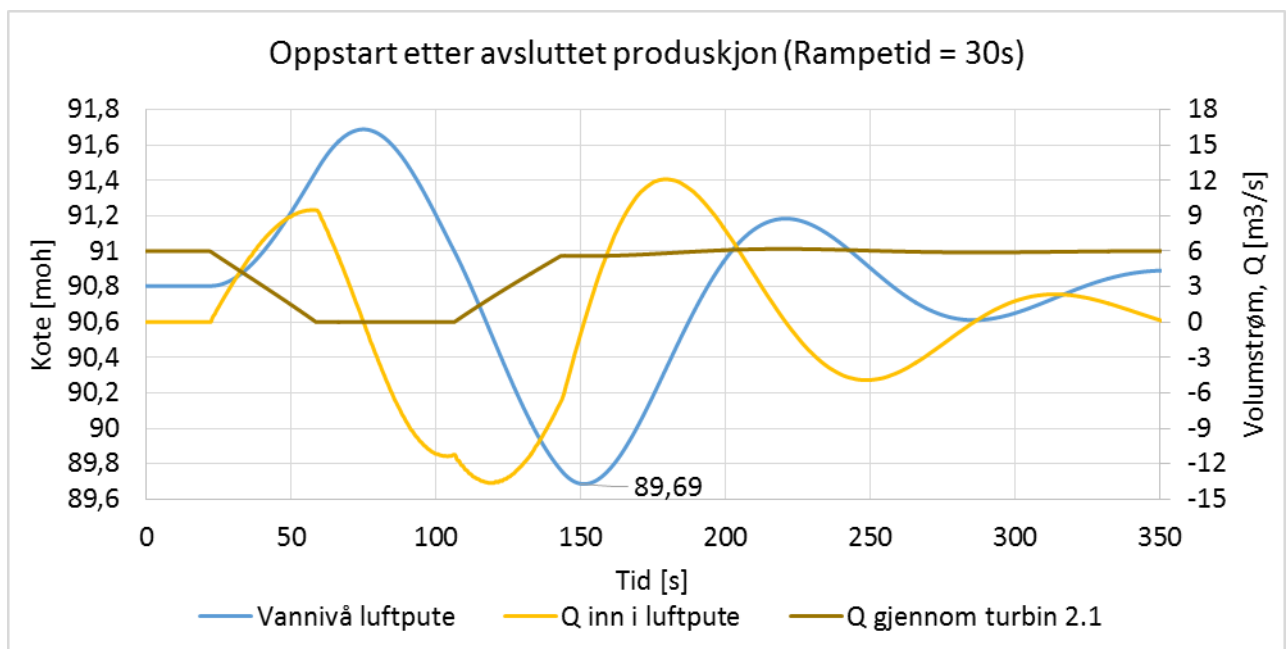
Figur 7.27: Luftputekammeret i Sauland 2 ved oppstart og fullt avslag i ugunstig fase, ved  $Q=17 \text{ m}^3/\text{s}$ , HRV og  $T_{\text{rampe}}=30 \text{ s}$ .



Figur 7.28 og Figur 7.29 viser motsatt tilfelle hvor produksjonen avsluttes før de må gjenoppta produksjonen i ugunstig fase. Samme tilfelle er undersøkt for full volumstrøm, HRV og ved to forskjellige rampetider, på henholdsvis 100 og 30 sekunder. Avhengig av fasen kan dette forsterke størrelsen på nedsvinget.



Figur 7.28: Luftputekammeret i Sauland 2 ved vanlig oppstart etter avsluttet produksjon i ugunstig fase med  $T_{rampe}=100$  s, HRV og  $Q = 17$  m<sup>3</sup>/s.



Figur 7.29: Luftputekammeret i Sauland 2 ved vanlig oppstart etter avsluttet produksjon i ugunstig fase med  $T_{rampe}=30$  s, HRV og  $Q = 17$  m<sup>3</sup>/s.

## 7.5 Avløpstunnel

Modellen som er brukt er en forenklet modell oppstrøms turbinen og lik modellen i avsnitt 6.4 nedstrøms turbinen. Målingene er gjort ved dimensjonerende volumstrøm,  $Q_{max} = 45 \text{ m}^3/\text{s}$ , som tilsvarer at alle turbinene kjøres samtidig på maks slukeevne. Lukketida har lite å si på massesvinget, derfor gjøres simulering kun for korteste alternative lukketid på 6 sekunder. Perioden til massesvinget er overslagsmessig på 514 sekunder, og en rampetid på 100 sekunder er benyttet og vil gi store utslag. Friksjonen i avløpstunnelen er beregnet ut ifra et Mannings tall på 34 (tilsvarende  $f_{avløpstunnel} = 0,061$ ).

### Forskjellig grad av struping

Tabell 7-9 viser nedsving og oppsving i svingesjakta i avløpstunnelen ved ulike scenarioer og ulik grad av struping i svingesjakta. Scenarioene 1 til 5 er listet opp under tabellen. Modellen som er brukt beregner at arealet på det frie vannspeilet i svingesjakta er konstant også når vannspeilet svinger under tunneltaket, som er ved kote 41,45. Vedlegg F inneholder figurer for scenario 2 og scenario 4 i Tabell 7-9.

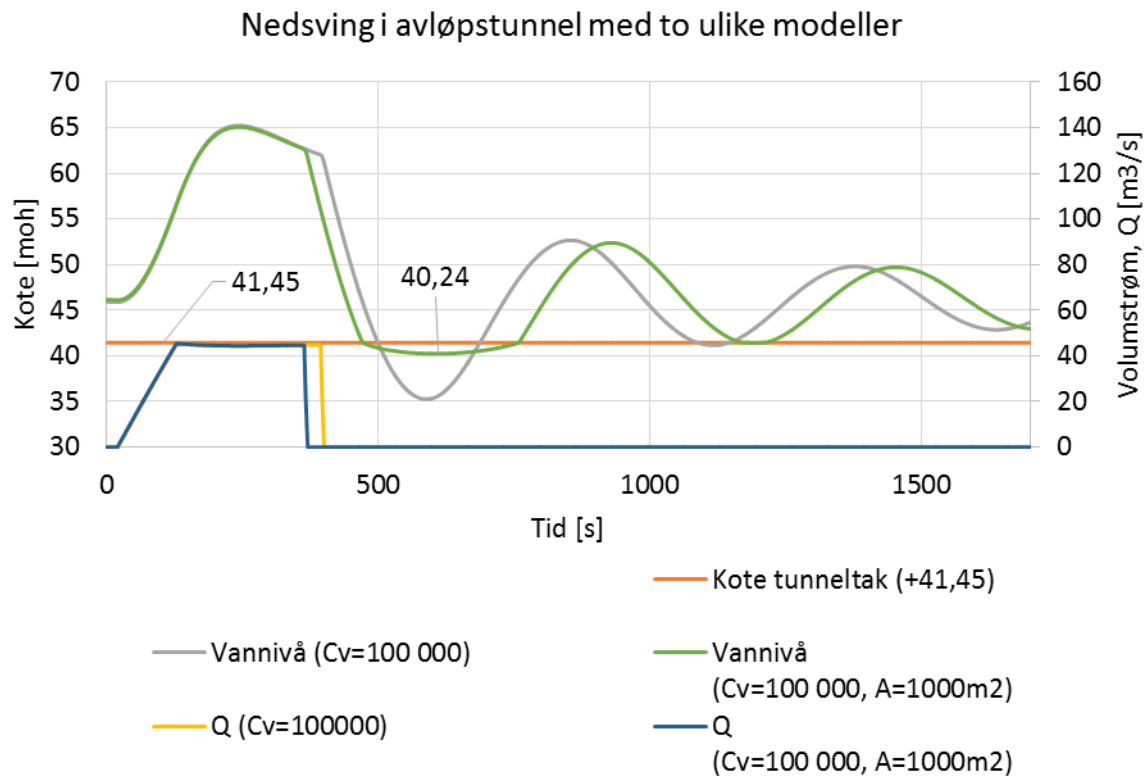
Tabell 7-9: Kote på opp- og nedsving ved ulike scenarioer og ulik struping i svingesjakt.

$C_V$	100000	500	250	150	50	40	35	30	20
Scenario									
Oppsving									
1	65,23	64,56	64,02	63,41	61,60	61,20	60,98	60,75	60,36
2	69,94	68,33	67,05	65,92	62,48	61,75	61,52	61,04	60,41
Nedsving									
3	35,88	36,55	37,16	37,87	40,38	41,03	41,43	41,89	43,04
4	35,25	36,18	36,97	37,88	40,76	41,42	41,81	42,25	43,30
Trykk bak turbinen									
5	35,25	36,18	36,97	37,88	40,52	36,98	34,52	31,61	22,35

1. Oppsving ved oppstart ( $T_{rampe} = 100 \text{ s}$ ).
2. Maksimalt oppsving etter nedregulering og oppstart i ugunstig fase ( $T_{rampe} = 100 \text{ s}$ ).
3. Nedsving ved nedregulering på nett fra  $Q = 45 \text{ m}^3/\text{s}$  til  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$  ( $T_{rampe} = 100 \text{ s}$ ).
4. Nedsving ved oppstart med avslag i ugunstig fase ( $T_{rampe} = 100 \text{ s}$  og  $T_L = 6 \text{ s}$ ).
5. Minste verdi for HGL ved utløp av turbin (ved kote 40). Dersom HGL bak turbinen er på 40 mVs tilsvarer det atmosfærisk trykk, mens 30 mVs er rundt damptrykket. Denne verdien må derfor ikke bli så lav som 30 mVs i dette tilfellet.

### Endret frispeilareal under tunneltak

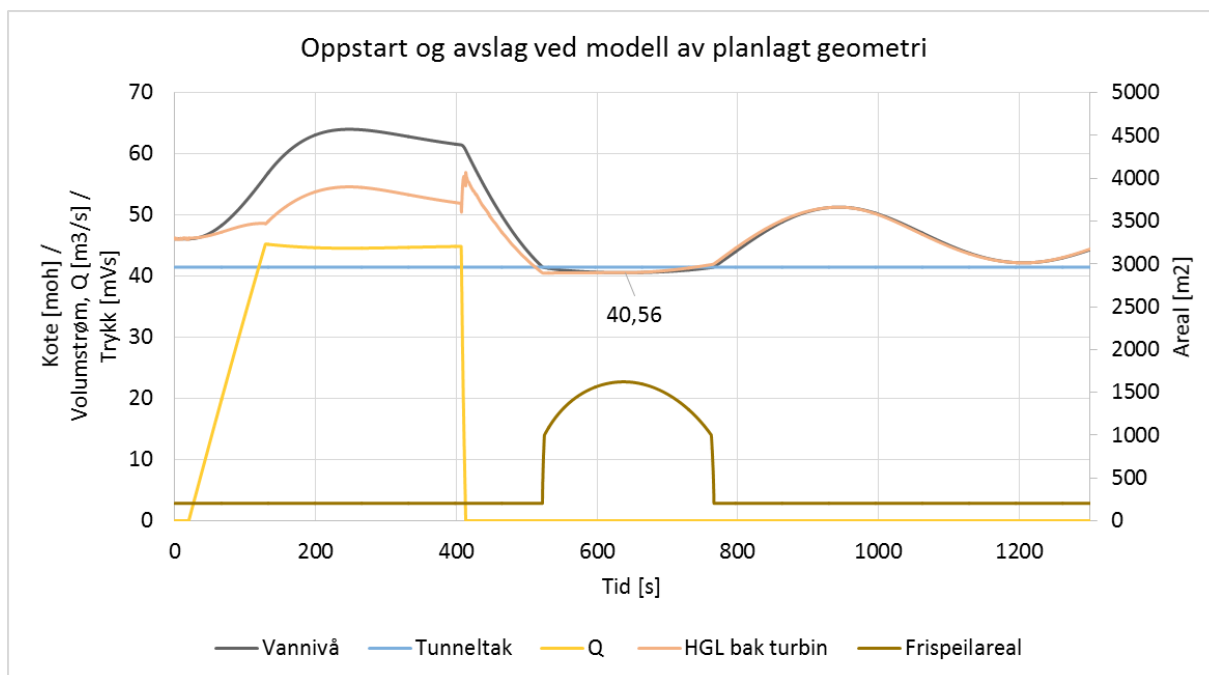
Figur 7.30 viser hvordan nedsvinget er annerledes dersom frispeilarealet modelleres til å øke til  $1000 \text{ m}^2$  rett under tunneltaket. Ved å anta dette blir nedsvinget mindre. Den andre grafen viser fortsatt beregninger med svingesjakt som i Tabell 7-9 med  $C_v = 100\,000$ .



Figur 7.30: To forskjellige modeller av nedsving i svingesjakt i avløpstunnelen ( $f_{\text{avløpstunnel}} = 0,061$ ).

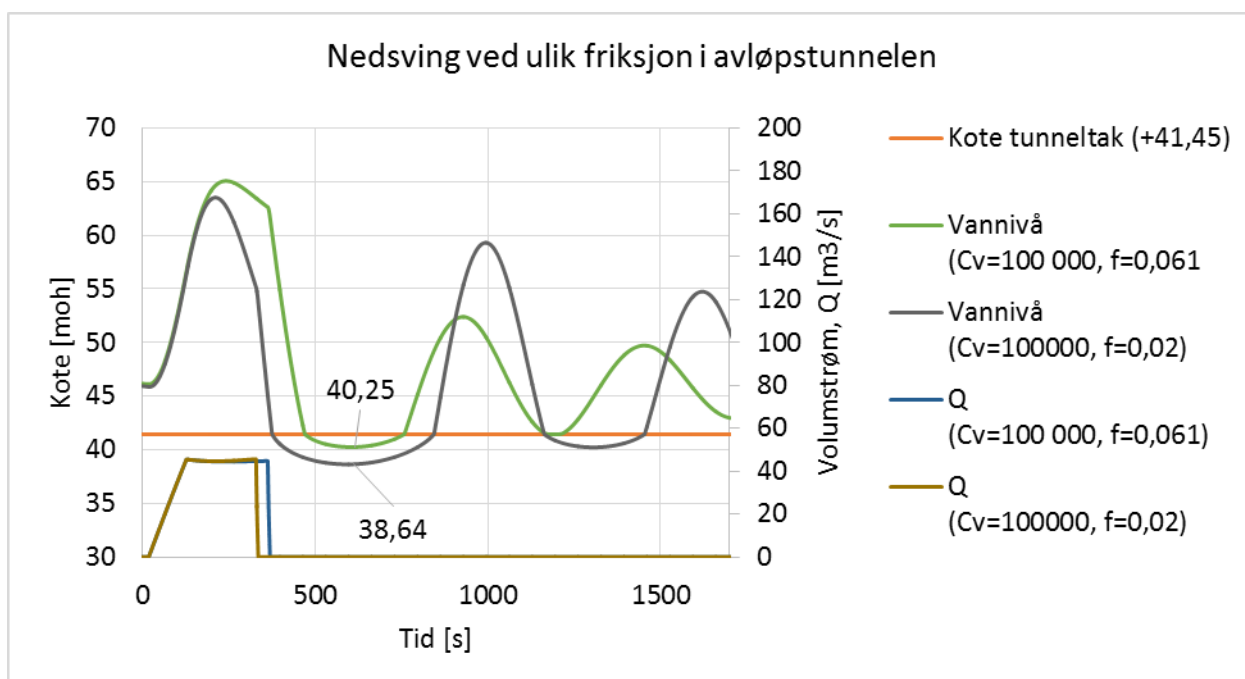
### For modellen mest mulig likt det jeg har fått oppgitt

Figur 7.31 viser simulering av største nedsving i modellen av avløpstunnelen som trolig ligner mest oppgitt skisse, se Vedlegg A. Her er  $C_v = 250$  i svingesjakt, noe som tilsvarer struping til  $4 \text{ m}^2$  med  $\xi = 0,63$ , som friksjonskoeffisient for singulært tap. Friksjonen i avløpstunnelen er  $\lambda = 0,061$  og tilsvarer Mannings tall 34. Frispeilarealet antas å øke jo lavere under tunneltaket massesvinget går.



Figur 7.31: Største nedsving i modellen mest lik skissert avløpstunnel.

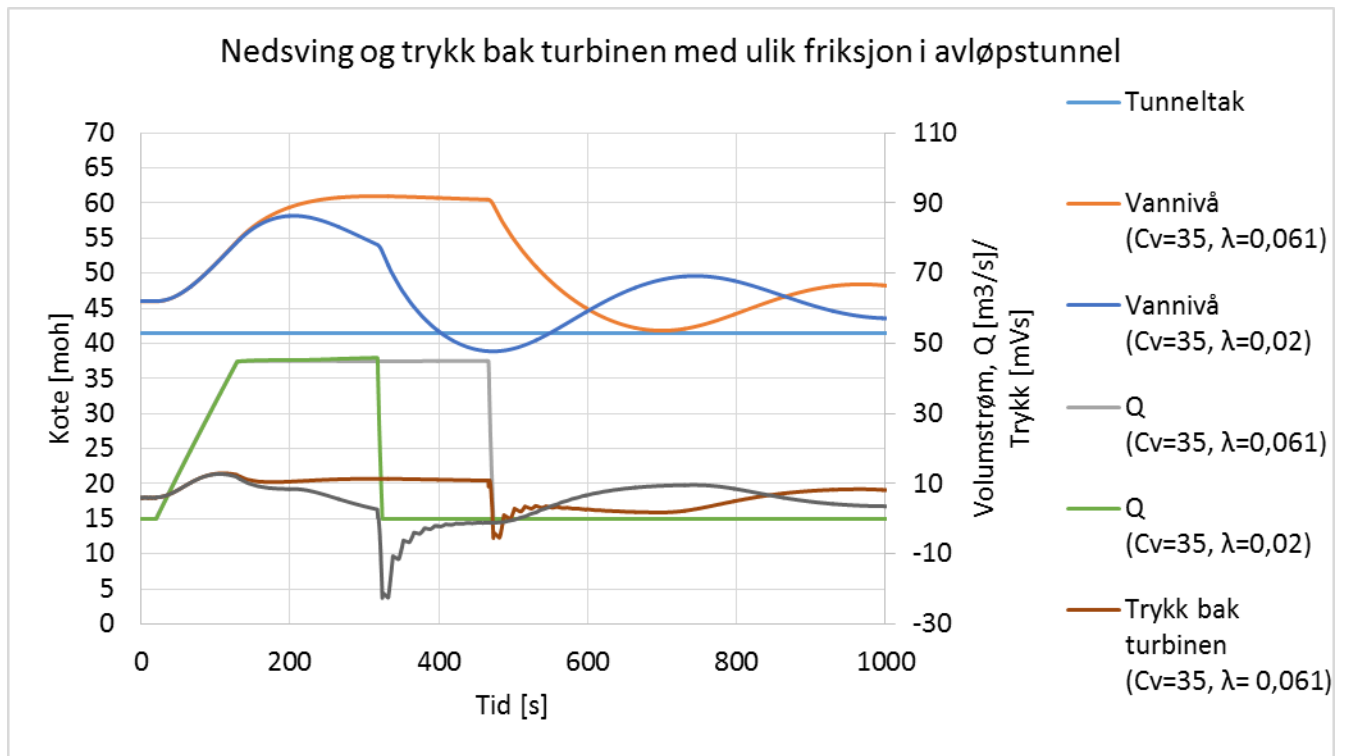
#### Ulik friksjonskoeffisient i avløpstunnel



Figur 7.32: Nedsving ved ulik friksjon i avløpstunnelen, og økt frispeilareal under tunneltaket.

Friksjonen i avløpstunnelen vil også ha mye å si på u-rørsvingningene. Figur 7.32 illustrerer forskjellig nedsving ved to ulike friksjonskoeffisienter i avløpstunnelen, og frispeilareal økt til  $1000 \text{ m}^2$  rett under tunneltaket.

Det er også viktig å sjekke at trykket bak turbinen ikke blir for lavt ved avslag og sterk struping. Dersom strupingen er så sterk at den hindrer vannet i svingesjakten å etterfylle for vannet som på grunn av tregheten fortsetter å strømme mot undervannet, kan vannstrengen bli brutt. Som nevnt tidligere er dette verre enn å få vannspeilet under tunneltaket, og må unngås. Damptrykket er tilnærmet lik -10 mVs. I Figur 7.33 er det simulerte trykket ved utløpet av turbinen sammenlignet for en sterk struping med  $C_V$ -verdi på 35 og to ulike friksjonskoeffisienter i avløpstunnelen. Disse friksjonskoeffisientene er på  $\lambda = 0,061$  og  $\lambda = 0,02$ .



Figur 7.33: Nedsving og trykk bak turbinen ved kraftig struping ,  $Q=45 \text{ m}^3/\text{s}$  og ulik friksjon i avløpstunnelen.



## 8 Diskusjon

### 8.1 Sauland 1 med svingesjakt

#### *Analytiske beregninger*

Fra Tabell 7-1 ser vi at vannmassenes tilløpstid på 0,871 sekunder tilfredsstillende målet om å være mindre enn én. Svingmassenes akselerasjonstid er derimot ikke så stor, så forholdet  $\frac{T_a}{T_w} = 3,47 < 4$ . Det kan derfor tyde på at  $T_a$  og svingmassenes treghetsmoment burde økes. For modellen av Sauland 1 med svingesjakt er Allievis konstant 0,67, og man må derfor ta hensyn til elastisiteten ved videre beregninger og simuleringer, da dette vil ha innflytelse på transiente forløp i systemet. Med en lukketid på ni sekunder er trykkstøtet beregnet til å bli altfor stort med overslagsberegningene. Selv ved den uelastiske betraktningen er trykkstigningen beregnet til å bli 47,92 % ved bestpunkt og 53,67 % ved avslag fra maks slukeevne. I prosjektoppgaven viste det seg at disse overslagsberegningene var svært konservative, sammenlignet med simuleringer i LVTrans. Det gjelder også her, og trykkstigningen foran turbinene må derfor undersøkes videre i simuleringene.

Vannspeilet i svingesjakta har areal på 164,23 m<sup>2</sup>. Dette er mange ganger større enn Thoma-tverrsnittet på 14,3 m<sup>2</sup>, og vil sikre stabile u-rørsvingninger. Siden massesvinget blir stort i lange tilløpstunneler, vil trykkstigningen foran turbinen være dimensjonerende på vannoverflatens størrelse. De analytiske beregningene for maksimalt opp- og nedsving i svingesjakten er til henholdsvis 165,77 moh. (ved HRV) og 143,44 moh. (ved LRV). Tunneltaket er ved kote 134,35, så det er ingen fare for luftinnsug ved normalt pådrag. Men oppsvinget på 165,77 moh. er beregnet ved en antagelse av et konstant friskeilareal på 164,23 m<sup>2</sup>. I modellen er det planlagt en innsnevring til en luftesjakt ved kote 155. Denne har en diameter på 0,7 m og med en helning på 45° tilsvarer dette et friskeilareal på 0,544 m<sup>2</sup>. Dette er mindre enn Thoma-tverrsnittet, og fungerer bare som en luftesjakt. Overgangen til denne luftesjakta må derfor plasseres høyere enn maksimalt oppsving, som ifølge analytiske overslagsberegninger kan komme opp til 165,77 moh.

#### *Frekvensanalyse*

Figur 7.1 viser at modellen for Sauland 1 med svingesjakt, oppgitt treghetsmoment for roterende masser og oppgitte regulatorparametere, gir et system som ikke tilfredsstillende stabilitetskravene i avsnitt 2.4.4. I dette AFF-diagrammet har avviksforholdet en for høy maksimalverdi på 9 dB. En økning av svingmassene vil ha en stabiliserende effekt, og i Figur

7.2 ser vi frekvensanalyse av samme system med økt svingmasse slik at  $T_a = 4,5$  s. Dette gir et avviksforshold på maks 5,47 dB, som er akseptabelt ifølge kriteriet i ligning (2.18). For å få et system med ønsket stabilitet kan regulatorparameterne optimaliseres og svingmassenes treghetsmoment økes etter behov. I dette tilfellet ser det ut som at oppgitt treghetsmoment burde økes. Eksempelvis vil  $T_a = 4,5$  s tilsvare svingmasse på  $GD^2 \approx 298 \text{ Tm}^2$  ved uendrede verdier for turtall og maks effekt.

Ifølge de analytiske beregningene har massesvinget en frekvens på ca. 0,0023 Hz. Denne synes så vidt i AFF-diagrammene i Figur 7.1 og Figur 7.2, men er veldig liten, da arealet er mye større enn kravet for stabile svingninger. Den analytiske trykkstøtfrekvensen er på 0,38 Hz, mens kryssfrequensen i Figur 7.2 er på 0,0764 Hz. Det kunne gjerne vært større differanse mellom disse frekvensene, noe man hadde fått ved å innføre et vannspeil nærmere turbinen. Å flytte kryssfrequensen lavere er et mindre godt alternativ, da regulatoren vil bli tregere. Likevel tilfredsstillende reguleringsystemet i Figur 7.2 stabilitetskravene, og selv om det ikke blir det raskeste systemet å regulere, vil det ha grei reguleringsstabilitet.

### Simuleringer

Verdier for største opp- og nedsving i svingesjakten fra Tabell 7-1 og Tabell 7-2 er satt opp mot hverandre i Tabell 8-1. Vi kan se at de analytiske beregningene for maksimalt opp- og nedsving ved enkelt avslag eller pådrag stemmer bra med simuleringene i LVTrans. Amplituden på svingningene blir mer konservative ved analytiske beregninger enn ved modellering, og gir gode retningslinjer ved dimensjonering. I tillegg må det undersøkes for andre ugunstige lastforløp enn enkelt avslag og pådrag.

*Tabell 8-1: Sammenligning av overslagsberegninger og simuleringer av massesving. Opp- og nedsving for enkelt avslag/oppstart og dimensjonerende lastforløp i Sauland 1 med svingesjakt.*

	Analytisk	LVTrans	Dimensjonerende lastforløp i LVTrans
Oppsving (kote)	165,77 (HRV)	165,36 (HRV)	165,90 (HRV)
Nedsving (kote)	143,44 (LRV)	144,67 (LRV)	140,86 (LRV)

Figur 7.3 viser at ved dimensjonerende lastforløp, vil nedsvinget i svingesjakta nå kote 140,86. Rampetiden er på 100 sekunder og mindre enn en fjerdedel av u-rørsvingningenes periode på 435 s (Tabell 7-1), og vil derfor være av mest ugunstige størrelsesorden og føre til økt nedsving. Likevel er nedsvinget fortsatt godt over kote 134,35 og tunneltaket.



Høyeste oppsving ved avslag i ugunstig fase etter en oppstart, når kote 165,90 og er illustrert i Figur 7.4. Overgangen til luftesjakta og innsnevring bør derfor flyttes høyere enn 165,90 moh.

Simuleringene i Tabell 7-2 viser at rusingen av turbinen ved avslag øker med økende lukketid, og varierer fra 64,7 % til 67,4 % over nominelt turtall. Rusetallet vil bli mindre dersom man velger en turbin med større treghetsmoment. Uansett må produsenten få vite den største rusingen som kan oppstå ved valgt lukketid og treghetsmoment, så generatoren er bygd for å tåle slike turtall.

De små endringene i maks retardasjonstrykk ved varierende lukketid kommer av at retardasjonstrykket først og fremst skyldes massesvinget. Trykkstøtet rett etter avslag er langt under kravet om maksimalt 15 % trykkstigning relativt maksimalt statisk trykk. Dette kan man se i Figur 7.5. Kjøremonsteret som gir størst massesving, vil derfor også gi størst trykk foran turbinen i dette tilfelle. Perioden til massesvinget fra de analytiske beregningene på 435 sekunder finner man igjen som perioden til de langsomme trykksvingningene foran turbinen i Figur 7.5. Trykkstøtets periode på 2,6 sekunder hadde vært synlig om man forstørret grafen.

Ved dempningsmodellen i LVTrans og  $\lambda_f = 500\,000$ , blir det største trykket simulert foran turbinen ved dimensjonerende lastforløp 16,0 % større enn maksimalt statisk trykk, som illustrert i Figur 7.5. For samme lukketid på ni sekunder og enkelt avslag er trykkstigningen 15,60 % (se Tabell 7-2).

Det tar lang tid før de høyfrekvente trykkstøtsvingningene i Figur 7.5 avtar i amplitude. Dette kan gjøre at resultatene viser et høyere maksimalt trykk foran turbinen enn hva som faktisk er reelt. Disse svingningene, som skyldes trykkstøt, kan dempes bort raskere ved å øke den frekvensavhengige friksjonskoeffisienten,  $\lambda_f$ . Siden verdien for denne er ukjent i dette systemet, er det vanskelig å vite nøyaktig hvor stor trykkstigningen foran turbinen blir.

I Figur 7.6 er den frekvensavhengige dempingsfaktoren på 50 000 000. Vi ser at trykket da raskere går over til å bare skyldes massesvinget og ikke trykkstøt. I Figur 7.5 tilsvarer massesvinget en sentrert kurve gjennom det transiente trykkforløpet. Ved en raskere demping av trykkstøtet, som i Figur 7.6, blir største trykk observert foran turbinen mindre. Vi ser her at det er av relevans å også kjenne til den frekvensavhengige dempningen i systemet, da det kan avgjøre størrelsen på maksimalt trykk opplevd foran turbinen både ved dimensjonerende lastforløp og enkelt avslag. I Figur 7.5 og Figur 7.6 er den største trykkøkningen foran turbinen henholdsvis 16,0 % og 13,2 % av maks statisk trykk, begge i størrelsesorden 15 %.

Dersom en ønsker å være sikker på at trykket foran turbinen ikke blir større enn ønsket, er det i Tabell 7-3 undersøkt opp- og nedsving og trykkøkning foran turbinen ved ulike helning på svingesjakten i tilløpet. Vi ser at ved en helning på 1:7 vil den simulerte trykkstigningen foran turbinen ved fullt avslag være på 14,78 % relativt statisk trykk og innenfor ønsket krav. Amplituden på u-rørsvingningene ved dimensjonerende lastforløp blir også noe mindre som følge av slakere helning på svingesjakta.

## 8.2 Sauland 1 med luftputekammer

### *Analytiske beregninger og frekvensanalyse*

Fordelen med modellen med luftputekammer er at det frie vannspeilet innføres nærmere turbinen. Lengden opp til fritt vannspeil blir mer enn halvert fra 785 m til 345 m. Dette virker positivt på stabiliteten, og gjør at refleksjonstida og vannmassenes tilløpstid blir mindre, samtidig som Allievis konstant, trykkstøtfrekvensen og forholdet  $\frac{T_a}{T_w}$  blir større. For å lettere kunne sammenligne disse verdiene er de hentet fra Tabell 7-1 og Tabell 7-4 og satt opp mot hverandre i Tabell 8-2. Allievis konstant er tilnærmet én, og såpass stor at elastisitetseffektene vil være mindre viktige i luftputemodellen. Systemet er også nærmere å oppfylle betingelsene i ligning (3.6) om forholdet mellom  $T_a$  og  $T_w$ .

*Tabell 8-2: Sauland 1: Svingesjakt vs. Luftputekammer.*

	<b>Svingesjakt</b>	<b>Luftputekammer</b>
$T_w$ (LRV og $Q_{BP}$ )	0,871 s	0,577 s
$T_R$	1,3086 s	0,575 s
$T_a$	3,024 s	3,024 s
$T_a/T_w$	3,471	5,342
$\rho = T_w/T_R$	0,666	1,003
Frekvens, $f$ (trykkstøt)	0,382 Hz	0,870 Hz

Det at trykkstøtfrekvensen er høyere gjør at systemet tåler en raskere regulator. I Figur 7.7 og Figur 7.8 er frekvensen på  $f = 0,87$  Hz markert av, og treffer et av hakkene i fasekurven ganske presist. Det er derfor grunn til å tro at dette hacket skyldes nettopp trykkstøtfrekvensen. De små hakkene ved lavere frekvenser er av uvisse årsaker, men oppstod bare i modellene med luftpute som demping. Det kan derfor tenkes å ha sammenheng med de numeriske beregningene i luftputeelementet.

Av Figur 7.7 ser vi at systemet er absolutt sett stabilt ved oppgitt svingmasse og luftputekammer som i modellen i avsnitt 6.3.1. Forsterkningsmarginen er 6,65 dB, fasemarginen 62,4° og det største avviksforholdet er 5,83 dB, så vidt mindre enn 6 dB. Figur 7.8 viser at også her bedres stabiliteten ved å øke svingmassenes akselerasjonstid til  $T_a = 5$  s. Begge systemene har som ønskelig omtrent en dekode mellom kryssfrekvens og trykkstøtfrekvens, noe som sørger for at regulatoren vil unngå å prøve å regulere frekvensene til trykkstøtet. Systemet med størst svingmasse tåler en raskere regulator med litt høyere kryssfrekvens.

### Simuleringer

Med valgt størrelse på luftputekammeret kan man se i Tabell 7-5 at trykkøkningen foran turbinen er mindre enn 15 % relativt maksimalt statisk trykk ved enkle avslag for lukketid både på 7 og 8 sekunder. For å begrense rusingen av turbinen kan en velge en lav lukketid. Et fullt avslag vil da føre til en rusing på 62,23 % ved HRV og  $T_L = 7$  sekunder.

*Tabell 8-3: Sammenligning av overslagsberegninger og simuleringer av massesving. Opp- og nedsving for enkelt avslag/oppstart og dimensjonerende lastforløp.*

	Analytisk ( $h_f=0$ )	LVTrans	Dimensjonerende lastforløp i LVTrans
Oppsving (kote)	81,12 (HRV)	80,74 (HRV)	80,78
Nedsving (kote)	78,88 (LRV)	78,73 (LRV)	78,56

Opp- og nedsving i luftputekammeret er av samme størrelsesorden for analytiske beregningsmetoder og simuleringer i LVTrans, noe vi kan se av Tabell 8-3. De analytiske beregningene har her ikke tatt høyde for falltap ved stasjonær drift, og er beregnet som startnivå  $\pm \Delta z$ . Dette gjør at både ned- og oppsving har litt for høye verdier, da vannoverflaten og trykk i luftputekammeret er noe lavere ved stasjonær drift. Verdiene for dimensjonerende lastforløp er funnet ved å kjøre modellen som i Figur 7.9 og Figur 7.10. Rampetiden er også her 100 sekunder og ca. en fjerdedel av u-rørsvingningens periode. I modellen er gulvet i luftputekammeret på 74 moh., mens dimensjonerende nedsving når 78,56 moh. Det er derfor en vannseng på mer enn fire meter ved største nedsving oppnådd med simuleringer og en god sikkerhetsmargin mot «blow out». Selv om det er dyrt å bygge større luftputekammer enn nødvendig, er det likevel greit å ha en sikkerhetsmargin da man kan få overflatebølger i tillegg til svingningene inne i luftputekammeret, og man er ikke helt sikre på hvordan dette påvirker hverandre. Man må også være oppmerksom på at dersom friksjonen i tilløpstunnelen blir mindre enn planlagt, vil også massesvinget bli større. Det er derfor viktig å ikke plutselig

bestemme seg for å benytte en tunnelboremaskin (TBM) som gir betydelig mindre falltap, uten å ta høyde for dette i resten av beregningene.

Ved dimensjonerende lastforløp for massesvinget og en lukketid på 7 sekunder, vil maksimal trykkstigning bli på 15,2 % av maksimalt statisk trykk slik som vist i Figur 7.11. Dette skyldes først og fremst massesvinget i den lange tilløpstunnelen, men også litt trykkstøtets amplitude. Også her hadde trykkstigningen vært mindre enn 15 % ved bruk av en høyere frekvensavhengig dempingsfaktor. Den analytisk beregnede perioden til massesvinget på 403,84 sekunder (Tabell 7-4), stemmer bra med perioden man ser i Figur 7.11. Figur 7.12 er en forstørrelse av et lite intervall i Figur 7.11. Dette viser trykkstøtene med en periode som ser ut til å stemme bra med den analytisk beregnede perioden på 1,15 sekunder. Hvorfor trykkstøtets amplitude oscillerer er usikkert. Dette skjer også bare i luftputemodellene og kan skyldes at systemet reagerer annerledes med et luftputekammer enn med en svingesjakt, eller at det er noe ved modellen av luftputeelementet.

Trykket i luftputekammeret ved simuleringer varierer innenfor intervallet 0,75 MPa til 0,95 MPa. Dette er lavere enn det den vanlige størrelsesordenen på trykket i allerede eksisterende luftputekammer.

### **8.3 Sauland 1: Luftputekammer eller svingesjakt**

For fallet i Sauland 1 kan begge modellene bygges. Men som nevnt over vil luftputemodellen innføre det frie vannspeilet nærmere turbinen, og systemet får bedre reguleringsstabilitet. Også rusingen av turbinen og trykkstøtet blir noe mindre for denne spesifikke luftputemodellen, sammenlignet med svingesjaktmodellen. En løsning med luftputekammer krever likevel mer når det kommer til inspeksjon og overvåkning, samtidig som det er visse usikkerhetsmomenter rundt fjellkvalitet og potensiell luftlekkasje som kan være vanskelig å forutse.

Svingesjaktmodellen er god nok når det kommer til stabilitet, og det er en enklere løsning med stort erfaringsgrunnlag. Derfor er svingesjaktmodellen et sikrere og mer naturlig valg. I tillegg er kostnader ved tunnelgraving og utgravingsvolum momenter å ta i betraktning ved en eventuell avgjørelse. Dette er det ikke sett på i denne oppgaven.

Dersom man går for svingesjaktmodellen for Sauland 1 tyder frekvensanalysen på at det er behov for større treghetsmoment for svingmassene, selv om dette skulle øke prisen noe. Dette vil også føre til mindre rusing.

## 8.4 Sauland 2 med svingesjakt

### *Analytiske beregninger*

Av de analytiske resultatene presentert i Tabell 7-6 ser vi at forholdet mellom vannets tilløpstad og svingmassenes akselerasjonstid er større enn seks, og tilfredsstillende kravet gitt i ligning (3.6). Ved å betrakte begge turbinene samlet blir Allievis konstant (ligning (3.3)) i dette tilfelle mye mindre enn én ( $\rho = 0,172$ ), noe som betyr at elastisitetseffekten vil være av betydning. Det er derfor behov for å bruke en elastisk modell som LVTrans for videre beregninger.

Thoma-tverrsnittet for systemet er på  $2,28 \text{ m}^2$ , mens det faktiske frispeilarealet i svingesjakt er på  $127,7 \text{ m}^2$ . Dette vil derfor sikre stabile u-rørsvingninger. Frispeilarealet er også så stort at u-rørfrekvensen på ca.  $0,002 \text{ Hz}$  ikke er synlig i AFF-diagrammene som er presentert i avsnitt 7.3.2. Det er derimot verdt å merke seg at innsnevringen i modellen ved kote 404,2 kan bli utfordret av maksimalt oppsving ved dimensjonerende lastforløp.

### *Frekvensanalyse – turbin 2.1*

Sauland 2 vil ha dårligst stabilitet når den minste turbinen kjører alene. Derfor er dette tilfelle undersøkt ved frekvensanalyse i Figur 7.13 til Figur 7.18. AFF-diagrammene viser at systemet vil ha dårlig reguleringsstabilitet og bli vanskelig å regulere, når den minste turbinen kjører alene. Vi ser også at trykkstøtfrekvensen for dette systemet på ca.  $0,13 \text{ Hz}$  er veldig lav. Den lave frekvensen kommer av den lange refleksjonstida på  $3,92$  sekunder (se Tabell 7-6), som igjen skyldes lengden på vannstrengen fra turbinene og opp til fritt vannspeil på mer enn to kilometer.

Figur 7.13 viser frekvensanalyse med  $T_a$ -verdi som oppgitt i Tabell 6-2. Selv om regulatoren er forsøkt innstilt så bra som mulig, er avviksforholdets maksimalverdi på  $6,98 \text{ dB}$ , og større enn kriteriet gitt av ligning (2.18). Forsterkningsmarginen er på  $4,43 \text{ dB}$  og akkurat innenfor typisk stabilitetskrav for vannkraft, mens fasemarginen på  $102,2^\circ$  er langt over stabilitetskravet på  $30^\circ$ . Som nevnt i teorikapitlet er det optimale å ha en regulator med forsterkningsmargin og fasemargin akkurat over stabilitetskriteriene, for å få et stabilt system med så rask regulering som mulig.

I Figur 7.13 ser vi at trykkstøtfrekvensen på  $0,13 \text{ Hz}$  også ligger veldig nært kryssfrekvensen til regulatoren på  $0,0438 \text{ Hz}$ . Helst burde det være nesten en dekode eller mer mellom disse frekvensene. Det er ikke ønskelig å flytte kryssfrekvensen noe lavere, da dette vil gi en meget treg regulator. Det er heller ønskelig å prøve å benytte en raskere regulator. Dette er forsøkt i Figur 7.14, da forsterkningen er økt til  $K_p = 2$ . Dette gir en kryssfrekvens på  $0,0957 \text{ Hz}$ , som er

enda nærmere trykkstøtfrekvensen og den største verdien på avviksforholdet blir 11,71 dB. Som nevnt i resultatene vil modellen med denne regulatoren (Figur 7.14) bli et ustabilt system, hvor amplituden på turtallets svingninger øker med tida etter en 10 % endring av turtallets setpunkt.

Skagerak Kraft var bekymret for at lave  $T_a$ -verdier kunne være et problem i Sauland 2. Det er derfor undersøkt hvordan frekvensresponsen endrer seg hvis  $T_a$ -verdien økes til 5 s. Resultatet ser vi i Figur 7.15 og Figur 7.16. Ved å se på stabilitetsmarginene i Figur 7.15 sammenlignet med Figur 7.13, ser vi at en økning av treghetsmomentet til svingmassene har en stabiliserende effekt. Med fasemargin på  $87,9^\circ$ , forsterkningsmargin på 9,51 dB og største avviksforhold på 3,53 dB oppfyller systemet stabilitetskravene i avsnitt 2.4.4. Men amplitudekurven krysser 0 dB-linjen allerede ved 0,0352 hertz, og det regulerede systemet blir tregt. For å se hvordan dette systemet med økt svingmasse blir med en raskere regulator, er det testet i Figur 7.16. Fasemargin og forsterkningsmargin tilfredsstillers stabilitetskravene, men avviksforholdet på 7,06 dB er større enn kriteriet på maks 6 dB.

For å oppsummere ser vi at økt svingmasse har en stabiliserende effekt på systemet, men at det eneste systemet hvor alle stabilitetskravene er oppfylt har en meget treg regulator (Figur 7.15). I tidsplanet utarter dette seg ved at turtallet blir stående å svinge lenge etter en 10 % endring av turtallets setpunkt, selv for systemet med  $T_a = 5$  sekunder.

Selv om Skagerak kraft var bekymret for at lave  $T_a$ -verdier ville være et problem, ser det ut som den lange refleksjonstida, som definerer trykkstøtfrekvensen, er hovedproblemet. Trykkstøtfrekvensen kan bare flyttes ved å endre på lengden av vannstrengen fra turbinen og opp til fritt vannspeil, og man må da endre hele vannveisgeometrien. Svartisen kraftverk har liknende utfordringer med lange vannveier og en observert trykkstøtfrekvens nær kryssfrekvensen. Denne ble funnet å være en elastisk u-rørsvingning mellom Storglomvatn og bekkeinntaket nærmest turbinen. Svartisen har med dette hatt problemer med reguleringen, og vurderte å prøve å installere enten luftputekammer eller en trykk-tilbakekobling. I Svartisen er det nå forsøkt med et trykk-tilbakekoblingssystem som optimalt sett skal hindre regulatoren i å regulere for akkurat denne frekvensen (Høigaard, 2010).

Basert på erfaringene gjort i Svartisen vil det være risikabelt å bygge systemet med denne geometrien. Dersom det er ønskelig å bygge Sauland 2 med svingesjakt som i denne modellen, er et alternativ å installere et trykk-tilbakekoblingssystem for å ikke regulere på refleksjonstidas frekvens, slik de har forsøkt på Svartisen. Dette vil igjen gi en ekstra kostnad, og det er usikkert hvor godt det fungerer.

### *Frekvensanalyse – turbin 2.2*

Den største turbinen har et naturlig større treghetsmoment og av Figur 7.17 ser vi at stabilitetskravene akkurat er oppfylt. Også her er trykkstøtfrekvensen på 0,13 Hz nær kryssfrekvensen på 0,0457 Hz, og det med en allerede treg regulator. I Figur 7.18 ser vi igjen at økt treghetsmoment har stabiliserende effekt, da avviksforholdet blir mindre og forsterkningsmarginen større. Fasemarginen blir litt mindre, men er fortsatt langt over stabilitetskravet. Men dette igjen henger sammen med at reguleringsystemet er enda tregere enn i Figur 7.17. Dersom man ønsker en raskere regulator vil kryssfrekvens og trykkstøtfrekvens komme nærmere hverandre og det er fare for at regulatoren prøver å regulere for denne frekvensen.

Systemet ble veldig vanskelig å simulere med så dårlig stabilitet og mye stående svingninger i systemet, derfor ble det ikke brukt tid på å gjøre flere beregninger med denne modellen. For å forbedre stabiliteten til hele Sauland 2 er det ønskelig å innføre et vannspeil nærmere turbinen for å flytte første trykkstøtfrekvens til en høyere frekvens, og kunne benytte en raskere regulator.

## **8.5 Sauland 2 med luftputekammer**

### *Analytiske beregninger*

For modellen av Sauland 2 med luftputekammer viser analytiske resultater fra Tabell 7-7 at vannets tilløpstid  $T_w = 0,26$  s og forholdet  $\frac{T_a}{T_w} > 20$  tilfredsstillende kravene presentert i teoridelen.

Vi ser også at systemets refleksjonstid har avtatt til en femtedel av det den var for svingesjaktmodellen, noe som skyldes at lengden opp til det frie vannspeilet har avtatt til en femtedel fra svingesjaktmodellen til luftputemodellen. Dette viser seg også i den analytisk beregnede trykkstøtfrekvensen som er fem ganger så høy og på 0,65 Hz for luftputemodellen. Også Allievis konstant er økt til 0,335, men det må fortsatt tas høyde for elastisitetseffekten. En annen stor forskjell sammenlignet med svingesjaktmodellen, er at perioden til massesvinget er redusert til en fjerdedel. Dette kommer av at frekvensen varierer med det ekvivalente arealet i luftputekammeret, som er betydelig mindre enn friskeilarelaet i svingesjakta.

### *Frekvensanalyse - turbin 2.1*

Den analytisk beregnede u-rørfrekvensen på 0,0082 Hz vises som et hakk i grafene for både følgeforhold, avviksforhold og fasevinkel i AFF-diagrammene i avsnitt 7.4.2. Trykkstøtfrekvensen på 0,65 Hz, kan leses av der grafen for fasevinkelen første gang krysser -180°. Hva de små hakkene mellom kryssfrekvensen og trykkstøtfrekvensen kommer av er

fortsatt uvisst. AFF-diagrammet i Figur 7.19 med rask regulator, har et noe høyt avviksforhold på 6,19 dB ifølge kravet i ligning (2.18). I tillegg er differansen mellom kryssfrekvens og trykkstøtfrekvens kun  $\Delta f = 0,36$  Hz, og det er ønskelig at denne differansen er nærmere en dekade. Figur 7.20 viser hvordan turtallet raskt retter seg inn etter en endring i turtallets setpunkt i dette systemet.

For å få større avstand mellom trykkstøtfrekvens og kryssfrekvens kan man undersøke stabiliteten i systemet med en tregere regulator. AFF-diagrammet i Figur 7.21 viser et tregere system, og har både forsterkningsmargin, fasemargin og avviksforholdet godt innenfor stabilitetskravene gitt i ligning (2.17) og (2.18). Kryssfrekvensen er på 0,0543 Hz og det er mer enn en dekade mellom kryssfrekvens og første trykkstøtfrekvens på 0,65 Hz. Av Figur 7.22 ser vi hvordan turtallet bruker lenger tid på å justere seg opp til ønsket verdi ved en endring på 10 % av turtallets setpunkt. Her er stabiliteten god, men systemet kunne vært raskere. Dersom man velger denne luftputemodellen bør regulatorparameterne optimaliseres til en mellomting av regulatoren i Figur 7.19 og Figur 7.21, for å få et raskere reguleringsystem uten å utfordre stabilitetskriteriene.

### *Frekvensanalyse - turbin 2.2*

Den største turbinen har større treghetsmoment, og bedre stabilitet. Figur 7.23 viser hvordan alle stabilitetskriteriene er oppfylt, og Figur 7.24 understreker at dette er tilfelle selv for en rask regulator, hvor turtallet raskt stiller seg inn etter en endring i setpunktet. Kryssfrekvensen er på 0,153 Hz, og dersom denne er ønsket lavere for større avstand til trykkstøtfrekvensen, kan regulatorparameterne optimaliseres ytterligere. Luftputekammeret er plassert slik at det er 460 meter opp til fritt vannspeil. Enda bedre stabilitet kunne også vært oppnådd ved å flytte kammeret enda nærmere turbinen, for å få en enda høyere trykkstøtfrekvens. Det er likevel flere faktorer som spiller inn ved valg av plassering, slik som bergkvalitet og plassering i forhold til andre sprengte hulrom i fjellet. Men å flytte kammeret nærmere burde i hvert fall være med ved en vurdering.

Kort oppsummert ser vi at ved å flytte det frie vannspeilet nærmere turbinen, blir trykkstøtfrekvensen høyere. Det gir et mer stabilt system, og muligheter for å optimalisere regulatorparameterne for å få et raskere reguleringsystem uten fare for å begynne å regulere på trykkstøtfrekvensene.



### Simuleringer

Luftputekammeret tilfredsstiller kravene til reguleringsstabilitet, men dimensjonene på luftputekammeret i avsnitt 6.3.2, er i minste laget dersom man ikke aksepterer trykk foran turbinen på mer enn 15 % over maksimalt statisk trykk. Dersom kraftverket kjører på maks slukeevne og inn i fullt turbinavslag vil disse trykkøkningen bli på ca. 15,5 % som i Tabell 7-8. Det som også er verdt å merke seg er at trykkøkningen foran turbinen blir litt større ved lengre lukketid. Men trykkøkningen er så å si identisk for  $T_L = 6$  s og  $T_L = 7$  s, så det kan skyldes at det var små svingninger i systemet før turbinavslag.

Grunnet den lange tilløpstunnelen, vil massesvinget som oppstår ved avslag forårsake betydelig trykkøkning både i luftputekammeret og foran turbinen. Trykket foran turbinene er derfor undersøkt for lastforløp som gir dimensjonerende massesving. Det vil si at det er kjørt en oppstart med rampetid tilsvarende en kvart periode for massesvinget, og så et avslag i ugunstig fase. I Figur 7.26 ser vi hvordan dette forsterker trykkøkningen foran turbinen til så mye som 16,9 %. Dersom dette ikke er akseptabelt med tanke på utstyret som blir utsatt for det, må luftputekammeret dimensjoneres større. Opp- og nedsving vil bli mindre med økt vannspeilareal i luftputa, mens trykkøkningen blir mindre ved økt ekvivalent areal. Det vil si at både kammervolum og vannflateareal bør økes litt.

Opp- og nedsving i luftputekammeret er av samme størrelsesorden for analytiske beregningsmetoder og simuleringer i LVTrans. Verdier fra Tabell 7-7 og Tabell 7-8 i resultatdelen er ført inn i Tabell 8-4, for å lettere kunne sammenligne resultatene. De analytiske beregningene har heller ikke her tatt høyde for falltap ved stasjonær drift, og er beregnet som startnivå  $\pm \Delta z$ .

*Tabell 8-4: Sammenligning av overslagsberegninger og simuleringer av massesving. Opp- og nedsving for enkelt avslag/oppstart og dimensjonerende lastforløp*

	Analytisk ( $h_f=0$ )	LVTrans	Dimensjonerende lastforløp i LVTrans
Oppsving (kote)	91,94 (HRV)	91,77 (HRV)	91,80 (HRV)
Nedsving (kote)	90,06 (LRV)	90,30 (LRV)	89,69 (HRV)

Ved ugunstig lastforløp vil største simulerte oppsving nå kote 91,80 som i Figur 7.27, mens laveste nedsving vil nå kote 89,69 som i Figur 7.29. Gulvet i luftputa er ved kote 87,4, og laveste nedsving som er oppnådd ved simuleringer er 2,27 m over dette. Som nevnt i teorikapittelet er det vanlig å ha en vannseng på 1,5-2 m ved laveste nedsving, så dette er innenfor normalen. Det

er likevel viktig å være sikker på at dette nedsvinget ikke kan bli lavere, da en «blow out» er kritisk for systemet og i verste fall farlig. Som nevnt for luftputemodellen av Sauland 1 skader det ikke med en sikkerhetsmargin, i tilfelle overflatebølgene oppfører seg uforutsigbart eller friksjonen i tunnelene ikke blir som planlagt. Det er også viktig å understreke hvordan rampetiden påvirker nedsvinget. Dersom rampetiden er mindre enn en fjerdedel av u-rørsvingningenes periode og volumstrømdringen treffer ugunstig, vil det ha en voldsom forsterkende effekt, slik som i Figur 7.29. Figur 7.28 er inkludert for å illustrere hvordan rampetider lengre enn en kvart periode vil kunne utjevne slike svingninger. Det er derfor viktig å skreddersy rampetidene til forskjellige systemer, selv om systemene burde dimensjoneres for verste tenkelige situasjon.

Trykket i luftputekammeret ved simuleringer varierer innenfor intervallet 2,77 MPa til 3,57 MPa, noe som er vanlig størrelsesorden blant allerede eksisterende luftputekammer.

## 8.6 Sauland 2: Luftputekammer eller svingesjakt

Ved utbygging av Sauland 2 med svingesjaktmodellen presentert i denne oppgaven, risikerer man å ende opp med et system det er vanskelig å regulere. Reguleringsstabiliteten blir betydelig bedret i luftputemodellen. Dersom det ikke er noen andre faktorer som veier imot luftputeløsningen, slik som for eksempel grunnforholdene i området, er dette et naturlig valg. Siden overdekningen i området er stor kan det tenkes at utbyggingen av luftputekammer faktisk vil være økonomisk gunstig, da sprenging av den lange svingesjakta kan erstattes av en kortere tilkoblingstunnel og et lite luftputekammer.

## 8.7 Avløpstunnel

For ikke å få vannspeilet ned i tunnelen ved turbinavslag i ugunstig fase, ser vi av Tabell 7-9 (og Figur F.3 og Figur F.4 i Vedlegg F) at det må kraftig struping til. Dette kan forøvrig føre til at ikke nok vann følger ned i tunnelen, trykket kan bli veldig lavt bak turbinen og vi kan få avrivning av vannstrengen. Dette er veldig skadelig og absolutt ikke ønskelig i et kraftverk. Selv om det heller ikke er gunstig å få vannspeilet ned i avløpstunnelen, er dette fortsatt et bedre alternativ en kavitasjon og avrivning av vannstrengen bak turbinen.

Verdiene i Tabell 7-9 med svakere farge antyder nedsving til koter under tunneltaket eller for lavt trykk bak turbinen. Det ser derfor ut som en  $C_V$ -verdi på ca. 35 er det beste alternativet. Det er forøvrig usikkert hvor riktig denne angivelsen av trykket bak turbinen er, og det kan være risikabelt med for kraftig struping.  $C_V = 35$ , tilsvarer en innsnevring til 1,46 m<sup>2</sup> med koeffisient

for singulærtap på  $\xi = 0,6$ . I denne modellen er friskeilarealet antatt konstant i hele svingesjakten, også når vannoverflaten går under tunneltaket.

Ved å modellere svingesjakten slik at friskeilarealet blir mye større med en gang nedsvinget kommer under tunneltaket, vil nedsvinget bli mindre. Trolig er dette en bedre fremstilling av hva som faktisk vil skje. Sinuskurven får da «kuttet dalene» på de laveste nedsvingene. I Figur 7.30 ser vi hvordan nedsvinget i svingesjakten, med svært lite singulært tap, vil være mye større om man ikke tar med effekten av økt friskeilareal under tunneltaket.

Siden nedsvinget blir mye mindre ved å anta økt friskeilareal, kan det tyde på at nedsvinget ikke trenger å bli så stort problem likevel. Om denne modellen stemmer er det heller ikke nødvendig med like sterk struping. For modellen med innsnevring fra 25 m<sup>2</sup> til 4 m<sup>2</sup>, og økt friskeilareal under tunneltaket, viser simuleringen i Figur 7.31 et nedsvinget til 40,56 moh. Dette er bare så vidt under tunneltaket på 41,45 moh. Det er ikke en vanlig driftsituasjon at alle turbinene har avslag samtidig, så dette vil ikke skje ofte, men er likevel en situasjon som kan oppstå. Så lenge tunnelen bygges slik at potensielle luftlommer ikke blir liggende å skape problemer, vil dette lille nedsvinget sannsynligvis være av liten betydning. Den planlagte innsnevringen kan se ut til å være en god løsning.

Ved samme friksjon i avløpstunnelen ( $f = 0,061$ ), men veldig lite singulært tap i svingesjakta ( $C_V=100\ 000$ ) blir ikke nedsvinget større enn til 40,24 moh. som i Figur 7.30, så kanskje går det også greit med mindre struping enn til 4 m<sup>2</sup>.

Det som er verdt å merke seg er at friksjonen i avløpstunnelen vil ha stor innflytelse på massesvingningene. En mindre friksjonskoeffisient i avløpstunnelen vil føre til større amplitude på u-rørsvingningene og lavere trykk bak turbinen, siden vannmassene bruker lengere tid på retardasjonen. Dette ser vi i Figur 7.32. Her er nedsvinget vist for antatt friksjonskoeffisient ( $\lambda = 0,061$ ) og en lav friksjonskoeffisient ( $\lambda = 0,02$ ) i en svingesjakt med liten struping ( $C_V=100\ 000$ ) og arealutvidelse under tunneltaket. Her ser vi at nedsvinget når 38,64 moh. for en tunnel med  $\lambda = 0,02$ , mens det bare svinger ned til 40,25 moh. med  $\lambda = 0,061$ . Denne senkningen av friksjonskoeffisienten fører altså til et nedsving som er 1,6 m større ifølge denne simuleringen.

Sammenligning av trykket bak turbinen ved samme friksjonskoeffisienter er gjort i Figur 7.33. Det at trykket bak turbinen er så sterkt avhengig av friksjonen i avløpstunnelen, er det viktig å være klar over i tilfeller hvor det kan være fristende å benytte en tunnelboremaskin (TBM) for å få lavere falltap enn først planlagt. Dette vil øke produksjonen, men kan også få uønskede

konsekvenser. Dersom det viste seg at friksjonsfaktoren ble  $\lambda = 0,02$ , vil strupingen med  $C_V = 35$  gi trykk langt lavere enn damptrykket dersom simuleringene av trykket stemmer. Dette hadde vært kritisk for systemet ved turbinavslag fra maks slukeevne. I Figur 7.33 tilsvarer damptrykket -10 mVs, da skalaen er justert slik at 0 mVs tilsvarer 1 atm. Med  $C_V = 35$  og  $\lambda = 0,02$  blir trykket bak turbinen mindre enn -20 mVs i Figur 7.33, noe som er 10 mVs mindre enn damptrykket.

Det største oppsvinget ved dimensjonerende lastforløpet er beregnet til kote 69,94 dersom singularartetapet i svingesjakta er lite ( $C_V = 100\ 000$ ). For den foreslåtte strupingen ( $C_V = 250$ ) når dimensjonerende oppsving kote 67,05 (se Tabell 7-9). Dette er resultater beregnet med konstant frispeilareal, men det burde ikke ha så mye å si på oppsvinget. Dette betyr, avhengig av hvilken utforming man går for, at svingesjakta må tåle et oppsving til disse nivåene pluss eventuell sikkerhetsmargin uten at kraftstasjonen oversvømmes.

Kort oppsummert er det viktig med et godt estimat på friksjonstapet i avløpstunnelen. Dersom tunnelen ender opp med mye mindre friksjon enn planlagt kan man ende opp med større massesvingninger og for lavt trykk bak turbinen. Størrelsen på trykket bak turbinen er det mest kritiske, og en bør tenke seg nøye om før en setter inn en kraftig struping i svingesjakta. Det kan være tryggere med mindre struping i tilfelle det viser seg at friksjonen i avløpstunnelen blir mindre enn antatt. I og med at modellen med økt areal under tunneltaket viser at nedsvinget ikke blir så stort likevel ser det ut som om modellen med struping til  $4\text{ m}^2$  er en bra geometri for stabile svingninger i denne avløpstunnelen. Og om nedsvinget av og til går under tunneltaket, vil det mest sannsynlig ikke gå langt under, om modellen med økt frispeilareal antas representativ. Laveste simulerte trykk bak turbinen er også på ca. 7 mVs mer enn damptrykket ved denne strupingen (se Tabell 7-9).

## 9 Konklusjon

I denne oppgaven er forskjellige modeller av tilløpene og avløpet i Sauland kraftverk undersøkt. Resultatet er at kraftverket kan bygges med avløpstunnel og tilløp for Sauland 1 som planlagt. Begge disse er planlagt med svingesjakt. Også Sauland 2 ble først planlagt med svingesjakt, men denne utformingen gir et system med dårlig stabilitet. Luftputekammermodellen til Sauland 2 har vist seg som en bedre løsning.

### *Sauland 1*

Sauland 1 kan fint bygges både med svingesjakt og med luftputekammer. Luftputekammeret kan innføre vannspeilet nærmere turbinen, og gir bedre stabilitet og lavere trykkstøt. Men stabilitet oppnås også så lenge man stiller visse krav til modellen med svingesjakt. Siden man har mer erfaring med svingesjakter og det er enklere med tanke på vedlikehold, er det derfor naturlig å velge denne løsningen.

For modellen av Sauland 1 med svingesjakt er det viktig at innsnevringen i svingesjakta bygges høyere enn det største oppsvinget på 165,90 moh. Laveste nedsving oppnådd ved simulering er på 140,86 moh., og høyere enn tunneltaket på 134,35 moh. Det ser derfor ikke ut til at det er fare for luftinnsug i tilløpstunnelen. For å sikre reguleringsstabilitet og en ikke altfor treg regulator, burde svingmassenes treghetsmoment økes i forhold til verdien som er benyttet i denne oppgaven ( $GD^2 = 200 \text{ Tm}^2$ ). Dette vil også føre til mindre rusing av turbinen som med presentert modell var på 65,8 % relativt nominelt turtall ved turbinavslag og lukketid på 9 sekunder.

Med svingesjakt som i modellen blir største trykkstigning foran turbinen på 16 % relativt maksimalt statisk trykk med frekvensavhengig dempingsfaktor  $\lambda_f = 500\,000$  og på 13,2 % med  $\lambda_f = 50\,000\,000$ . Dette ved dimensjonerende lastforløp. Dersom trykket er for høyt, kan en slakere helning på svingesjakten vurderes, eller det kan innføres en omløpsventil som kan ta av vannet ved fullt turbinavslag og stenges langsommere enn lukketiden.

### *Sauland 2*

Sauland 2 bør bygges med luftputekammer. Systemet med svingesjakt har dårlig stabilitet, og dersom det skal oppfylle stabilitetskriteriene (avsnitt 2.4.4) blir reguleringsystemet veldig tregt og vanskelig å regulere. Ved å innføre et luftputekammer med initielt luftvolum på 2850 m<sup>3</sup> og utforming som i Tabell 6-5, blir reguleringsstabiliteten god og største trykk foran turbinen ved dimensjonerende lastforløp blir 16,9 % større enn maksimalt statisk trykk. Etter samtale med

utstørsleverandør må det bestemmes hvor stor trykkstigning som er akseptabel. Og dersom absolutt maks trykkstigning er 15 % relativt maksimalt statisk trykk, som anslått før start, bør både initielt luftvolum og vannspeiloverflaten prosjekteres noe større enn hva som er beregnet på i denne oppgaven. Gulvet i luftputekammeret er 87,4 moh. og laveste nedsving ved dimensjonerende lastforløp når kote 89,69. En vannseng på mer enn to meter burde sikre systemet mot luftkanoner opp gjennom systemet.

### *Avløpstunnel*

Avløpstunnelen er simulert på flere forskjellige måter. Beregningene som antas mest representative for det virkelige forløpet, antar at friskepeilarealet øker betydelig i det u-rørsvingningen kommer under tunneltaket. Med denne antagelsen, og innsnevring og friksjon som i planlagt modell, går nedsvinget til kote 40,56, så vidt under tunneltaket på kote 41,45. Dimensjonerende oppsving når 67,05 moh. Dette gjelder ved dimensjonerende lastforløp med maksimal slukeevne på alle turbinene samtidig.

Dersom friksjonen i avløpstunnelen holdes konstant ( $M = 34$  og  $f = 0,061$ ), og singularertapet i svingesjakten er veldig lite ( $C_V = 100\ 000$ ), når nedsvinget 40,24 moh., mens oppsvinget når 69,94 moh. Her antas også økt areal under tunneltaket. Dersom denne metoden for modellering av nedsvinget antas å gi representative svar, vil ikke nedsvinget i avløpstunnelen bli noe stort problem. Det bør derfor ikke være behov for kraftigere struping enn til 4 m<sup>2</sup> slik som foreslått.

Dersom friksjonen i avløpstunnelen blir mindre kan nedsvinget bli betydelig større. Typisk friksjonskoeffisient etter bruk av TBM er  $f = 0,02$ . For et slikt tilfelle blir nedsvinget modellert til 38,64 moh. selv om friskepeilarealet øker under tunneltaket. Men i et slikt tilfelle er ikke nødvendigvis løsningen å sette inn kraftigere struping, da dette kan føre til avrivning av vannstrengen. Det er derfor veldig viktig å vite størrelsesorden på friksjonskoeffisienten man kan forvente i avløpstunnelen, da dette vil påvirke dimensjoneringen.

## 10 Videre arbeid

En ting det kunne vært spesielt interessant å undersøke videre i denne oppgaven, er å se på effekten av å implementere ulike friksjons- og dempningsmodeller i LVTrans. Dette var tenkt å være en del av oppgaven, men oppgaven ble for omfattende til å inkludere det i denne omgang. Det finnes ingen gode simuleringsmodeller som tar hensyn til frekvensavhengig demping for både høyfrekvent og lavfrekvent dynamikk i samme system. Dette kunne vært av stor interesse og nytte.

Selv om kraftverket må dimensjoneres etter verst tenkelige tilfeller, hadde det vært interessant å se på normale lastforløp som kommer til å skje ofte. Dette kan for eksempel være at Sauland 1 kjører på bestpunkt, mens turbinene i Sauland 2 justeres opp og ned. Dette vil også føre til trykkstigninger og svingninger i svingesjaktene, men av mindre størrelser.

Dersom kraftverket blir bygd hadde det vært nyttig å gjort målinger og undersøkt hvor godt simuleringene stemmer med eksperimentelle verdier, for validering av modellene. Dette gjelder kanskje spesielt for trykket ved turbinens utløp, men også med tanke på den frekvensavhengige friksjonsfaktoren og andre størrelser.

Ved frekvensanalyse av luftputemodellene får alle grafene små utslag for enkelte frekvenser lavere enn trykkstøtfrekvensen. Noen små forstyrrelser vises også i transiente forløp i simuleringene i LVTrans. Det hadde vært av stor interesse å vite om det er et resultat av fysikken som foregår i luftputekammeret eller om det skyldes de numeriske beregningene i luftputeelementet, da de bare er å finne i modellene med luftputekammer.

I denne oppgaven er det forsøkt å benytte minst gunstige rampetid. Dersom det er aktuelt å kjøre oppstart på eget nett med raskere åpning av ledeapparatet, burde nedsvinget undersøkes for dette tilfellet. Ellers burde rampetid bestemmes i samråd med driftspersonell.





## 11 Feilkilder

Inputverdiene i LVTrans er midlertidig antatte verdier, og baserer seg på forenklete modeller. At kraftverket vil oppføre seg akkurat som i simuleringene er ingen garanti, da for eksempel bekeinntak kan innføre nye frekvenser i systemet. De geometriske målene burde være greie å forholde seg til ved bygging, men det er ikke sikkert at man klare å oppnå de planlagte friksjonskoeffisientene i et bygd kraftverk. Som nevnt i avsnittet om avløpstunnelen, vil dette kunne ha stor påvirkning på systemet. Også turbindinget er basert på en standard turbinmodell, og vil sannsynligvis endre seg noe ved videre planlegging av kraftverket.

En økning i svingmassenes akselerasjonstid har en stabiliserende effekt på systemet.  $T_a$  er derfor definert ved maksimal levert effekt, fordi dette gir minst  $T_a$  og dårligst stabilitet. For Sauland 2 er ikke maksimal effekt for hver av turbinene kjent, og verdier er anslått. Tregghetsmomentene baserer seg også på foreløpig antatte verdier fra Skagerak Kraft. Stabilitetsanalyse ved frekvensanalyse og rusetall for generator ved simulering er svært  $T_a$ -sensitiv. Dette burde man være oppmerksom på når endelige verdier for turbinenes tregghetsmoment og maksimale effekt skal bestemmes.

Ved beregning av maksimalt opp- og nedsving i ugunstig fase, vil størrelsen på u-rørsvingningene være avhengig av om man klarer å treffe på akkurat mest ugunstige tidspunkt, litt før eller litt etter. Hvor mye trykket øker i en slik situasjon er også avhengig av om avslaget inntreffer akkurat på rett sted i massesvingets forløp. Siden dette er en dimensjonerende størrelse, burde man implementere en liten sikkerhetsmargin.

Samtidig finnes det ikke gode nok friksjonsmodeller som tar hensyn til alle former for dempning. Dette betyr at u-rørsvingningene mest sannsynlig blir større i simuleringene enn i virkeligheten.

Ved simulering av hellende svingesjakter i LVTrans oppgir man kun arealet til det frie vannspeilet. Ingen lengde eller helning oppgis, og sannsynligvis antar LVTrans en vertikal sjakt med oppgitt areal. Etersom vannstrengen blir litt lenger på grunn av slak helning, har den reelle modellen noe lenger vei opp til fritt vannspeil. Dette fører til at refleksjonstidene i virkeligheten er noe lenger enn i LVTrans. Lenger refleksjonstid vil gi lavere trykkstøtfrekvens, og dårligere stabilitet. Det er for øvrig ikke snakk om store utslag i dette tilfelle, da mesteparten av lengden på vannstrengen er fra turbinen og opp til der svingesjakten er tilkoblet.



## 12 Litteraturliste

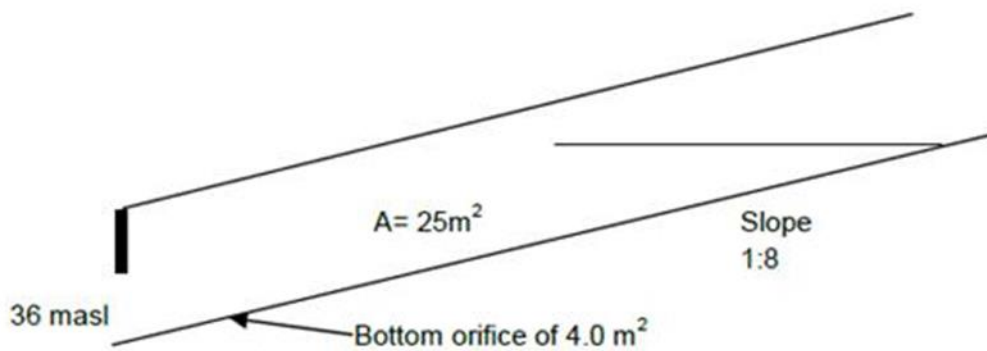
- BERG, K. R. 1988. *Fjellsprengningsteknikk, bergmekanikk, geoteknikk 1988*, [Trondheim], Tapir.
- BREKKE, H. 2003. *Pumper og turbiner: kompendium*, Trondheim, Tapir akademisk forlag, Kompendieforlaget.
- BROCH, E. 2005. Why did the hydropower industry go underground? *Underground Space Use. Analysis of the Past and Lessons for the Future, Two Volume Set*. Taylor & Francis.
- ERVIK, M. 1994. *Regulatorer for vannkraftmaskiner*, Oslo, Pensumtjeneste.
- FLADEN, B., HOLMQVIST, E. B., DAG & SWECO 2010. Veileder i planlegging, bygging og drift av små kraftverk. *Teknisk planlegging av kraftverk*. Norges vassdrags- og energidirektorat.
- GJEVIK, B. 2009. *Innføring i Fluidmekanikk MEK3230/4230* [Online]. Matematisk Institutt, Universitetet i Oslo. Available: [http://folk.uio.no/atlej/Mek4230/Mek4230\\_kompendium.pdf](http://folk.uio.no/atlej/Mek4230/Mek4230_kompendium.pdf) [Accessed 28.05 2015].
- GOODALL, D. C., BROCH, E., TEKLE, T. & KJØRHOLT, H. 1988. *Air cushion surge chambers for underground power plants*, [S.l.], [s.n.].
- GUTTORMSEN, O. 1988. *Vassdragsteknikk II*, Trondheim, Institutt for vassbygging, Seksjon for hydro-teknikk, Universitetet i Trondheim.
- HU, J., ZHANG, J., SUO, L. & FANG, J. Advance in Research on Air Cushion Surge Chamber in Hydropower Plant. ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2007a. American Society of Mechanical Engineers, 259-264.
- HU, J., ZHANG, J., ZHENG, Y. & SUO, L. Study on Operation Characteristics of Air Cushion Surge Chamber. ASME/JSME 2007 5th Joint Fluids Engineering Conference, 2007b. American Society of Mechanical Engineers, 99-102.
- HØIGAARD, M. 2010. Frequency response measurements at Svartisen Hydro Power Plant. Institutt for energi- og prosessteknikk.
- NIELSEN, T. K. 1990. *Dynamisk dimensjonering av vannkraftverk*, Trondheim, SINTEF.
- RATHE, L. 1975. An innovation in surge-chamber design. *Water Power & Dam Construction*, 5.
- RYDNING, A. 2007. *Systemdynamisk analyse av vannkraftsystem*. Hovedoppgave, Norwegian University of Science and Technology.
- RØSE, T. E. 2014. Dynamisk analyse av Sauland kraftverk. NTNU.

- STATNETT. 2015. *Drift og marked* [Online]. [www.statnett.no/Drift-og-marked/](http://www.statnett.no/Drift-og-marked/): Statnett.  
Available: [www.statnett.no/Drift-og-marked/](http://www.statnett.no/Drift-og-marked/) [Accessed 21.05.2015 2015].
- SVINGEN, B. 1996. *Fluid structure interaction in piping systems*, Trondheim, Universitetet i Trondheim, Norges tekniske høgskole, Thermal Energy Division, Mechanical Engineering Department.
- SVINGEN, B. 2007. Manual LVTrans for versjon 8\_1.2.4. SINTEF Energiforskning AS: SINTEF.
- WYLIE, E. B., STREETER, V. L. & SUO, L. 1993. *Fluid transients in systems*, Englewood Cliffs, NJ, Prentice Hall.

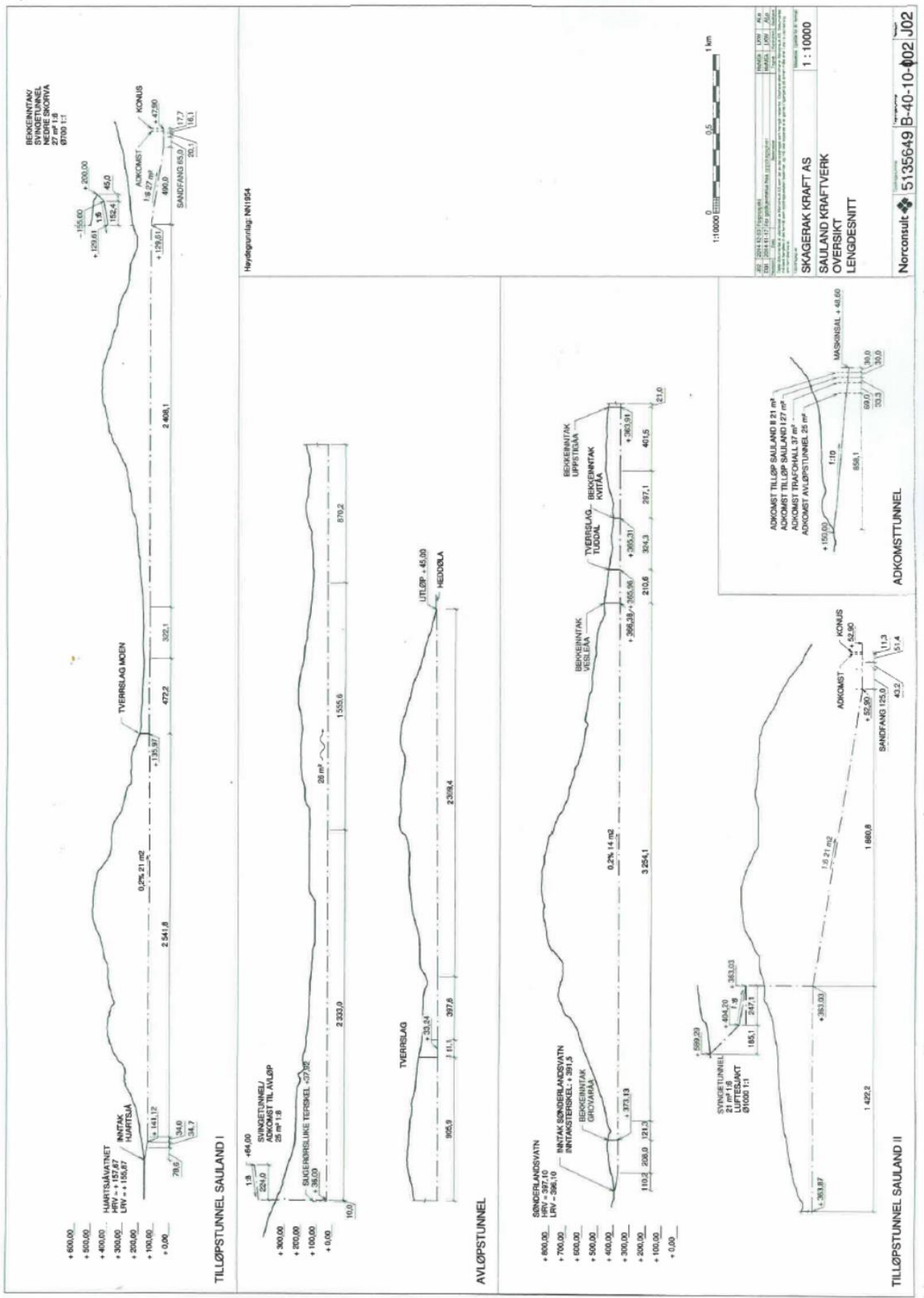
## 13 Vedlegg

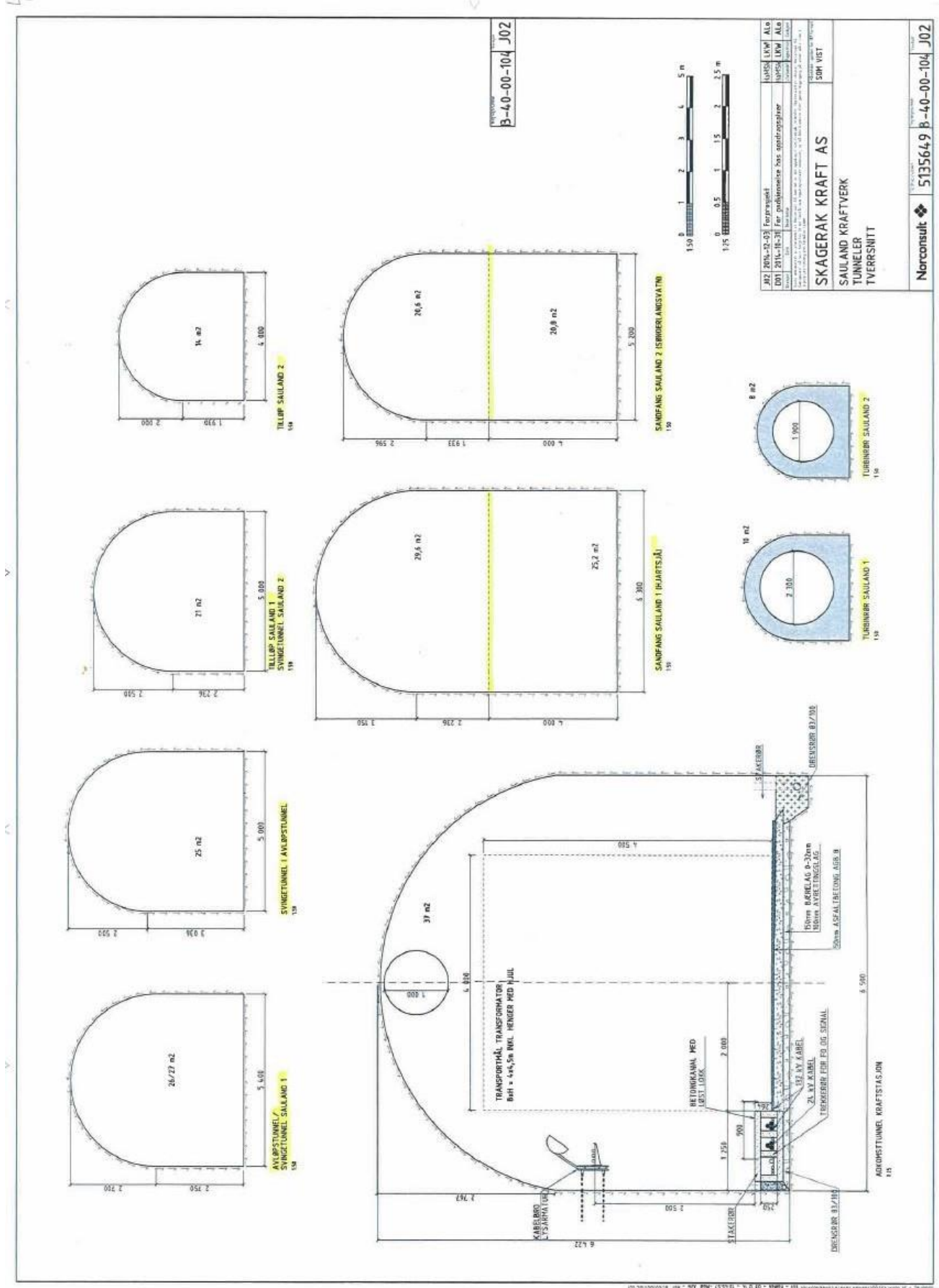
### A. Skisser av vannvei, tunnelverrsnitt og struping i svingesjakt (Norconsult)

Drafftube gate shafts	Junction	EI. 49.0 masl.
	A:	12.5 + 7.0+8.75 m <sup>2</sup>
	Slope:	Vertical
TW Surge shaft	Junction (invert)	EI. 36masl.
	A:	25m <sup>2</sup>
	Bottom orifice	4m <sup>2</sup>
	Slope.	1:8



TW Tunnel stretch	L:	8530 m
	A:	26m <sup>2</sup>





Projektnummer  
**B-40-00-104\_J02**

J02 2004-12-03	Projektstart	KODS	LIV	Äl
D01 2014-12-31	For godkännelse hos antragsställe	KODS	LIV	Äl
<b>SKAGERAK KRAFT AS</b> SÅLAND KRAFTVERK TUNNELER TVÄRSNITT 50M VST				
Norconsult <b>5135649 B-40-00-104_J02</b>				





## B. Modell

### Mål på rør og tunneler

Tabell B-1: Data om tunnelverrsnitt og trykksjakter. Tabell B-1 beskriver tverrsnittet av alle tunneler og rør som inngår i modellen.

*Tabell B-1: Data om tunnelverrsnitt og trykksjakter.*

Tunneltype	Tverrsnittareal [m <sup>2</sup> ]	Bredde [m]	Tunnelhøyde [m]	Hydraulisk	Effektiv
				diameter/radius [m]	diameter [m]
Tunnel	26,3	5,4	5,45	5,4276/1,3569	5,787
Tunnel	25	5,0	5,54	5,284/1,321	5,642
Tunnel	21	5,0	4,74	4,848/1,212	5,171
Tunnel	14	4,0	3,93	3,96/0,990	4,222

Rør	Tverrsnittareal [m <sup>2</sup> ]	Diameter [m]	Hydraulisk
			diameter/radius [m]
Trykksjakt	4,155	2,3	2,3/0,575
Trykksjakt	2,835	1,9	1,9/0,475

### Sauland 1 med svingesjakt

Tabell B-2: Lengder, areal og koter for modellen av Sauland 1 med svingesjakt

1	Rørlengde [m]	Z <sub>0</sub> [moh.]	Z <sub>1</sub> [moh.]	Tunnelareal [m <sup>2</sup> ]	Våt	Type tunnel	Friksjons
					periferi [m]		-faktor λ [-]
L11	113,3	150,0	141,12	21	17,326	Tunnel	0,064
L12	5778,2	141,12	129,61	21	17,326	Tunnel	0,064
L13	490,0	129,61	48,36	26,3	19,382	Tunnel	0,061
L14	118,9	48,36	47,90	26,3	19,382	Sandfang, tunnel og konus	0,061
L15	11,2	47,90	40,00	4,15	7,226	Trykksjakt m/stålforing	0,010
Sum	= 6511,6	-	-	-	-	-	-
Suge -rør	20	40	36	8,32	-	Sugerør	0,01

### Sauland 2 med svingesjakt

Tabell B-3: Lengder, areal og koter for modell av Sauland 2 med svingesjakt. Tilløp 1 og 2 settes til 10 m, og sugerør 1 og 2 til 20 m i LVTrans for å unngå for høyt courant-nummer.

2	Rørlengde [m]	Z <sub>0</sub> [moh.]	Z <sub>1</sub> [moh.]	Tunnelareal [m <sup>2</sup> ]	Våt	Type tunnel	Friksjons-
					periferi [m]		faktor λ [-]
L21	110,2	391,50	373,56	14	14,143	Tunnel	0,068
L22	6260,1	373,56	363,03	14	14,143	Tunnel	0,068
L23	1860,8	363,03	52,90	21	17,326	Tunnel	0,064
L24	230,9	52,90	52,90	21	17,326	Sandfang, tunnel og konus	0,064
L25	45	52,90	41	2,8353	5,969	Trykksjakt	0,01
Tilløp 1	10	40	40	1	3,5449	Trykksjakt	0,01
Tilløp 2	10	40	40	1,835	4,802	Trykksjakt	0,01
Sum	=8517	-	-	-	-	-	-

*Sauland 1 med luftputekammer*

*Tabell B-4: Lengder, areal og koter for en modell av Sauland 1 med luftputekammer.*

l	Rørlengde [m]	Z <sub>0</sub> [moh.]	Z <sub>1</sub> [moh.]	Tunnel- areal [m <sup>2</sup> ]	Våt periferi [m]	Type tunnel	Friksjons -faktor λ [-]
L11	6000,0	150,0	85,1	21	17,326	Tunnel	0,064
L12	150,0	85,1	66,5	21	17,326	Tunnel	0,064
L13	150,0	66,5	47,9	21	17,326	Tunnel	0,064
L14	120,0	47,9	47,9	21	17,326	Sandfang, tunnel og konus	0,064
L15	25	47,9	40,00	4,15	7,226	Trykksjakt m/stålforing	0,010
Sum	= 6445	-	-	-	-	-	-
Suge -rør	20	40	36	8,32 (ekvivalent)	10,22 (ekv.)	Sugerør	0,01
L_ac	50	66,5	74,0	21	17,326	Luftpute- tunnel	0,064

### Sauland 2 med luftputekammer

Tabell B-5: Lengder, areal og koter for modell av Sauland 2 med luftputekammer. Tilløp 1 og 2 settes til 10 m, og sugerør 1 og 2 til 20 m i LVTrans for å unngå for høyt courant-nummer.

2	Rørlengde [m]	Z <sub>0</sub> [moh.]	Z <sub>1</sub> [moh.]	Tunnelareal [m <sup>2</sup> ]	Våt		Friksjons-
					periferi [m]	Type tunnel	faktor λ [-]
L21	8000	391,50	92,4	14	14,143	Tunnel	0,068
L22	120	92,4	77,4	14	14,143	Tunnel	0,068
L23	200	77,4	55,0	14	14,143	Tunnel	0,068
L24	125	55,0	55,0	14	14,143	Sandfang, tunnel og konus	0,068
L25	45	55,0	40,0	2,835	5,969	Trykksjakt	0,01
Tilløp 1	10	40	40	1	3,5449	Trykksjakt	0,01
Tilløp 2	10	40	40	1,835	4,802	Trykksjakt	0,01
Sum	8500	-	-	-	-	-	-
Tunnel luftpute	80	77,4	87,4	14	14,143		

### Avløpstunnelen

Tabell B-6: Lengder, areal og koter for modellen av avløpstunnel.

Avløp	Rørlengde [m]	Z <sub>0</sub> [moh.]	Z <sub>1</sub> [moh.]	Tunnelareal [m <sup>2</sup> ]	Våt		Friksjons-
					periferi [m]	Type tunnel	faktor λ [-]
L6	10,0	40,00	36,00	26,3	19,382	Tunnel	0,061
L7	5775,8	36,00	33,24	26,3	19,382	Tunnel	0,061
L8	2707,0	33,24	33,24	26,3	19,382	Tunnel	0,061
Sum	=8492,8	-	-	-	-	-	-

### C. Utregning av $T_w$ og Allievis konstant for Sauland 2 med svingesjakt

#### Turbin 2.1

$$\begin{aligned}
 T_{w,2.1} &= \frac{Q_1}{gH_{LRV}} \sum \frac{L}{A} \\
 &= \frac{6}{9,81 \cdot 350,1} \\
 &\cdot \left( \frac{203,8}{21} + \frac{1860,8 + 230,9}{21} + \frac{45}{2,835} + \frac{10}{1} + \frac{20}{2,051} + \frac{10}{26} + \frac{80,62}{25} \right) \\
 &= 0,259503 \approx 0,260 \text{ s}
 \end{aligned}$$

$$T_a = 2,856$$

$$\frac{T_a}{T_w} = \frac{2,856\text{s}}{0,2595\text{s}} \approx 11,0$$

#### Turbin2.2

$$\begin{aligned}
 T_{w,2.2} &= \frac{Q_2}{gH_{LRV}} \sum \frac{L}{A} \\
 &= \frac{11}{9,81 \cdot 350,1} \\
 &\cdot \left( \frac{203,8}{21} + \frac{1860,8 + 230,9}{21} + \frac{45}{2,835} + \frac{10}{1,83} + \frac{20}{3,72} + \frac{10}{26} + \frac{80,62}{25} \right) \\
 &= 0,4472177\text{s} \approx 0,447\text{s}
 \end{aligned}$$

$$T_a = 4,2$$

$$\frac{T_a}{T_w} = \frac{4,2}{0,447} = 9,39597 \approx 9,4$$

#### Turbin 2.1 og 2.2

$$\begin{aligned}
 T_{w,tot} &= \frac{Q_{tot}}{gH_{LRV}} \sum \left( \frac{L}{A} + \frac{L}{A_1 + A_2} \dots \right) \\
 &= \frac{17}{9,81 \cdot 350,1} \cdot \left( \frac{203,8}{21} + \frac{1860,8 + 230,9}{21} + \frac{55}{2,835} + \frac{20}{5,77} + \frac{10}{26} + \frac{80,62}{25} \right) \\
 &= 0,672187\text{s} \approx 0,672 \text{ s}
 \end{aligned}$$

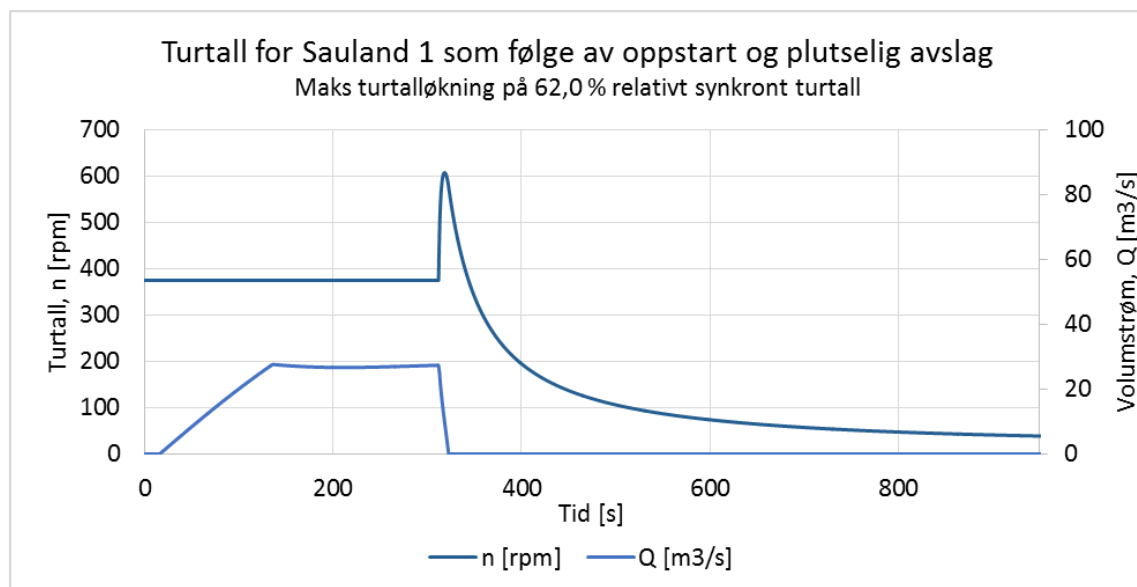
$$h_w = \rho = \frac{T_w}{T_r} = \frac{0,672\text{s}}{3,92\text{s}} \approx 0,17$$



## D. Simuleringer for Sauland 1 med svingesjakt ved bestpunkt

Tabell D-1: Resultater fra simuleringer av enkle avslag og oppstarter for å finne størrelser på retardasjonstrykk, opp- og nedsving ved bestpunkt,  $Q=25\text{m}^3/\text{s}$ . Alt utenom nedsving i øvre svingesjakt er beregnet ved HRV.

$Q=25\text{m}^3/\text{s}$	Dimensjonerende størrelser				Lukketid			
					8 sek	9 sek.	10 sek.	11 sek
Svingesjakt 1 oppsving (kote)	Nåværende	innsnevring	HRV		164,86	164,86	164,86	164,86
	ved kote: 155							
Svingesjakt 1 nedsving (kote)	Minst: 134,35	(tunneltak)	LRV		145,88	145,88	145,88	145,88
Maks turtall [rpm]	(Nominelt turtall: 375 rpm)		HRV		600,12	606,048	610,93	614,98
Maks turtallsøkning [%]	Oppgis produsent.		HRV		60,03	61,61%	62,91%	63,00%
Maks trykk foran turbinen [mVs]	128,42	(15 %)	HRV		129,21	128,71	128,33	127,98
	122,84	(10 %)						
Maks trykkstigning over statisk trykk (HRV)	16,75	(15 %)	HRV		17,54	17,04	16,66	16,33
	11,17	(10 %)						
Prosentmessig trykkstigning relativt statisk trykk (HRV)	$\approx 15\%$		HRV		15,71%	15,26%	14,92%	14,62%

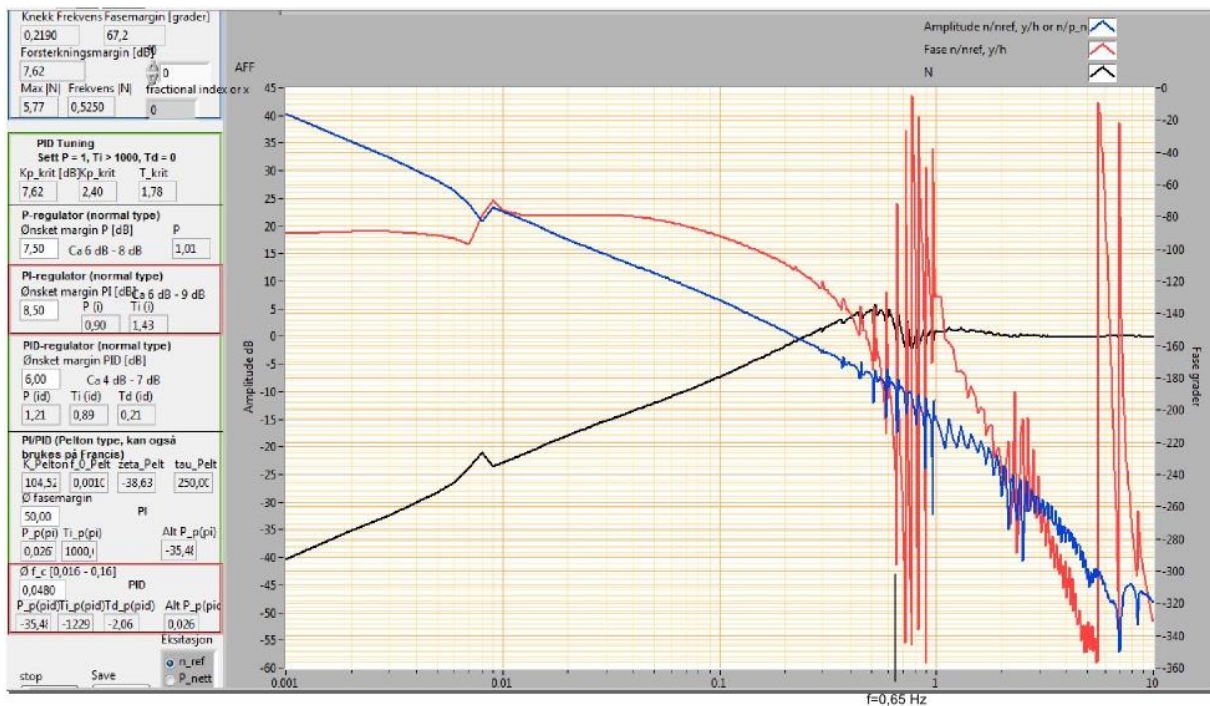


Figur D.1: Turtall ved oppstart og påfølgende avslag i Sauland 1 med svingesjakt. HRV,  $Q=28\text{m}^3/\text{s}$  og  $T_L=9\text{s}$ .

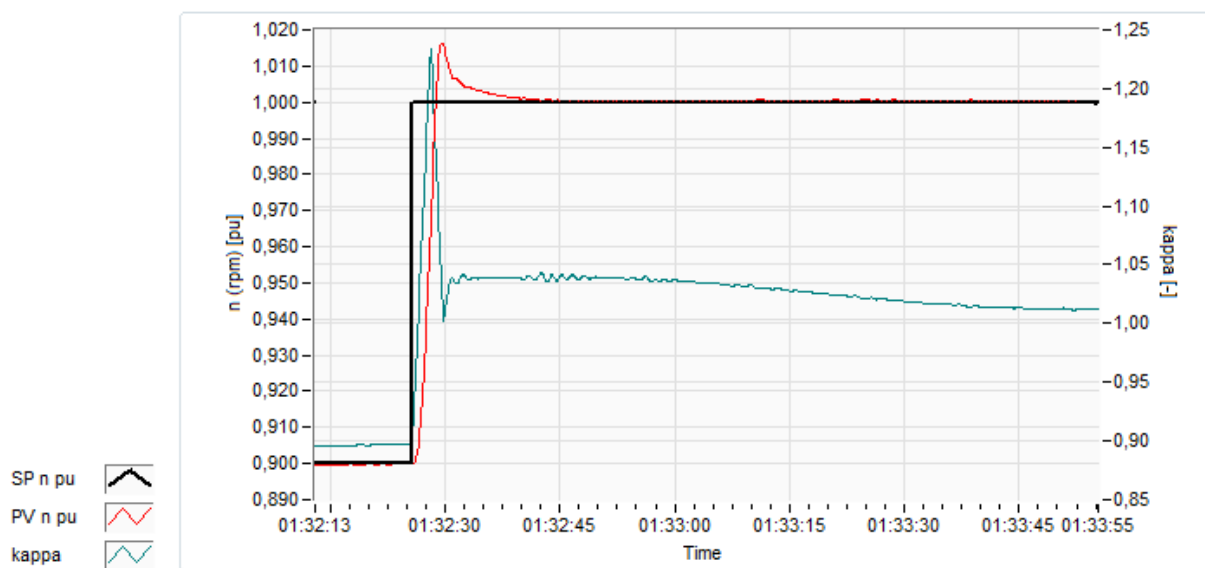




## E. Frekvensanalyse Sauland 2 med luftputekammer



Figur E.1: Frekvensanalyse av Sauland 2, turbin 2.2 med  $T_a=4,2$  s og regulatorparameterne  $K_p=5,8$ ,  $T_D=5$  og  $T_N=0,2$ .

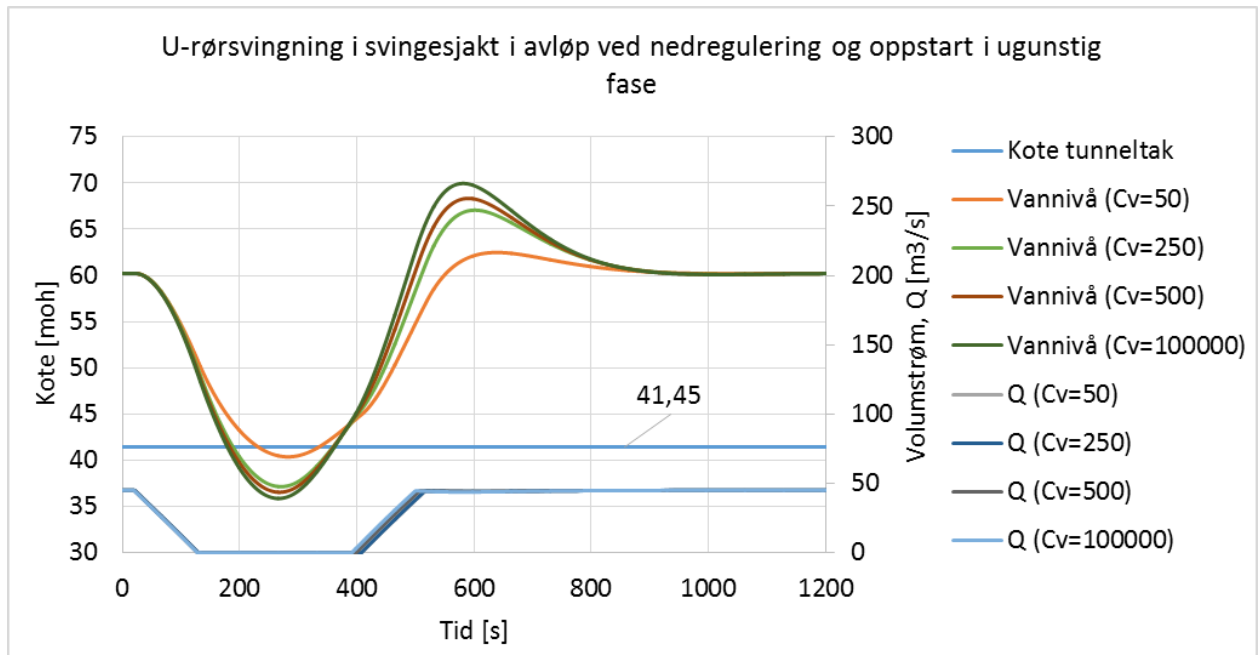


Figur E.2: Regulering av turtall med rask regulator for turbin 2.2. Regulatorparameterne er  $K_p=5,8$ ,  $T_D=5$  og  $T_N=0,2$ . Grafen viser hvordan turtallet raskt stiller seg inn ved en endring av turtallets setpunkt på 10 % ved øydrift.

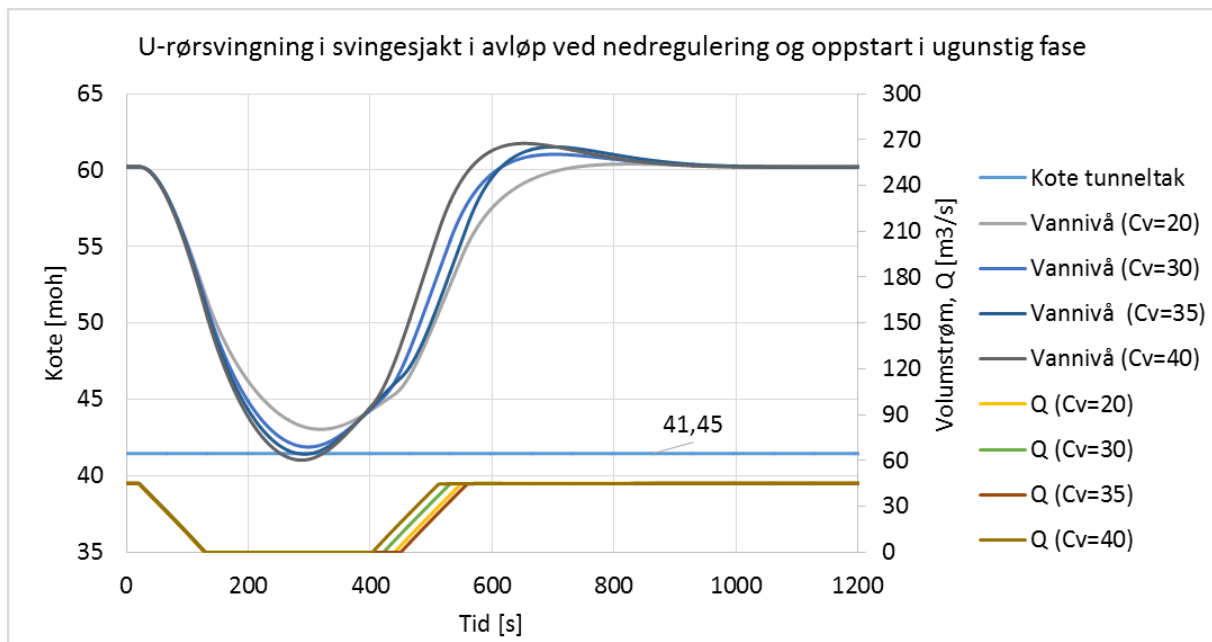


## F. Simuleringer av massesving i avløpstunnelens svingesjakt

Scenario 2 fra avsnitt 7.5 er illustrert i Figur F.1 og Figur F.2, for mange ulike grader av struping.

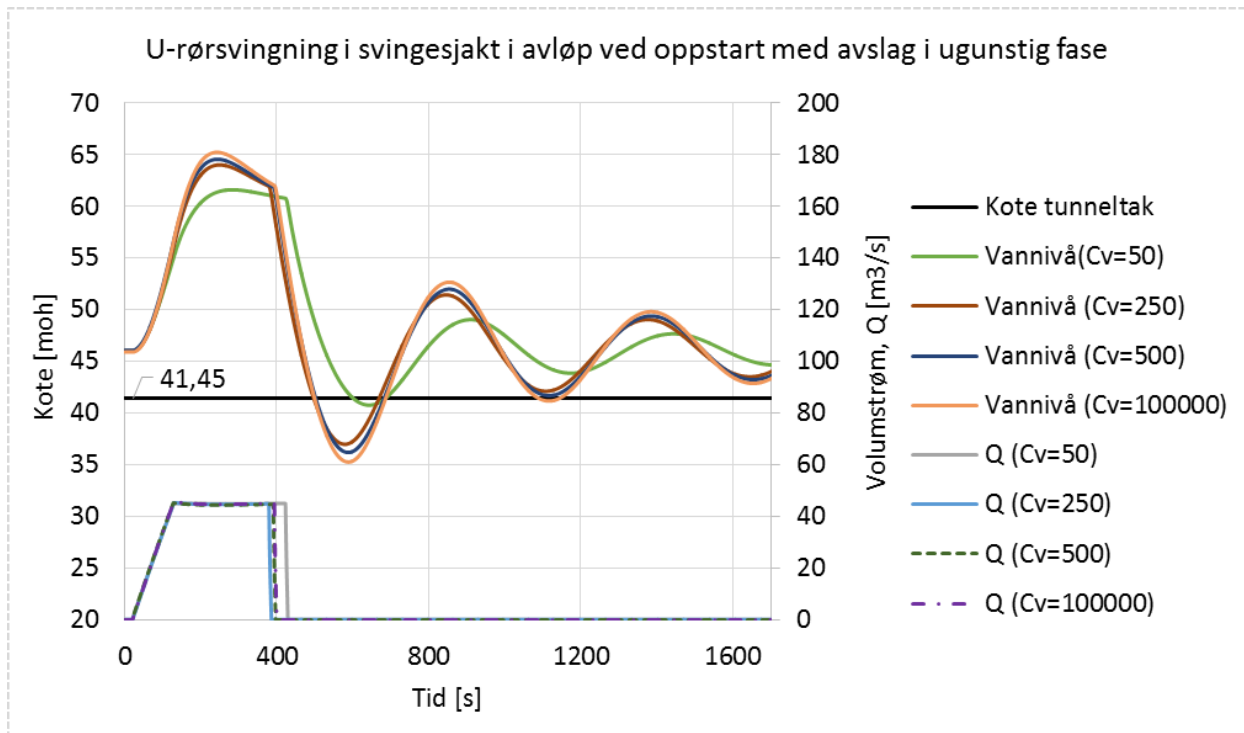


Figur F.1: Maksimalt oppsving i svingesjakta i avløpet ved liten eller ingen struping.

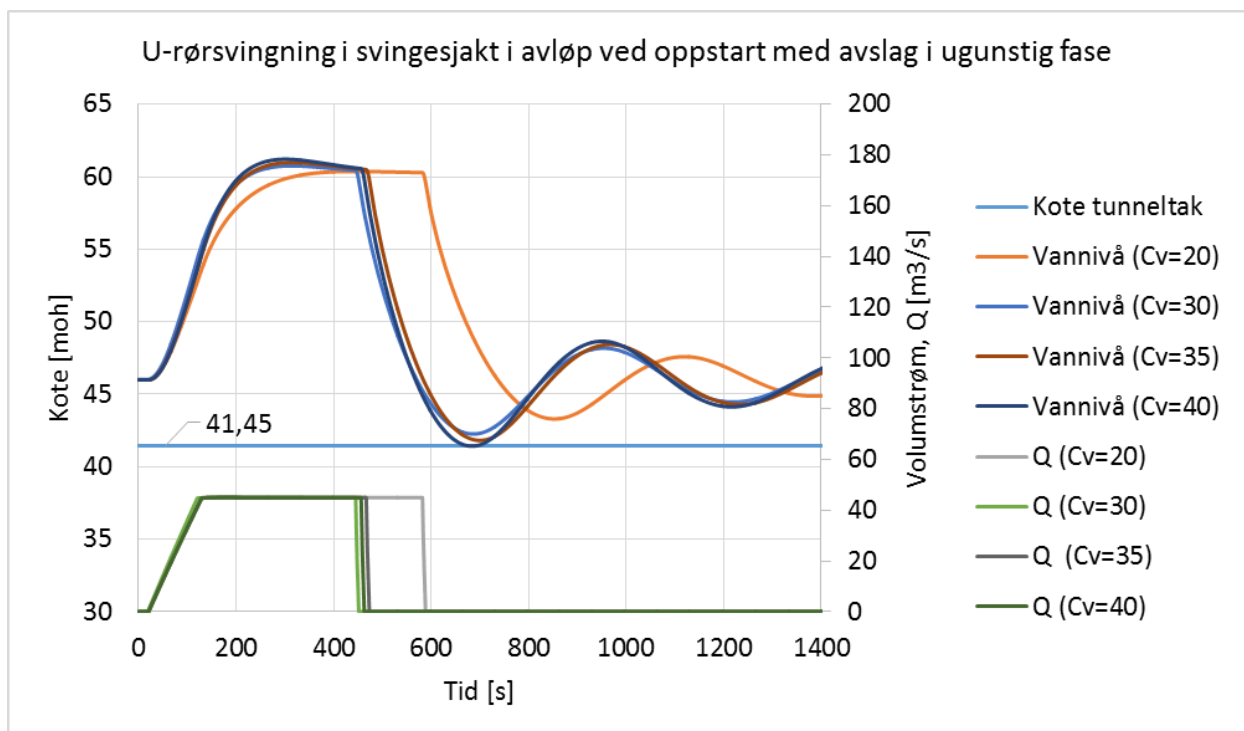


Figur F.2: Maksimalt oppsving i svingesjakta i avløpet ved kraftig struping.

Figur F.3 og Figur F.4 er resultatet av simuleringer av scenario 4 fra avsnitt 7.5 for mange ulike grader av struping. For hver aktuelle struping viser grafen om nedsvinget vil gå under tunneltaket.



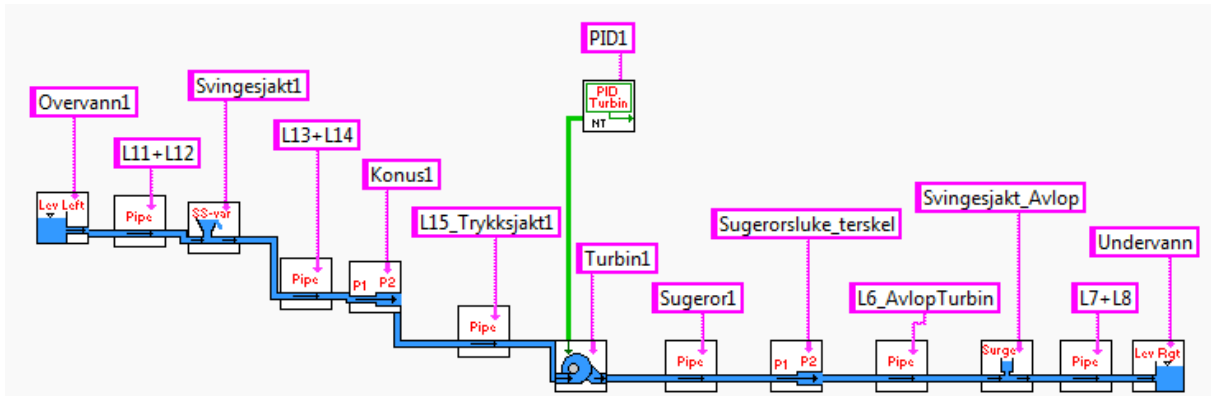
Figur F.3: Maksimalt nedsving i svingesjakt i avløpet ved liten eller ingen struping.



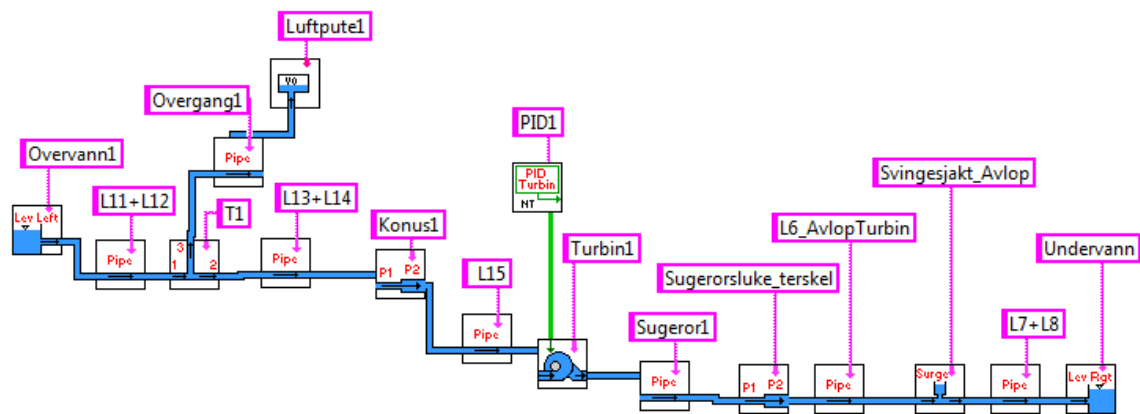
Figur F.4: Maksimalt nedsving i svingesjakt i avløpet ved kraftig struping.

## G. Modellene i LVTrans

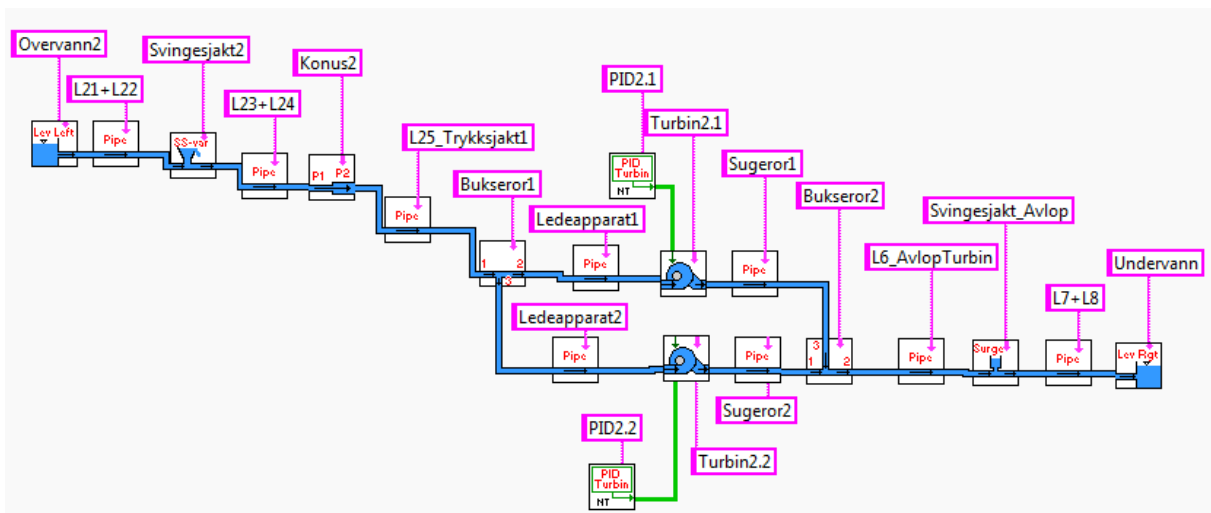
Sauland 1 med svingesjakt



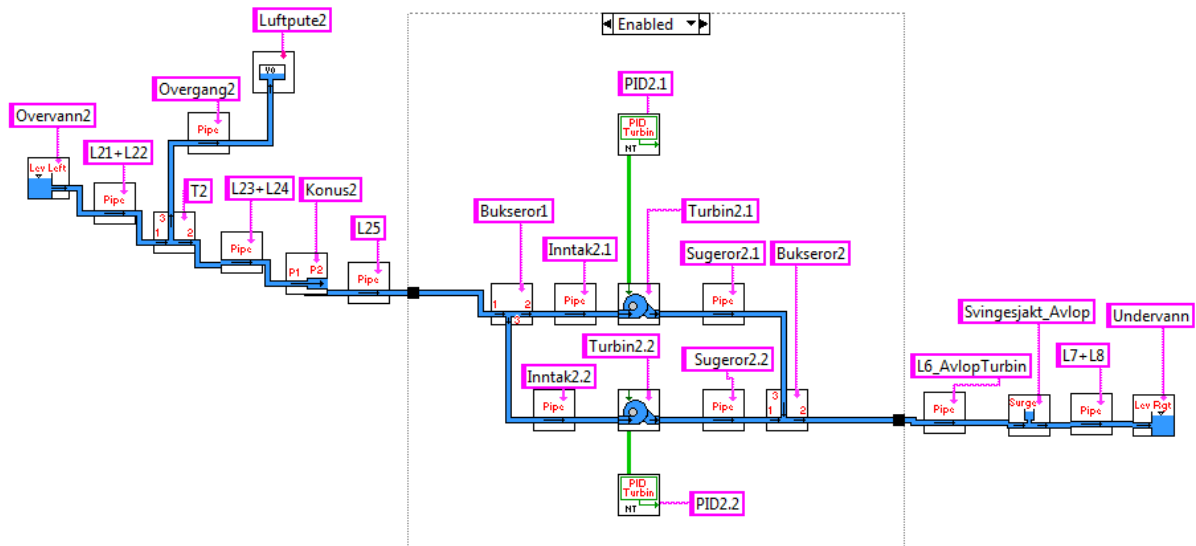
Sauland 1 med luftputeekammer



Sauland 2 med svingesjakt



## Sauland 2 med luftputekammer



Systemstrukturen er tilsvarende for svingesjaktmodellene og luftputemodellene, bare at «T», «Overgang» og «Luftpute» er erstattet med «Svingesjakt». For hvert element er det lagret en datafil med informasjon med blant annet geometri, koter og friksjonskoeffisienter. Ved simuleringene er friksjonskoeffisient  $\lambda=0,01$  benyttet for trykksjakter og rør. Friksjonskoeffisient som skal tilsvare et Mannings tall på 34 er benyttet for tunnelene. Havnivået er satt som datum.  $H_0$  oppstrøms turbinen settes lik HGL fra datum. HGL i ethvert punkt oppstrøms turbinen tilsvarer HGL minus falltapet fram til punktet. Nedstrøms turbinen tilsvarer  $H_0$  og HGL koten til undervannet, pluss falltapet mellom punktet og undervannet.  $H_0$  er kun en startverdi for simuleringene i LVTrans, så om disse ikke er helt riktig er det ikke så viktig for kvaliteten på simuleringene.

### Turbinmodell

Inputverdiene som må spesifiseres for turbinelementet er beregnet i en standard turbinmodell som baserer seg på en metode laget av Hermod Brekke. Til dette benyttes et regneark som ligger ved i LVTrans i mappen *LVTrans\_useful\_francis\_design*. Regulatorelementet henter også informasjon om effekt og turtall fra dette regnearket, vist i Figur G.1, Figur G.2 og Figur G.3.



