

Effektregulering av vannkraftverk med Peltonturbiner

Tarjei Lid Riise

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2016

Hovedveileder: Torbjørn Kristian Nielsen, EPT

Medveileder: Anja Rydning, BKK
Bjørnar Svingen, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2016-101

MASTEROPPGAVE

for

Student

Tarjei Lid Riise

Våren 2016

Effektregulering av vannkraftverk med Pelton turbiner

*Power regulation of hydro power plant with Pelton turbines***Bakgrunn og målsetting**

Evanger kraftverk, eid av BKK, har 3 peltonaggregat på 110 MW hver. Nominell fallhøyde er 765 mVs. Kraftverket har en lang driftstunnel med flere bekkeinntak. I prosjektoppgaven ble en modell etablert ved hjelp av simuleringsprogrammet LVTrans.

Det planlegges nå en større rehabilitering av Evanger kraftverk. Oppdatert styring/regulering vil kunne gi muligheter for raskere start/stopp av kraftverket. BKK er derfor interessert i kraftverkets stabilitet ved endret driftsmønster. Da spesielt knyttet til raskere regulering.

Masteroppgaven skal i hovedsak knyttes til oppnåelse av rask effektregulering.

Opgaven bearbeides ut fra følgende punkter

- 1 Litteraturstudie spesielt med tanke på effektregulering
- 2 Beskrive av markedsmekanismene og konsekvenser for drift av kraftverket
- 3 Forbedre LVTrans-modellen ved bla. å implementere 3 turbiner
- 4 Simuler effektpådrag og evaluere hurtigheten før og etter en revisjon av nålesstyringen
- 5 Verifisere simuleringene ved målinger på Evanger 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 prosesssteknikk.

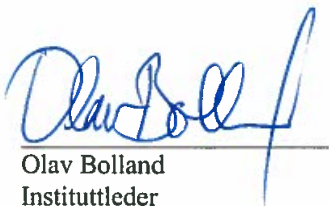
Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del 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, strømningsteknisk, varmeteknisk)
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 15. januar 2016


Olav Bolland
Instituttleder


Torbjørn K. Nielsen
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e): Anja Rydning, BKK
Bjørnar Svingen

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet på Vannkraftlaboratoriet ved NTNU våren 2016. Oppgaven, som er skrevet i samarbeid med BKK, er en fortsettelse av prosjektoppgaven ”Dynamisk modellering av vannkraftverk”.

Takk til Torbjørn K. Nielsen for veiledning og innspill til oppgaven. Takk til Bjørnar Svingen for installering og hjelp i modelleringsprogrammet LVTrans. En stor takk rettes til Anja Rydning i BKK for tegninger av og informasjon om Evanger kraftverk. I januar hadde vi i tillegg et møte på hovedkontoret til BKK i Bergen. Der diskuterte vi masteroppgaven og hva som hadde vært interessant å finne ut. Det har vært motiverende å skrive om et ekte vannkraftverk, der kunnskapene jeg har tilegnet meg gjennom studiet kan anvendes.

Jeg ønsker til slutt å rose det gode miljøet på Vannkraftlaboratoriet. Gjennom året har vi blitt en sammensveiset gruppe som har hjulpet hverandre underveis. Dette har gjort det trivelig å skrive masteroppgaven som markerer slutten på utdannelsen min ved NTNU.



Tarjei Lid Riise

Trondheim, 10. juni 2016

Sammendrag

Denne masteroppgaven er en fortsettelse av prosjektoppgaven ”Dynamisk dimensjonering av vannkraftverk”. Evanger kraftverk skal rehabiliteres. Kraftverket er driftet av BKK og er Norges 10. største. Ønsket er nå å oppnå mer stabil og hurtigere effektregulering. En måte å oppnå dette er å oppdatere reguleringssystemet. Å skifte til nye injektorer med individuell nålstyring, er en av planene.

Masteroppgaven tar først for seg dynamikk i vannkraftverk. Deretter forklares effektregulering i et vannkraftsystem og hvordan kraftmarkedet legger rammer for kraftproduksjonen. Videre vises det hvordan Evanger kraftverk ble modellert i LVTrans i prosjektoppgaven, og hvilke forbedringer som er gjort. Det er tilstrebet å få kraftverksmodellen så lik Evanger kraftverk som mulig. Likevel er informasjonen som er implementert, bestemt ut ifra hva kraftverkselementene i LVTrans etterspør. Drift av kraftverket er simulert, og relevant driftsdata er samlet inn og evaluert.

Det er utført frekvensanalyse av alle turbinaggregatene for å evaluere reguleringshurtighet og reguleringsstabilitet. Dette er gjort med regulatorparametere fra BKK, samt regulatorparametere foreslått av LVTrans. Frekvensanalysene gjort i LVTrans er sammenlignet med en frekvensanalyse utført i Evanger kraftverk under idriftsettelsen av en av turbinene. Noen endringer i modellen er gjort underveis for å undersøke samsvar med teoretiske forslag til forbedret effektregulering.

Abstract

This master thesis is a continuation of the project work "Dynamic modelling of hydro power plant". Evanger power plant is to be rehabilitated. The power plant is operated by BKK and is Norway's 10th largest. The intention is now to achieve more stable and faster power regulation. One way to achieve this is to update the governing system. Switching to new injectors with individual needle control is considered.

Initially in this master thesis, the dynamics in a hydro power plant are investigated. Afterwards, power regulation in a hydroelectric power system is explained. How the energy market frames the power generation is also examined. Then the thesis shows how Evanger power plant was modelled in LVTrans in the project work, and how it has been improved. It is aimed to obtain a power plant model as similar to the Evanger power plant as possible. Nevertheless, the information that is implemented is determined by what the elements in LVTrans request. Running the power plant is simulated, and relevant data is collected and evaluated.

It is performed frequency analysis of all the turbine aggregates in the model in order to evaluate the regulation stability and the regulation speed. It is done with governing parameters given by BKK and governing parameters suggested by LVTrans. The frequency analysis results from LVTrans are compared with a frequency analysis done in Evanger power plant during the start-up of one of the turbines. Certain changes of the model are made during the analysis to investigate accordance with theoretical suggestions for governing improvements.

Innhold

Forord	v
Sammendrag	vii
Abstract	ix
Figurer	xiii
Tabeller	xv
Symboler	xvii
1 Innledning	1
2 Bakgrunn	3
2.1 Evanger kraftverk	3
2.2 Rehabilitering	5
3 Teori	7
3.1 Vannkraftsystemet	7
3.1.1 Rør og tunneler	8
3.1.2 Svingesjakt	10
3.1.3 Turbin og generator	13
3.1.4 Regulator	15
3.2 Effektregulering	17
3.2.1 Regulering av Peltonturbin	17
3.2.2 Turbinregulator	21
3.3 Reguleringsstabilitet	24
3.3.1 Stabilitet i et dynamisk system	24
3.3.2 Frekvensanalyse	26
3.3.3 Reguleringsstabilitet i vannkraftverk	29
3.4 Kraftmarked	32
3.4.1 Reservemarkedene	33
3.4.2 Regulerkraftmarkedet	34
4 Metode	35
4.1 Modellering	35
4.1.1 Tidligere arbeid	35
4.1.2 Forbedring av kraftverksmodellen	38
4.2 Simulering	41
4.2.1 Effektregulering	41
4.2.2 Frekvensanalyse	42
4.2.3 Vannivå i svingesjakt	44

5 Resultater	47
5.1 Overslagsberegninger	47
5.1.1 Reguleringsstabilitet	47
5.1.2 Svingesjakt	50
5.2 LVTrans	52
5.2.1 Frekvensanalyse	52
5.2.2 Effektregulering	60
5.2.3 Vannivå i svingesjakt	63
6 Diskusjon	65
6.1 Generelt	65
6.2 Modelling	65
6.3 Simulering	66
6.4 Resultater	67
6.5 Feilkilder	69
7 Konklusjon	71
8 Videre arbeid	73
9 Litteraturliste	75
Vedlegg	77
A Utvalgte figurer	77
A.1 Figurtegninger fra BKK	77
A.2 Geografi	83
A.3 LVTrans	85
B Utvalgte tabeller	92
B.1 Inntastede parametere i kraftverksmodellen	92
B.2 Regulatorparametere	101

Figurer

2.1	Skisse av Evanger kraftverk (bkk.no, 2015)	3
2.2	Peltonløpehjul (Brekke, 2003)	5
3.1	Et vannkraftsystem (Nielsen, 2015)	7
3.2	Typisk tunnelprofil i et vannkraftverk	9
3.3	Volumstrøm før og etter svingesjakt	11
3.4	Peltonløpehjul med seks injektorer (Skaare, 2014)	18
3.5	Effekt som funksjon av nålposisjon (IEEE, 2011)	19
3.6	Peltondyse (Skaare, 2014)	19
3.7	Deflektor (Brekke, 2003)	20
3.8	Blokkdiagram for en PID-turbinregulator (Nielsen, 2015)	22
3.9	Summasjon av statikken til flere turbinaggregater (Nielsen, 2015)	23
3.10	Effektdistribusjon ved frekvensendring (Nielsen, 2015)	24
3.11	Blokkdiagram for et tilbakekoblet system	25
3.12	Frekvensanalyse med amplitude- og fasediagram	26
3.13	Stabilitetsmarginer i et bodediagram (Balchen, Andresen og Foss, 2013)	28
4.1	Parametervinduet til rør i LVTrans	35
4.2	Kraftverksmodellen før svingesjakt (Riise, 2015)	37
4.3	Kraftverksmodellen etter svingesjakt (Riise, 2015)	37
4.4	Tilløpsrørene til de tre turbinene i Evanger kraftverk (Rydning, 2016)	38
4.5	De tre turbinaggregatene i Evanger kraftverk modellert i LVTrans	39
4.6	Parametervinduet til Peltonturbin i LVTrans	39
4.7	Programkjøringsvinduet i LVTrans	41
4.8	Parametervinduet til turbinregulator i LVTrans	42
4.9	Parametervinduet til turbinregulator under frekvensanalyse i LVTrans	43
4.10	AFF-diagram i LVTrans ved isolert drift	43
4.11	AFF-diagram for turbinaggregat 1 når samtlige turbinaggregater kjøres på nett	44
4.12	Parametervinduet til svingesjakt i LVTrans	45
5.1	T_w som funksjon av trykksjakt diameter	49
5.2	Skjematisk tegning av den skrå svingesjakten i Evanger kraftverk	52
5.3	AFF-diagram for turbinaggregat 1 med regulatorparametere fra BKK	53
5.4	AFF-diagram for turbinaggregat 2 med regulatorparametere fra BKK	53
5.5	AFF-diagram for turbinaggregat 3 med regulatorparametere fra BKK	54
5.6	AFF-diagram for turbinaggregat 1 med foreslåtte regulatorparametere fra LVTrans	56
5.7	$ N _{max}$ som funksjon av K_p for de tre turbinaggregatene	56

5.8	ω_c som funksjon av K_p for de tre turbinaggregatene	57
5.9	$ N _{max}$ og ΔK som funksjon av T_a for turbinaggregat 1 . . .	58
5.10	AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 7$ s og trykksjakt diameter utvidet til 3,5 m	59
5.11	AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 6$ s og trykksjakt diameter utvidet til 4,5 m	59
5.12	10 % senking av setpunkteffekt for forskjellig T_a	61
5.13	10 % økning av setpunkteffekt for forskjellig T_a	61
5.14	Overgangen fra nettdrift til isolert drift for turbinaggregat 1 .	62
5.15	Overgangen fra isolert drift til nettdrift for turbinaggregat 1 .	62
5.16	Vannivå i svingesjakten ved fullt turbinavslag	63
5.17	Vannivå i svingesjakten ved fullt turbinpådrag	64

Tabeller

2.1	Tekniske data for Evanger kraftverk (bkk.no, 2015)	4
2.2	Turbindata for turbin 3 i Evanger kraftverk (Rydning, 2016)	4
3.1	Forbindelsen mellom fartstall og valg av turbintype (Brekke, 2003)	17
3.2	Prosesstabilitet bestemt av ω_c og ω_{180}	27
4.1	Delstrekningene til driftstunnelen i Evanger kraftverk (Riise, 2015)	36
4.2	Regulatorparameterne for de tre turbinaggregatene i Evanger kraftverk (Rydning, 2016)	40
5.1	Utrekningen av $\sum \frac{L}{A}$ fra svingesjakten til turbinaggregat 3	48
5.2	Stabilitetsmarginene for de tre turbinaggregatene med regulatorparametere fra BKK	54
5.3	Regulatorparametere foreslått av LVTrans	55
5.4	Stabilitetsmarginene for turbinaggregat 1 med regulatorparametere foreslått av LVTrans	55
5.5	Stabilitetsmarginer for turbinaggregat 1 med økt T_a	57
5.6	Stabilitetsmarginer for turbinaggregat 1 med økt T_a og økt trykksjakt diameter	60

Symboler

Δh	Trykktap	[m]
ΔK	Forsterkningsmargin	[dB]
Ω	Fartstall	[–]
ω	Svingefrekvens	[Hz]
ω_0	Turbinens gjennomsnittlige referanseturtall	[rad/s]
ω_c	Kryssfrekvens	[Hz]
ψ	Fasemargin	[°]
ρ	Tetthet	[kg/m ³]
A	Areal	[m ²]
A_s	Tverrsnittsarealet til svingesjaktåpningen	[m ²]
A_T	Tunneltverrsnittsareal	[m ²]
A_{fylt}	Væskesytt tverrsnittsareal i tunnel og rør	[m ²]
A_{Th}	Thomatversnittet	[m ²]
D	Diameter	[m]
D_s	Diameteren til svingesjaktåpningen	[m]
f	Friksjonsfaktor	[–]
f_{Hz}	Nettfrekvens	[Hz]
g	Gravitasjonsakselerasjon	[m/s ²]
H	Total trykkehøyde	[m]
h	Hydraulisk trykkehøyde	[m]
H_0	Turbinens gjennomsnittlige referansetrykkehøyde	[m]
H_e	Effektiv trykkehøyde	[m]
HRV	Høyeste regulerte vannstand	[m]
I_M	Tregghetsmoment	[kgm ² /s ²]
I_{el}	Elektrisk strøm	[A]
J	Polart tregghetsmoment	[kgm ²]

K	Kompressibilitetsmodul	[Pa]
k_f	Tapskoeffisient	[-]
K_p	Proporsjonalitetskonstant	[-]
L	Lengde	[m]
LRV	Laveste regulerte vannstand	[m]
M	Manningstallet	[m ^{1/3} /s]
n	Turtall	[RPM]
n_{ref}	Referanseturtall	[RPM]
n_{synk}	Synkront turtall	[RPM]
P	Effekt	[W]
P_0	Turbinens gjennomsnittlige referanseeffekt	[W]
P_g	Elektrisk generert effekt	[W]
P_h	Hydraulisk effekt	[W]
P_n	Effekt ut på det elektriske nettet	[W]
P_r	Roterende effekt	[W]
$P_{våt}$	Våt periferi i tunnel og rør	[m]
Q	Volumstrøm	[m ³ /s]
Q_0	Turbinens gjennomsnittlige referansevolumstrøm	[m ³ /s]
t	Tid	[s]
T_a	Aksellerasjonstid for svingmasser	[s]
T_d	Integraltidskonstant	[s]
T_N	Derivattidskonstant	[s]
T_w	Tilløpstid for vannmasser	[s]
U	Elektrisk spennning	[V]
v	Hastighet	[m/s]
x	Avstand i x-retning	[m]
Z	Antall polpar i en generator	[-]
z	Geostatisk trykkhøyde	[m]
z_s	Vannivå i svingesjakt	[m]

1 Innledning

Evanger kraftverk skal rehabiliteres. På Evanger kraftverk er det tidligere ikke blitt utført større rehabiliteringer utenom skiftning av løpehjul og revisjon av nålservoer. Ønsket er nå å oppdatere reguleringsystemet til kraftverket, slik at det kan håndtere hurtigere effektregulering. I den forbindelse skal denne masteroppgaven ta for seg reguleringsstabiliteten og reguleringshurtigheten til en modell av Evanger kraftverk.

Hensikten med denne masteroppgaven er å forbedre modellen som ble laget i prosjektoppgaven ”Dynamisk dimensjonering av vannkraftverk”. Modelleringen foregår i det LabVIEW-baserte modelleringsprogrammet LVTrans, hvor drift av kraftverket simuleres. Driften av kraftverket kan logges og overføres til Excel for analyse. Man kan også utføre frekvensanalyse av turbinaggregatene i programmet. Medveileder i BKK, Anja Rydning, bistår med informasjon om kraftverket.

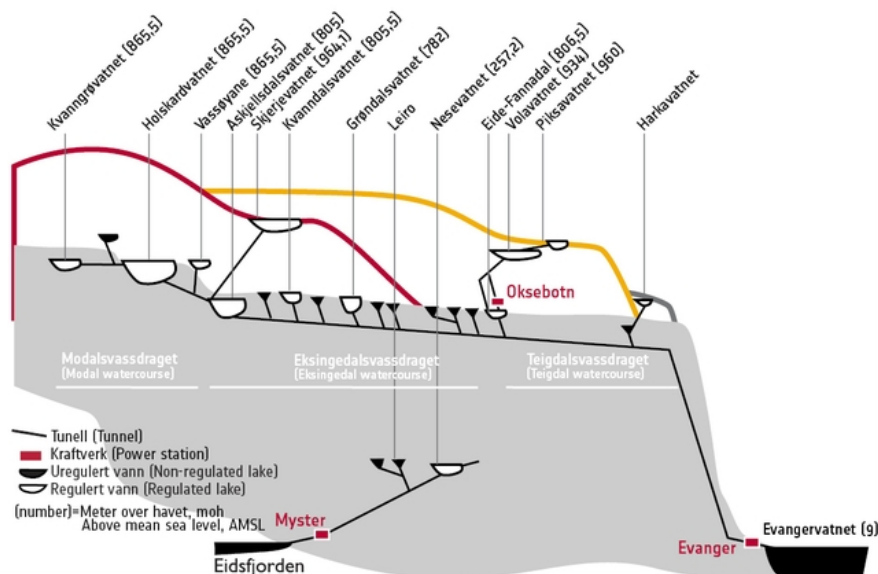
Oppgaven krever enn innføring i effektregulering og reguleringsstabilitet. Dynamikk i vannkraftverk vil også bli forklart. Ønsket om hurtigere regulering av kraftproduksjon kommer som følge av at fremtidens energimarked krever det. Markedsmekanismer og konsekvenser for drift av vannkraftverk vil derfor også bli beskrevet.

2 Bakgrunn

Teksten om Evanger kraftverk i kapittel 2.1 er hentet fra prosjektoppgaven (Riise, 2015). Forslag om prosjektoppgave og masteroppgave, om Evanger kraftverk, var det BKK selv som kom med. I prosjektoppgaven ble det bygget en modell av Evanger kraftverk i LVTrans. Denne ble brukt til å se på endringene av at deler av driftstunnelen ble strosset¹. Dette var en av planene som var under evaluering i forbindelse med rehabiliteringen av kraftverket. BKK gjorde en kostnadsvurdering og fant ut at strossing av driftstunnelen ikke ville lønne seg. Planene om strossing ble derfor lagt vekk. Dette gjorde at fokuset i masteroppgaven ble endret til effektregulering og driftsstabilitet.

2.1 Evanger kraftverk

Evanger Kraftverk ligger i Voss kommune i Hordaland. Kraftverket er BKKs største kraftverk og det 10. største i Norge. Den midlere årsproduksjon til kraftverket er på 1267 GWh. Utbyggingen av kraftverket startet i 1963, med første oppstartsår i 1969. Figur 2.1 viser en skisse av Evanger kraftverk. I vedleggskapittelet A.1 finnes det flere figurtegninger av kraftverket.



Figur 2.1: Skisse av Evanger kraftverk (bkk.no, 2015)

¹Utvidelse av tunneltverrsnitt

Tabell 2.1: Tekniske data for Evanger kraftverk (bkk.no, 2015)

Tekniske data	
Kraftverk	Evanger
Kommune	Voss
Nedslagsfelt	254,3 km ²
Tilsig	700,8 mill m ³
Driftstunnel, lengde	34,4 km
Driftstunnel, tverrsnitt	30 m ²
Fallhøyde	770 m
Ytelse	330 MW
Turbin	3 Pelton
Midlere årsproduksjon	1267 GWh
Ferdig utbygd	1969/1977

Kraftverket har en nominell fallhøyde på 765 m. Driftstunnelen er 34 km lang og Askjelldalsvatnet er inntaksmagasinet. Tekniske data for Evanger kraftverk er gjengitt i tabell 2.1. Kraftverket har tre 110 MW Pelton-turbinaggregater. Data for turbin 3 er gjengitt i tabell 2.2. De tre turbinene i Evanger kraftverk er tilnærmet like (Rydning, 2016).

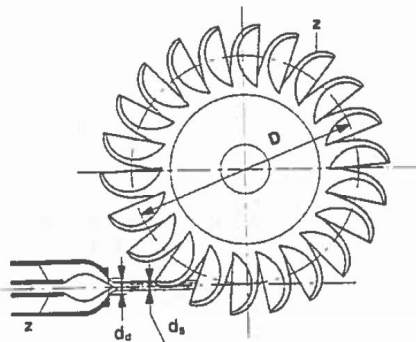
Tabell 2.2: Turbindata for turbin 3 i Evanger kraftverk (Rydning, 2016)

Turbindata for turbin 3	
Turbin	3
Fabrikkat	Andritz Hydro AS
Konstruksjonsfallhøyde	765 m
Turtall	500 RPM
Nominell effekt	110,59 MW
Pitch diameter løpehjul	2285 mm
Antall skovler	22
Antall injektorer	6

2.2 Rehabilitering

En tidligere rehabiliteringsplan for Evanger kraftverk var å strosse deler av driftstunnelen for å blant annet redusere falltap. Prosjektoppgaven gikk ut på å lage en forenklet modellering av Evanger kraftverk. Modellen ble brukt til å undersøke virkningene av tunnelutvidelsen. Planen ble lagt vekk ettersom utvidelsen ikke er lønnsom med dagens lave kraftpriser. Det er også strenge krav til behovsprøving for alle rehabiliteringsplaner (Rydning, 2016).

BKK ønsker nå å rehabilitere Evanger kraftverk for å tilpasse kraftverket et energimarked i endring. Et av ønskene er å oppnå raskere effektregulering. Det er planlagt å oppdatere reguleringsystemet for å kunne utføre hurtigere start og stopp av kraftverket. Å skifte til nye injektorer med individuell nålstyring er en av planene. BKK er i den forbindelse interessert i kraftverkets stabilitet ved endret driftsmønster. Det er derfor interesse for at en student modellerer Evanger kraftverk i et modelleringsprogram for å utføre reguleringsanalyser. Reguleringsstabilitet og reguleringshurtighet skal evalueres ved kjøring av turbinaggregatene. Muligheter for å oppnå høyere reguleringshurtighet skal også undersøkes. Kraftverket har tre Pelton-turbiner med seks dyser hver. Figur 2.2 viser et Peltonløpehjul. Peltondysen nederst i venstre spruter vann inn på løpehjulet og får det til å rotere. I kapittel 3.2.1 står det mer om drift og regulering av Pelton-turbiner.



Figur 2.2: Peltonløpehjul (Brekke, 2003)

3 Teori

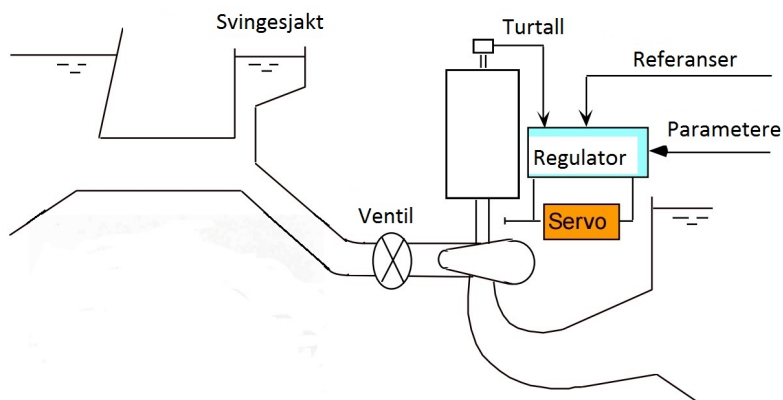
Dynamikken i et vannkraftverk bygges på en rekke ligninger som presenteres i kapittel 3.1 i henhold til Nielsen (1990). Store deler av teoriteksten i kapittel 3.1 er hentet fra prosjektoppgaven (Riise, 2015).

3.1 Vannkraftsystemet

Et vannkraftverk består, fra et systemdynamisk perspektiv, av følgende komponenter:

- Vannveier i form av rør, tunneler og trykksjakter
- Svingsjakt
- Turbin og generator
- Regulator

Figur 3.1 viser en skisse av et vannkraftverk. Driftstunnelen går fra hovedmagasinet til trykksjakten, som leder vannet ned til turbinen. Nederst i driftstunnelen er det i noen kraftverk plassert en svingsjakt som bidrar til et fritt vannspeil nærmere turbinen. Dette minsker tregheten i vannmassene og bedrer reguleringsstabiliteten.



Figur 3.1: Et vannkraftsystem (Nielsen, 2015)

3.1.1 Rør og tunneler

Den totale trykkehøyden er definert som summen av hydraulisk trykkehøyde h og geostatisk trykkehøyde z . Dette gir

$$H = h + z \quad (3.1)$$

Kontinuitetsligningen for en vannstreng er gitt ved

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (3.2)$$

der trykkforplantningshastigheten a er gitt som

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (3.3)$$

Bevegelsesligningen for en vannstreng er gitt ved

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + f \frac{v|v|}{2D_h} = 0 \quad (3.4)$$

Darcy-Weisbachs friksjonsformel gir at friksjonstapet i sirkulære rør er gitt som

$$\Delta h = f \frac{L}{D_h} \frac{v|v|}{2g} \quad (3.5)$$

Hvis volumstrømmen Q settes som tilstandsvariabel, er friksjonstapet i sirkulære rør gitt som

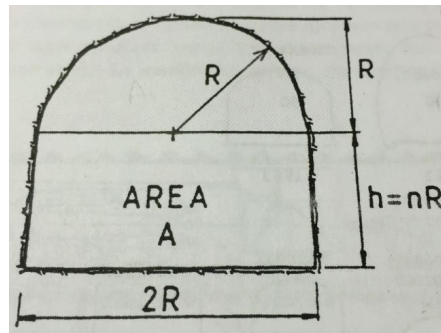
$$\Delta h = k_f Q|Q| \quad (3.6)$$

der tapskoeffisienten k_f blir

$$k_f = f \frac{L}{2gA_T^2 D} \quad (3.7)$$

Figur 3.2 viser et typisk tunnelverrsnitt i et vannkraftverk. Ruhet i tunnelveggene fører til økt friksjon som fører til falltap. Dette kan kompenseres

ved å øke tverrsnittsarealet (Guttormsen, 2013).



Figur 3.2: Typisk tunnelprofil i et vannkraftverk

For å beregne falltap i vanntunneler, er ofte Mannings formel brukt (ligning 3.8). Falltapet er da uttrykt ved (Guttormsen, 2013)

$$\Delta h = \frac{L}{M^2} \frac{v^2}{R_h^{\frac{4}{3}}} \quad (3.8)$$

Ved å innføre $v = \frac{Q}{A_T}$ i ligning (3.8), får man

$$\Delta h = \frac{L}{M^2} \frac{Q^2}{A_T^2 R_h^{\frac{4}{3}}} \quad (3.9)$$

Hydraulisk radius blir brukt som en karakteristisk størrelse for uregelmessige tverrsnittsareal. Dette er hensiktsmessig å bruke når man skal modellere tunneler som sirkulære rør. Hydraulisk radius er gitt som (Cengel og Cimbala, 2012)

$$R_h = \frac{A_{fylt}}{P_{våt}} \quad (3.10)$$

I henhold til figur 3.2 vil den våte periferien $P_{våt}$ bli med $n = 1$ lik

$$P_{våt} = 2R + R + R + \frac{2\pi R}{2} = 4R + \pi R$$

$$P_{våt} = (4 + \pi)R \quad (3.11)$$

Et uttrykk for tunneltverrsnittet A_T , som funksjon av R , finnes ved å uttrykke arealet til tunnelfiguren i figur 3.2 som

$$A_T = (2R)R + \frac{\pi R^2}{2} = \left(2 + \frac{\pi}{2}\right)R^2 \quad (3.12)$$

Omforming av ligning (3.12) gir at uttrykket for R , som funksjon av A_T , blir

$$R = \sqrt{\frac{A_T}{2 + \frac{\pi}{2}}} \quad (3.13)$$

Setter man ligning (3.13) inn i ligning (3.11), får man at at den våte periferien kan uttrykkes som

$$P_{v\hat{a}t} = (4 + \pi) \sqrt{\frac{A_T}{2 + \frac{\pi}{2}}} \quad (3.14)$$

Hydraulisk diameter for et sirkulært rør er gitt som (Cengel og Cimbala, 2012)

$$D_h = 4R_h = \frac{4A_{fyllt}}{P_{v\hat{a}t}} \quad (3.15)$$

Ligningen for hydraulisk diameter, som funksjon av tverrsnittsarealet A_T , får man ved å sette inn ligning (3.14) i ligning (3.15). Dette gir

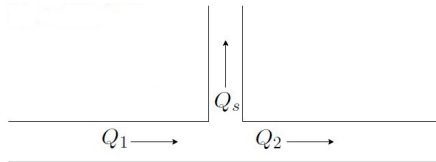
$$D_h = \frac{4A_T}{(4 + \pi) \sqrt{\frac{A_T}{2 + \frac{\pi}{2}}}}$$

$$D_h = \sqrt{\frac{8A_T}{4 + \pi}} \quad (3.16)$$

3.1.2 Svingesjakt

Ifølge Nielsen (1990) er det to hensikter med svingesjakter i et vannkraftsystem. Det ene er for å begrense retardasjonstrykket ved turbinen, og det andre er for å bedre reguleringskvaliteten. I dette kapittelet skal det fokuseres på den sistnevnte hensikten.

En svingesjakt i et vannveisystem håndterer vannivåsvingninger på grunn av endret pådrag på turbin. Det er derfor essensielt å kartlegge nedre og øvre svingegrense. Farene som må unngås er luftinnsug ved for lavt vannivå, samt overflom ved for høyt vannivå. Når man skal beregne nedre og øvre svingegrense, er det henholdsvis fullt avslag og fullt pådrag på turbinen som er dimensjonerende (Nielsen, 1990).



Figur 3.3: Volumstrøm før og etter svingesjakt

Kontinuitetsligningen anvendt på koblingen mellom driftstunnel, svingesjakt og trykksjakt gir

$$Q_1 = Q_2 + Q_s \quad (3.17)$$

Volumstrømmen inn i svingesjakten Q_s er gitt ved

$$Q_s = A_s \frac{dz_s}{dt} \quad (3.18)$$

der z_s er vannnivå i svingesjakten. Kombineres ligningene (3.17) og (3.18), får man et uttrykk for det tidsderiverte vannivået i svingesjakten lik

$$\frac{dz_s}{dt} = \frac{1}{A_s} (Q_1 - Q_2) \quad (3.19)$$

U-rørssvingninger, som nevnes i kapittel 3.3.3, er svingninger mellom svingesjakt og inntaksmagasin som forekommer når pådraget på turbinen endres. Dette er svingninger som beveger seg relativt sakte, noe som gjør at den elastiske effekten til vannet ikke påvirker svingeforløpet (Nielsen, 1990). Dette gir en uendelig stor trykkforplantningshastighet a (ligning 3.3). En uendelig stor a gir ved bruk av ligning (3.2) at

$$\frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (3.20)$$

Dette medfører konstant volumstrøm Q gitt ved

$$Q = vA = \textit{konstant} \quad (3.21)$$

De tre leddene til venstre for likhetstegnet i bevegelsesligningen, ligning (3.4), kan skrives som

$$g \frac{\partial H}{\partial x} = g \frac{H_2 - H_1}{L} \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{A} \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (3.23)$$

$$f \frac{v|v|}{2D} = \frac{k_f}{L} Q|Q| \quad (3.24)$$

Ved å sette inn ligningene (3.22), (3.23) og (3.24) i ligning (3.4), får man

$$\frac{L}{gA} \frac{dQ}{dt} = H_1 - H_2 - k_f Q|Q| \quad (3.25)$$

Ved å anta tapsfrie u-rørssvingninger mellom sjakt og magasin, kan man skrive ligning (3.25) som

$$\frac{L}{gA} \frac{dQ_s}{dt} = -(H_2 - H_1) = -\Delta z$$

$$\frac{L}{gA} \frac{dQ_s}{dt} = -\Delta z \quad (3.26)$$

Driftstunnelen mellom inntaksmagasinet og svingesjakten er ofte satt sammen av flere delstrekninger. Tunnelstrekningene kan ha forskjellige lengder og tverrsnittsarealer. Ligning (3.26) skrives derfor om til

$$\sum \frac{L}{A} \frac{dQ_s}{dt} = -\Delta z \quad (3.27)$$

hvor den tidsderiverte volumstrømmen i svingesjakten skrives om til

$$\frac{dQ_s}{dt} \sim \frac{\Delta Q}{\Delta t}$$

Dette gir

$$\frac{\sum \frac{L}{A} \Delta Q}{g \Delta t} = -\Delta z \quad (3.28)$$

Ligning (3.19) kan skrives som

$$\frac{\Delta z}{\Delta t} = -\frac{1}{A_s} \Delta Q \quad (3.29)$$

Kombineres ligning (3.28) med ligning (3.29) får man

$$\Delta z = \pm \Delta Q \sqrt{\frac{\sum \frac{L}{A}}{g A_s}} \quad (3.30)$$

Ligning (3.30) gir oss høydesvingningene i en svingesjakt. Ved fullt turbinavslag forekommer det et oppsving i svingesjakten. Da nyttes positivt fortegnet. Ved nedsving i sjakten, som forekommer ved fullt turbinpådrag, blir fortegnet på høyre side av ligningen negativt (Nielsen, 1990).

3.1.3 Turbin og generator

Effektiv trykkehøyde foran turbin er gitt som

$$H_e = H_0 - \Delta h \quad (3.31)$$

der H_0 er den nominelle fallhøyden og Δh er falltapet i vannveien. Den effektive trykkehøyden blir da vanntrykket foran turbinen. Den tilgjengelig hydrauliske effekten som turbinen kan utnytte er gitt som

$$P_h = \rho g Q H_e \quad (3.32)$$

Roterende effekt blir omdannet fra hydraulisk effekt i turbinen. Roterende effekt er gitt ved

$$P_r = I_M \omega \quad (3.33)$$

der I_M er treghetsmoment som kan skrives som produktet av polart treghetsmoment J og tidsderivert vinkelhastighet $d\omega/dt$. Uttrykket for I_M blir da

$$I_M = J \frac{d\omega}{dt} \quad (3.34)$$

Ved å putte uttrykket for I_M inn i ligning (3.33), får man at roterende effekt kan skrives som

$$P_r = J\omega \frac{d\omega}{dt} \quad (3.35)$$

Vinkelhastigheten ω er gitt som

$$\omega = \frac{2\pi n}{60 \text{ [s/min]}} \quad (3.36)$$

der n er turbinens turtall. Generatoren på sin side genererer en elektrisk effekt gitt som

$$P_g = UI_{el} \quad (3.37)$$

Ved å kombinere ligningene (3.32), (3.35) og (3.37), får man ligningen

$$P_h = P_r + P_g + P_{tap} \quad (3.38)$$

Utvidelse av ligning (3.38) gir

$$\rho g Q H_e = J\omega \frac{d\omega}{dt} + UI_{el} + P_{tap} \quad (3.39)$$

Ligning (3.39) blir ofte skrevet som

$$\eta \rho g Q H_e = J\omega \frac{d\omega}{dt} + UI_{el} \quad (3.40)$$

der η er virkningsgraden til turbinaggregatet.

3.1.4 Regulator

For at den produserte effekten til enhver tid skal være lik effektbehovet på nettet, må turbinene holde et konstant synkront turtall (Nielsen, 1990). Dette er gitt som

$$n_{synk} = \frac{60 \text{ [s/min]} f_{Hz}}{Z} \quad (3.41)$$

der f_{Hz} er nettfrekvensen og Z er antall polpar i generatoren. I Norge er nettfrekvensen 50 Hz og skal ikke avvike mer enn $\pm 0,1$ Hz (Nielsen, 1990).

Hvis (3.41) settes inn i ligning (3.36), får man uttrykket

$$\omega = \frac{2\pi}{60 \text{ [s/min]}} \cdot \frac{60 \text{ [s/min]} f_{Hz}}{Z} = \frac{2\pi f_{Hz}}{Z} \quad (3.42)$$

Av ligning (3.42) ser man at en økning i nettfrekvensen akselererer turbinen. Denne akselerasjonen prøver en regulator å demme opp for. Differensialligningen for ledeskovelåpningen for en PID²-regulator er gitt ved

$$\frac{dY}{dt} = -K_p \frac{dn}{dt} + \frac{K_p}{T_d} (n_{ref} - n) - K_p T_N \frac{d^2n}{dt^2} \quad (3.43)$$

der Y er ledeskovelåpningen, K_p er proporsjonalitetskonstanten, T_d er integraltiden og T_N er derivattiden.

For et reguleringsystem i et vannkraftverk, er turtallet til turbinaggregatet avhengig av effektbehovet på nettet. Denne avhengigheten er lineær. Reguleringsfunksjonen som tar hånd om dette kalles proporsjonalkontroll, og er tallfestet ut ifra proporsjonalitetskonstanten K_p (Kjølle, 2001). Proporsjonalitetskonstanten K_p styrer hvor mye avviket mellom referansesignal og måling forsterkes før det sendes inn på prosessinngangen. Reguleringssystemet fungerer tregt hvis man velger en lav K_p . Dette skyldes lite reaksjon selv ved store avvik. Høy K_p fører til et hurtig reguleringsystem hvor regulatoren reagerer mye selv ved små avvik. Reguleringsystemet vil "over reagere" og bli ustabil hvis K_p velges for høy (Balchen, Andresen og Foss, 2013).

Enheter som lever effekt til strømmettet, må kjøres på samme frekvens uansett effektbehov. Regulatorer for enhetene må gjenopprette turtallet til turbinaggregatet automatisk når avvik fra synkront turtall inntreffer. Denne

²Proporsjonal Integrasjon Derivasjon

reguleringsfunksjonen kalles integralkontroll, og er tallfestet med integraltiden T_d (Kjølle, 2001). T_d er tiden det tar for at integralfunksjonens utgangssignal skal nå samme verdi som inngangssignalet. Integralvirkning gjør at utgangssignalet til regulatoren blir den integrerte av inngangssignalet. Avvik større enn null gjør at utgangssignalet øker. Avvik mindre enn null gjør at utgangssignalet avtar. Utgangssignalet justeres inntil avviket blir null. Sprangresponsen til en integrator er en rampefunksjon med stigningstallet $1/T_d$. Høy T_d fører til at integralleddet i ligning (3.43) får liten betydning. Lav T_d kan føre til integralvirkningen dominerer. Dette kan medføre at reguleringsystemet blir ustabilt (Balchen, Andresen og Foss, 2013). I henhold til Nielsen (1990) kan T_d reguleres under drift. Høy T_d fører til at turbinaggregatets turtall, ved avvik, svinger seg langsomt inn mot synkront turtall.

Regulatorer er også ofte utstyrt med en derivatfunksjon i tillegg til proporsjonalfunksjon og integralfunksjon. Derivatfunksjonens jobb er å forbedre fasevinkelen ψ til frekvensresponsen til reguleringsystemet. ψ forklares nærmere i kapittel 3.3.2. Derivatkontroll er tallfestet med derivattiden T_N . Derivatvirkningen i en regulator beregner pådraget med hensyn på det tidsderiverte. Regulatoren vil gi et konstant pådrag hvis det tidsderiverte avviket er konstant (Balchen, Andresen og Foss, 2013).

3.2 Effektregulering

3.2.1 Regulering av Peltonturbin

Fartstallet Ω bestemmer hvilken turbintype som er hensiktsmessig å bruke for et kraftverk. Fartstallet er gitt som (Brekke, 2003)

$$\Omega = \underline{\omega} \sqrt{\underline{Q}} \quad (3.44)$$

der $\underline{\omega}$ og \underline{Q} er henholdsvis den dimensjonsløse vinkelhastigheten og volumstrømmen gitt som

$$\underline{\omega} = \frac{\omega}{\sqrt{2gH_e}} \quad , \quad \underline{Q} = \frac{Q}{\sqrt{2gH_e}}$$

Valg av turbintype er gitt i tabell 3.1 som funksjon av fartstallet. Peltonturbin er hensiktsmessig å bruke når Ω er mindre 0,2.

Tabell 3.1: Forbindelsen mellom fartstall og valg av turbintype (Brekke, 2003)

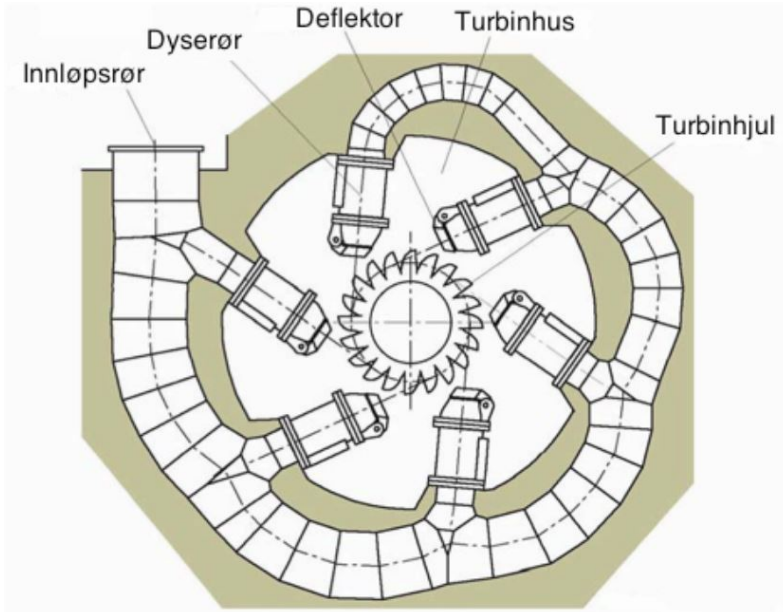
Pelton	$\Omega < 0,2$
Francis	$0,2 < \Omega < 1,5$
Kaplan	$\Omega > 1,5$

Effektregulering for Peltonturbiner betyr å regulere volumstrømmen Q ved å justere nålposisjonen til stor eller liten dyseåpning. Volumstrømmen er da gitt som

$$Q = \frac{\pi D_s^2}{4} \sqrt{2gH_e} \quad (3.45)$$

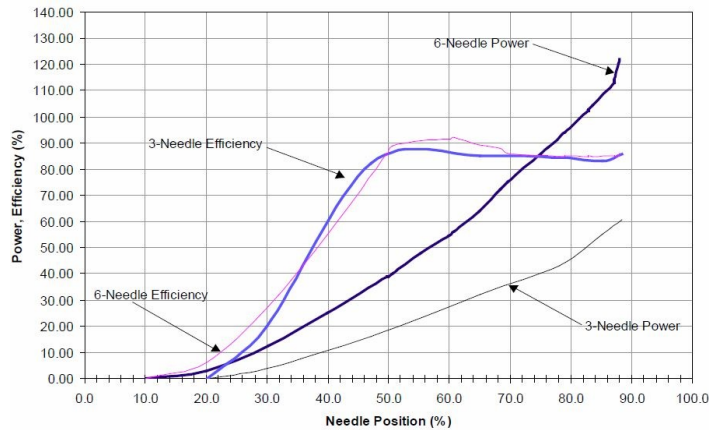
der D_s er diameteren til dyseåpningen. Peltonturbiner er godt egnet ved forholdsvis små volumstrømmer og store fallhøyder. Vannet akselereres gjennom dyser hvor trykkenergien omdannes til hastighetsenergi ved utløpet av dysene. Peltonturbiner blir derfor kalt for impulsturbiner. Impulsturbiner opererer best for konstante fallhøyder, og har en tilnærmet flat effektkurve ned til omtrentlig 20 % av nominell levert effekt. Denne karakteristikken er nyttig når strømningsområdet er vid (Brekke, 2003).

Ved konstant turtall fører ikke regulering av Pelton-turbin til store endringer i hastighetsdiagrammene. Dette fordi vannstrålen passerer gjennom åpen luft fra dyseåpningen til løpehullet (Kjølle, 2001). Figur 3.4 viser et Peltonløpe-hjul med seks injektorer.



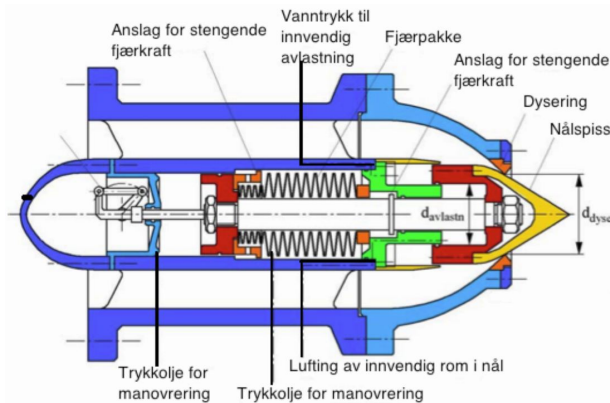
Figur 3.4: Peltonløpehjul med seks injektorer (Skaare, 2014)

Et Peltonløpehjul fylles bare delvis med vann uten at det forekommer noe trykkfall. Et reguleringssystem for en impulsturbin kan redusere den genererte effekten veldig raskt ved å bruke deflektorer. Dyser utstyrt med deflektorer er mye brukt for å få rask reduksjon av levert hydraulisk effekt til Pelton-turbiner. Flere injektornåler gir flatere virkningsgradskurve (Brekke, 2003). Figur 3.5 viser effekt som funksjon av nålposisjon.



Figur 3.5: Effekt som funksjon av nålposisjon (IEEE, 2011)

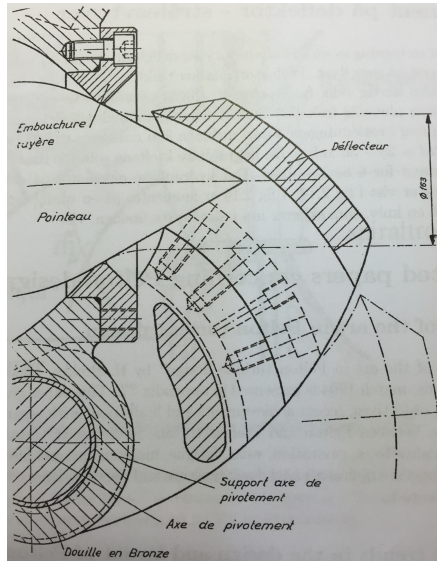
En Peltondyse med nålservo er vist i figur 3.6. Dysen består av tre ytre deler som er boltet sammen. De tre delene er hoveddelen, nebbet og dyseringen. Nebbet er utstyrt med to eksterne braketter med selvsmørende foringer for å støtte deflektoren. På innsiden av deflektoren er det plassert to finner som holder det indre sylindriske delen på plass. Den indre delen består av en servomotor, selve nålen, en nålstang, en skivefjær og en tilbakekoblingsmekanisme (Kjølle, 2001).



Figur 3.6: Peltondyse (Skaare, 2014)

Deflektoren (figur 3.7) blir ofte kalt for ”kniven” hos Peltonturbiner. Den kobler fra turbinhjulet og vannstrengen ved å gå inn i dysestrømmen ved turbinavlag. Retardasjonstrykk unngås ved at nåleventilen kan stenges over så lang tid det ønskes. Dette hindrer trykkstøt (Kjølle, 2001). Hvor raskt det

går å øke generert effekt er bestemt ut fra deflektornålene. I henhold til IEEE (2011) vil sekvensering av nåloperasjonen på flernålsenheter forbedre virkningsgraden ved lavere genereringsnivåer.



Figur 3.7: Deflektor (Brekke, 2003)

Deflektoren har som funksjon å bende vannstrålen vekk fra løpehjulet ved lastavslag for å unngå høy fartsendring. Overordnet beskytter deflektoren vannstrålen mot utgangsvannet fra løpehjulet. Deflektorbuken er boltet til deflektorstøtterammen, som igjen er koblet til deflektorakslingen. Deflektorbuken er laget av rustfritt støpestål $13\text{Cr}4\text{Ni}^3$. Servomotoren regulerer deflektorene med stenger, gaffer og spaker som er festet til deflektorakslingen. I tillegg er en dødbåndsforhindrende servomotor montert i deflektormekanismen for å forhindre spillvann i reguleringsspakesystemet. Styreventilen er koblet til servomotoren via et fremkoblingsmekanisme (Kjølle, 2001).

Regulering av Peltonturbiner er oftest utført med dobbeltvirkning. Dette innbefatter nåler i dysene og deflektorene. Ved mindre effektendringer er nåljustering tilfredsstillende som eneste regulering. Men ved raske effektendringer blir hastighetsøkninger til løpehjulet kontrollert og begrenset ved å aktivere deflektoren. Servomotoren gir deflektoren en roterende bevegelse som bender vannstrålen vekk fra løpehjulet. Den sekvenskontrollerte dysen følger bevegelsen til deflektorservomotoren ved å justere nålposisjonen inn-til volumstrømmen korresponderer med den nye effektlikevekten. I denne tilnærmingen til likevekt beveger deflektoren seg gradvis ut av vannstrålen igjen til en tomgangsstilling på utsiden av periferien til vannstrålen (Kjølle,

³Legering bestående av 13 % krom og 4 % nikkel

2001).

Nålservomotoren er dobbeltvirkende og drives av oljetrykk fra det oljefylte reguleringssystemet gjennom en reguleringsventil. Fjærdiskelementer og vanntrykket fra trykksjakten balanserer nålen. Skivefjæren vil fungere tilfredsstillende, også når en av skivene er brukket. Med dette fjærsystemet vil servomotoren arbeide selv om oljetrykket skulle falle til 25 % av normalnivået. Hvis oljetrykket skulle falle til null, vil vanntrykket flytte nålservomotoren til lukket posisjon. Da vil Peltonturbinen stoppe hvis generatoren er frakoblet nettet (Kjølle, 2001).

3.2.2 Turbinregulator

Turbinaggregater som er større enn 10 MVA⁴ skal ha turbinregulator som håndterer aktiv frekvensregulering. Turbinaggregater mellom 1 MVA og 10 MVA skal som et minimum ha en forenklet turbinregulator eller automatisk pådragsstyring hvis kraftverkets hydrauliske og mekaniske egenskaper tillater det (Statnett, 2012).

Etter 2015 krever Statnett at alle turbinaggregater skal kjøre på nett og isolert med samme regulatorparametere. Optimaliseringen av parameterne må gjøres under isolert drift (Svingen, 2015). Dette gir muligheten for at turbinaggregatet og regulatoren tåler overgangen fra fullast i nettdrift til 20 % last i isolert drift. Denne overgangen skal alle turbinaggregater større enn 10 MVA tåle. Statnett ønsker også at en kraftstasjons dynamiske egenskaper skal tilpasses ut ifra fornuftig valg av regulatorparametere. Dette for å oppnå stabil drift selv om turbinaggregater kjøres isolert. Når turbinaggregater kjører på nett, vil jobben for å gjenopprette effektbalanse også være tilpasset gjenopprettingsjobben ved isolert drift. Egenskapene ved isolert drift viser turbinaggregatenes evne til å håndtere små ubalanser som ofte oppstår ved nettdrift. Test av isolert drift utføres der det er mulig at et turbinaggregat skal kjøres mot et isolert nett sammen med andre eller alene (Statnett, 2012).

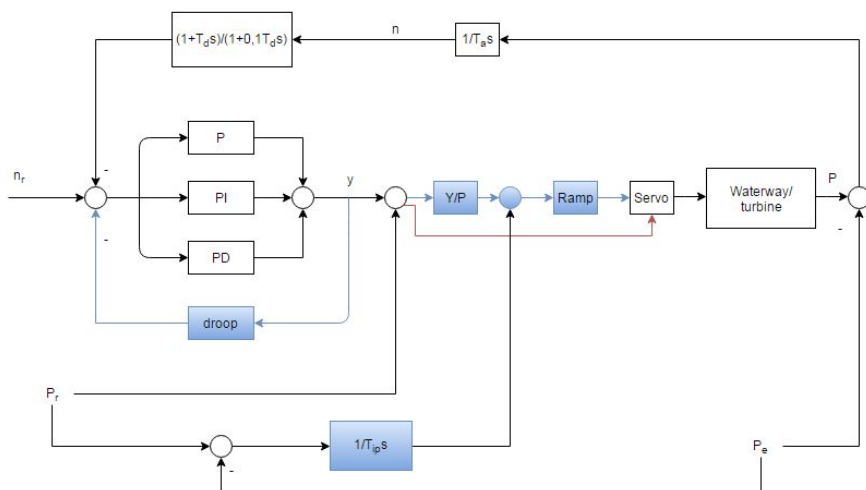
Ved isolert drift finnes det følgende tre forskjellige driftsmoduser:

1. Stasjonære operasjoner når turbinaggregatet går på konstant effektbehov, trykkehøyde og kommandoinngang (Kjølle, 2001).
2. Operasjoner når det totale systemet kun påvirkes av små endringer forårsaket av fluktuasjoner i effektbehov og kommandoinngang. I denne modusen vil ingen av reguleringselementene nå maksimalgrensene for lukkefart og åpningsfart (Kjølle, 2001).

⁴Mega Volt Ampere

3. Operasjoner hvor det totale systemet er utsatt for store endringer som fører til grenseverdier for lukkefart og åpningsfart. Dette er situasjonen under effektavslag når hovedservomotoren opererer med maksimal lukkefart (Kjølle, 2001).

I figur 3.8 ser man et blokkdiagram for en PID-regulator. De blå delene indikerer deler av systemet som bare er aktivt når turbinaggregatet kjøres på nett. Den røde fargen indikerer veien i systemet når det kjøres isolert (Nielsen, 2015).



Figur 3.8: Blokkdiagram for en PID-turbinregulator (Nielsen, 2015)

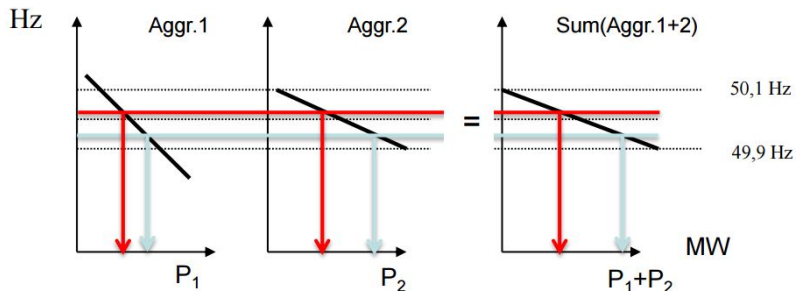
Når turbinaggregater er koblet sammen til et nett med konstant frekvens, er oppgaven til regulatoren å endre utgangseffekten til generatoren. Ved frakobling fra nett vil det forekomme et effektavslag og systemet vil komme i modus 3. Ved nettkobling åpner generatoren hovedkretsbyteren. Generatoren er dermed skilt fra nettet, og utgangseffekten til turbinaggregatet resulterer i en akselerasjon av svingmassene. Funksjonen til regulatoren er da å senke turtallet sakte nok slik at trykkøkningen foran turbinen ikke blir for høy (Kjølle, 2001).

Statnetts hovedretningslinje for effektregulering, ved nettdrift og isolert drift, kan oppsummeres i tre punkter:

- Ved isolert drift på 85 % av fulllasteffekt, skal effektsprang på mindre enn 10 % av nominell turbinaggregatytelse føre til mindre enn 0,6 % transient frekvensavvik per prosent effektsprang (Statnett, 2012).

- Ved isolert drift på 20 % av fulllasteffekt, skal effektsprang på mindre enn 10 % av nominell turbinaggregatytelse føre til mindre enn 0,3 % transient frekvensavvik per prosent effektsprang (Statnett, 2012).
- Ved isolert drift kan man regne intervallet mellom 20 % og 85 % av fulllasteffekten som lineært forløp. Under 20 % av fulllasteffekten vil forløpet bli mer ulineært (Statnett, 2012).

Et systems belastningsstivhet er en egenskap som må spesifiseres. For kraftmaskiner gjelder dette turtallsreguleringen når de kjøres sammen på et elektrisk nett (Balchen, Andresen og Foss, 2013). En turbinregulator er utstyrt med en ettergivende tilbakeføringen som gjør at frekvensen er lastavhengig stasjonær. Ettergivenheten kalles permanent statikk og er justerbar på regulatoren. Summen av den genererte effekten fra turbinaggregatene skal dekke effektbehovet på nettet. Ved endret effektbehov vil det forekomme turtallsendringer som følge av statikken. Nettfrekvensen vil da justeres siden nettfrekvensen og turtall henger sammen. Samtlige turbinaggregater vil få den samme turtallsendringen, men ulik statikk vil gi ulik effektendring ΔP (Nielsen, 1990). I figur 3.9 ser man statikken til flere turbinaggregater bli summert. En frekvensendring Δf_{Hz} forårsaker en effektendring ΔP_i .

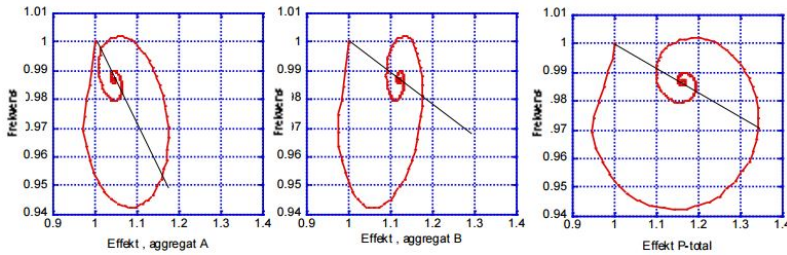


Figur 3.9: Summasjon av statikken til flere turbinaggregater (Nielsen, 2015)

Permanent statikk bestemmer endringen i servomotorens lukeposisjon ved en bestemt turtallsendring. Den permanente statikken er oftest oppgitt i prosent. En typisk statikkverdi er 5 %. Dette medfører en turtallsendring på 1 % som følge av 20 % endring i effektbehovet under isolert drift (IEEE, 2011). Permanent statikk for et turbinaggregat skal kunne velges mellom 2 % og 8 %. Hvis turbinaggregatet er større enn 10 MVA, skal statikken kunne stilles fra driftssentralen. Dette gjelder også kraftstasjoner større enn 20 MVA (Statnett, 2012).

I figur 3.10 ser man effektdistribusjonen ved frekvensendring. Effektendringen i rød farge går i en sløyfe og sirkler seg inn mot ny setpunkt-effekt. Hvor

stor effektendringen ΔP_i blir, er avhengig av statikken til turbinaggregatene.



Figur 3.10: Effektdistribusjon ved frekvensendring (Nielsen, 2015)

Ved nettdrift vil frekvensen på nettet variere noen hundredels Hz innenfor noen minutter. Denne variasjonen skal føre til både bevegelse av servomotor og endring av generert effekt. Hvis systemet er effektlineært, skal 6 % permanent statikk ved en frekvensendring på 0,01 Hz gi 0,3 % endring av servoposisjon og generert effekt. Regulatorparameterne til regulatoren skal skape en tydelig ”utjevning” fra frekvensvariasjon til servoposisjon (Statnett, 2012).

3.3 Reguleringsstabilitet

Store deler av kapittel 3.3.1 og kapittel 3.3.3 er hentet fra prosjektoppgaven (Riise, 2015).

3.3.1 Stabilitet i et dynamisk system

Et dynamisk system kan uttrykkes på tilstandsromform som

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (3.46)$$

der \mathbf{x} er tilstandsvektor, \mathbf{u} er pådragsvektor, \mathbf{A} er systemmatrise og \mathbf{B} er inngangsvariabel. Systemmatrisen \mathbf{A} har egenverdier λ som beskriver systemets dynamiske egenskaper. Stabilitet defineres som enten inngangs-/ utgangsstabilitet, eller som stabilitet i tilstandsrommet. Fordelen med å undersøke stabilitet i tilstandsrommet, er at man også kan se på autonome systemer som ikke har noe pådrag. Stabiliteten i tilstandsrommet, for et autonomt system, bestemmes fullt og helt av egenskapene til \mathbf{A} (Balchen, Andresen

og Foss, 2013). Egenverdiene for et system uten pådrag bestemmes ut fra ligning (3.47). Ligning (3.48) er den karakteristiske ligningen med systemmatrikens egenverdier som røtter.

$$A\mathbf{x} = \lambda\mathbf{x} \quad (3.47)$$

$$\text{Det}(A - \lambda I) = 0 \quad (3.48)$$

Røttene kan enten være reelle eller komplekse. Reelle røtter gir ingen svingninger. Hvis røttene er komplekse, får man ligningen

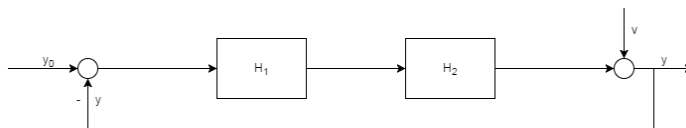
$$\lambda = \sigma \pm j\omega \quad (3.49)$$

der σ representerer realdelen og $j\omega$ den imaginære delen. I henhold til Balchen, Andresen og Foss (2013) er systemet udempet, og dermed ustabil, hvis realdelen er positiv. Hvis realdelen er negativ, er systemet dempet og stabilt.

Et vannkraftsystem kan beskrives med et sett av differensialligninger. Ligningene må deretter lineariseres ved arbeidspunktet før de Laplace-transformeres. For et vannkraftverk, vil arbeidspunktet være driftstilstanden. Når man har uttrykt systemets transferfunksjon i frekvensplanet, kan systemet påføres forskjellige frekvenser for å undersøke om prosessen blir udempet eller dempet. Et vannkraftsystem beskrives innenfor reguleringstermer som et tilbak koblet system (Nielsen, 1990). For et monovariabelt, tilbak koblet system med transferfunksjonen $H(s)$ og inngang $y_0(s)$, får man et uttrykk for utgangen $y(s)$ lik

$$y(s) = H(s)y_0(s) \quad (3.50)$$

Et blokkdiagram for et slikt system kan være som i figur 3.11.



Figur 3.11: Blokkdiagram for et tilbak koblet system

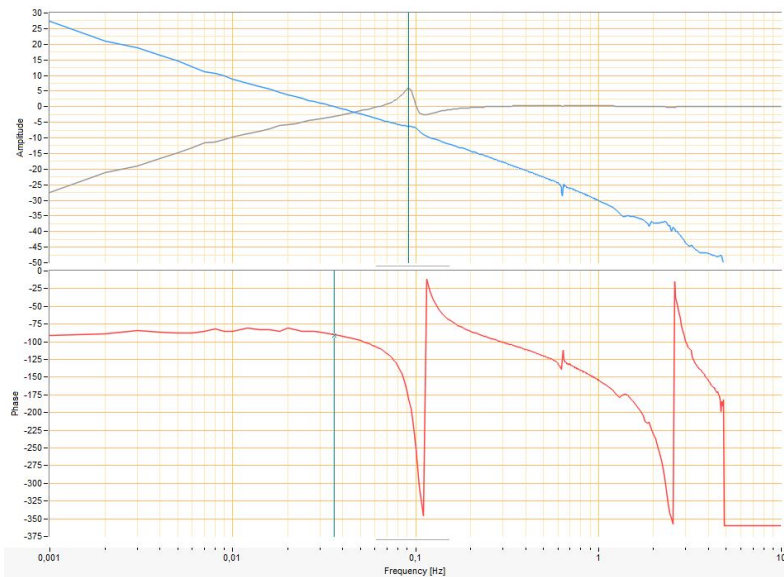
Transferfunksjonen $H(s)$ vil ha nullpunkter i telleren og poler i nevneren. Poler og nullpunkter er kritiske frekvenser i systemet. Nullpunkter gjør at

transferfunksjonen blir null, poler gjør at transferfunksjonen går mot uendelig (Nielsen, 1990).

3.3.2 Frekvensanalyse

I henhold til Nielsen (1990) brukes et AFF⁵-diagram, også kalt bodediagram, til å se fasevinkelen og amplituden til $h_0(s)$ i sammenheng med forskjellige påtrykte systemfrekvenser. Diagrammet viser med andre ord frekvensresponsen for et tilbakekoblet system (figur 3.12). Dette gjør at prosessstabiliteten kan analyseres. Med frekvensrespons kan man avlede hvordan et tilbakekoblet system vil opptre under periodiske, tilfeldige og transiente påvirkninger (Balchen, Andresen og Foss, 2013).

I figur 3.12 indikerer blå kurve amplituden $|h_0|$, og den røde kurven indikerer fasevinkelen $\angle h_0$. Grå kurve indikerer reguleringsgraden $|N|$.



Figur 3.12: Frekvensanalyse med amplitude- og fasediagram

Amplitudeverdien til $h_0(s)$ tegnes i amplitudediagrammet som funksjon av frekvensen. Frekvensen langs x-aksen er også oppgitt logaritmisk som $\log(\omega)$. Absoluttverdien til amplituden oppgis i desibel ved

⁵Amplitude/fase/frekvens-diagram

$$|h_0(s)| [dB] = 20 \log |h_0(s)| \quad (3.51)$$

I punktet hvor amplitudekurven skjærer 0 dB-linjen, finner man kryssfrequensen ω_c . Her er amplitudeforholdet lik 1. Kryssfrequensen er gitt ved sammenhengen (Nielsen, 1990)

$$|h_0(j\omega_c)| = 1 = 0 \text{ dB} \quad (3.52)$$

Frekvensen hvor fasevinkelen $\angle h_0$ når -180° kalles ω_{180} . Plasseringen ω_c har i forhold til ω_{180} er med på å avgjøre stabiliteten til systemet. Stabiliteten til et system kan sjekkes ved å se om $\angle h_0 > -180^\circ$ ved ω_c . I tabell 3.2 står de ulike stabilitetsgradene bestemt av ω_c og ω_{180} .

Tabell 3.2: Prosesstabilitet bestemt av ω_c og ω_{180}

Asymptotisk stabilt	$\omega_c < \omega_{180}$
Marginalt stabilt	$\omega_c = \omega_{180}$
Ustabilt	$\omega_c > \omega_{180}$

Forsterkningsmarginen ΔK viser hvor mye forsterkningen i $h_0(s)$ kan økes uten at det tilbakekoblede systemet blir ustabilt. Dette kan leses som avstanden mellom amplitudekurven og ned til 0 dB-linjen ved ω_{180} (Balchen, Andresen og Foss, 2013). Forsterkningsmarginen er gitt som

$$\Delta K = \frac{1}{|h_0(j\omega_{180})|} \quad (3.53)$$

Et stabilitetskrav for forsterkningsmarginen er (Balchen, Andresen og Foss, 2013)

$$\Delta K \geq 2 = 6 \text{ dB} \quad (3.54)$$

Fasemarginen ψ sier hvor mye mer negativ fasevinkelen kan bli ved kryssfrequensen ω_c uten at systemet blir ustabilt når forsterkningen $|h_0(j\omega)|$ holdes konstant. ψ sier med andre ord hvor mye over -180° fasevinkelen ligger ved kryssfrequensen ω_c (Balchen, Andresen og Foss, 2013). Fasevinkelen er

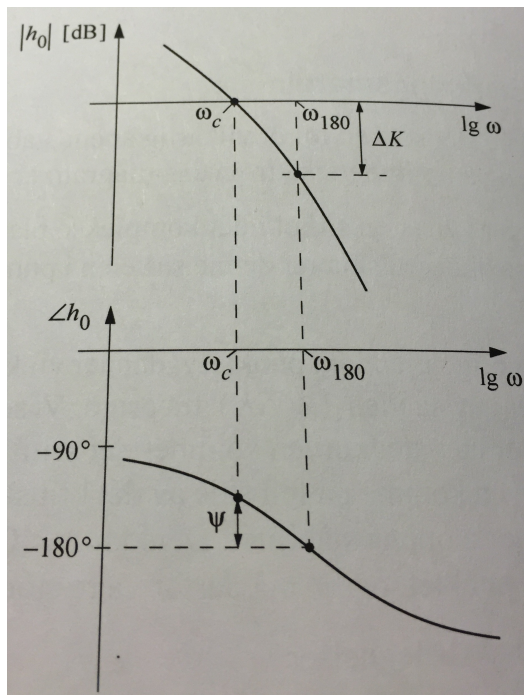
gitt som

$$\psi = \angle h_0(j\omega_c) + 180^\circ \quad (3.55)$$

I henhold til Nielsen (1990) er et stabilitetskrav at

$$\psi \geq 45^\circ \quad (3.56)$$

En samlebetegnelse for forsterkningsmargin og fasemargin er stabilitetsmargin. I henhold til (Balchen, Andresen og Foss, 2013) er stabilitetsmargin ”et mål for hvor mye essensielle parametere i systemet kan endres før stabilitetsgrensen nås”. Figur 3.13 viser stabilitetsmarginene ΔK og ψ i et bodediagram.



Figur 3.13: Stabilitetsmarginer i et bodediagram (Balchen, Andresen og Foss, 2013)

Hvis forsterkningsparameteren K_p (kapittel 3.1.4) økes, vil amplitudekurven flyttes oppover. Det vil si at kryssfrekvensen forskyves mot venstre. Dette gir dårligere stabilitetsmarginer og eventuell ustabilitet. En økt forsterkning vil

generelt sett gi et mindre stabilt system, men samtidig et hurtigere system (Nielsen, 1990).

$N(s)$ kalles systemets reguleringsgrad eller avviksforhold og uttrykker direkte hvilken forbedring man oppnår med hensyn på undertrykkelse av forstyrrelsene ved å bruke tilbakekobling. $N(s)$ er gitt som (Balchen, Andresen og Foss, 2013)

$$N(s) = \frac{e(s)}{r(s)} = \frac{1}{1 + h_0(s)} \quad (3.57)$$

I henhold til Nielsen (1990) er et stabilitetskrav i Norge at

$$|N|_{max} < 4 - 6 \text{ dB} \quad (3.58)$$

Et system vil være ustabil og ubrukelig hvis forsterkningsmargin og fase-margin har negative verdier i tillegg til at $N > 6 \text{ dB}$ (Svingen, 2015).

$M(s)$ kalles følgefórhóldet. Sett fra utgangen er det systemets evne til å følge referansen best mulig. $M(s)$ er den lukkede slóyvens transferfunksjon, og er gitt som (Balchen, Andresen og Foss, 2013)

$$M(s) = \frac{y(s)}{r(s)} = \frac{h_0}{1 + h_0} \quad (3.59)$$

I et tilbakekoblet reguleringsystem er båndbredde frekvensområdet hvor tilbakekoblingen er effektiv. For de fleste systemer vil båndbredden være frekvensområdet under kryssfrekvensen ω_c . Ofte er ónsket å ha en så stor båndbredde som mulig for et praktisk system. Stor båndbredde betyr stor reaksjonshurtighet for systemet ved at forstyrrelser håndteres i et størst mulig frekvensområde. I noen systemer er det likevel ikke ónskelig med størst mulig båndbredde. Dette fordi det kan føre til unódvendig slitasje på pådragsorganer. Eksempel på slike pådragsorganer er ledeapparater i vannturbiner (Balchen, Andresen og Foss, 2013).

3.3.3 Reguleringsstabilitet i vannkraftverk

Et reguleringsystem for et vannkraftverk består i hovedsak av turbin og vannveier. I tillegg kommer turbinregulator og svingemasser i turbinaggregatet. Turbinen må reguleres på en slik måte at effekten som leveres til strómettet er lik belastningen med tilhórende riktig frekvens. Dette innbefatter turbinytelse- og turtall som reguleringsparametere (Guttormsen, 2013). Det

kreves at turtallet til turbinen er synkront for at nettfrekvensen skal være på 50 ± 0.1 Hz (Nielsen, 1990).

I henhold til Nielsen (1990) er vannveien i et vannkraftverk mest dominerende i reguleringsprosessen. Et regulerbart vannkraftsystem har ofte svingesjakt i vannveien. Et fenomen som oppstår, som følge av regulering, er u-rørssvingninger mellom hovedmagasin og svingesjakt. Dette forekommer gjerne ved start og stopp av kraftverk. Svingningene påvirker turbinytelsen ved at vannets trykkehøyde foran turbinen også svinger (Guttormsen, 2013).

Første trinn i å uttrykke svingefrekvensen til tapsfrie u-rørssvingninger, er å derivere ligning (3.18) med hensyn på tiden. Da får man

$$\frac{dQ_s}{dt} = A_s \frac{d^2 z_s}{d^2 t} \quad (3.60)$$

Ligning (3.60) kombineres med (3.26). Dette gir

$$\sum \frac{L}{A} A_s \frac{d^2 z_s}{d^2 t} = -\Delta z \quad (3.61)$$

$$\sum \frac{L}{A} A_s \frac{d^2 z_s}{d^2 t} + \Delta z = 0 \quad (3.62)$$

Ligning (3.62) er da på formen $m\ddot{z} + kz = 0$. Formen representerer en andreordens homogen differensialligning. Egenfrekvensen til systemet er da gitt ved $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$. Svingefrekvensen til tapsfrie u-rørssvingninger, mellom inntaksmagasin og svingesjakt, er da gitt ved

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{A_s \sum \frac{L}{A}}} \quad (3.63)$$

Perioden til svingningene er gitt som $T = \frac{2\pi}{\omega}$ (Guttormsen, 2013). Dette gir

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{A_s \sum \frac{L}{A}}{g}} \quad (3.64)$$

Stabilitet i u-rørssvingningene, såkalt u-rørsstabilitet, har et stabilitetskriterium. Skal kriteriet være oppfylt, må vannspeilsarealet i svingesjakten multiplisert med 1,5 være større enn Thomatverrsnittet. Thomatverrsnittet er gitt ved (Guttormsen, 2013)

$$A_{Th} = 0,0083 \text{ [s}^2/\text{m}^2] \frac{M^2 A_T^{\frac{5}{3}}}{H_0} \quad (3.65)$$

Ligning (3.65) viser at økt tverrsnittsareal i tunnelen i ytterste konsekvens kan kreve utvidet svingesjakt. Treghet i vannmasser er uansett det som skaper de største utfordringene for et vannkraftverk. Akselerasjoner av vannmassene gir trykkvariasjoner i systemet. Tilløpstiden for vannmassene i et vannkraftsystem er gitt som (Guttormsen, 2013)

$$T_w = \frac{Q_0}{gH_0} \sum \frac{L}{A} \quad (3.66)$$

I henhold til Nielsen (1990) sier T_w ”hvor stor treghet det er i vannmassene som deltar i reguleringen”. Tilløpstiden for vannmassene er hvor lang tid det tar å akselerere vannmassene, under påvirkning av H_0 , fra 0 til Q_0 fra nærmeste frie vannspeil oppstrøms turbin til nærmeste frie vannspeil nedstrøms turbin. Stor tidskonstant T_w betyr stor treghet i vannmassene som skal reguleres. For en Francisturbin vil en reduksjon i volumstrømmen føre til en trykkøkning grunnet treghet i vannmassene. Stor trykkøkning vil gi en økning i effekten til tross for at volumstrømmen reduseres. Dette kalles 180° faseforskyvning, og er ikke ønskelig. En T_w mindre eller lik 1 vil gi et godt reguleringssystem. I høytrykkskraftverk er det ofte lange tilløpstunneler slik at $\sum \frac{L}{A}$ gjør at $T_w \gg 1$. Dette løses ved å innføre svingesjakt for å minske tregheten til vannstrømmen (Nielsen, 1990).

Avvik mellom effektbehovet på nettet og hydraulisk effekt akselererer generator og turbin. Eventuell turtallsendring vil som følge av dette gå langsommere. Dette gir en stabiliserende innvirkning på vannkraftverket som reguleringssystem. Tiden det tar å akselerere generator og turbin fra turtall lik 0 til ω_0 , ved fullt lastpåtrykk, er definert som akselerasjonstiden til svingmassene, T_a . Et uttrykk for T_a kan formuleres ved bruk av ligning (3.35). Da får man (Nielsen, 1990)

$$J \frac{d\omega}{dt} = \frac{P_r}{\omega} \quad (3.67)$$

Innfører følgende forenklinger

$$\begin{aligned} dt &\sim \Delta t = T_a \\ \omega &= \omega_0 \\ d\omega &\sim \Delta \omega = \omega_0 \\ P_r &= P_0 \end{aligned}$$

Setter inn uttrykkene for dt , ω , $d\omega$ og P_r i ligning (3.67) og får

$$J \frac{\omega_0}{T_a} = \frac{P_0}{\omega_0}$$

$$T_a = \frac{J\omega_0^2}{P_0} \quad (3.68)$$

I henhold til Nielsen (1990) er T_a for større turbinaggregater i intervallet 5 til 8 sekunder. En økning av T_a fører til en minsket forsterkning som gir bedre systemstabilitet. Den roterende massen har en stabiliserende effekt. T_a er nesten uavhengig av størrelse og type.

For et kraftverk med god reguleringsstabilitet, er forholdet mellom T_a og T_w gitt som (Nielsen, 1990)

$$\frac{T_a}{T_w} > 6 \quad (3.69)$$

De tre tidskonstantene T_d (nevnt i kapittel 3.1.4), T_w og T_a er med på å bestemme stabiliteten i et vannkraftsystem. De to førstnevnte er bestemt ut fra vannkraftverkets utforming, og er ikke mulig å endre ved regulering. Skal endringer i T_w og T_a skje, må kraftverket bygges om. Derfor er det viktig å bygge kraftverket med hensyn til god stabilitetsgrad (Nielsen, 1990).

3.4 Kraftmarked

Statnett styrer sentralnettet i Norge. Strømnettet i Norge er et naturlig monopol siden det ikke tjener noen hensikt å bygge kraftledninger ved siden av hverandre. Nettselskapene konkurrer ikke fordi det finnes bare ett av dem på hvert sted. Monopolvirksomheten fører til at nettselskapene reguleres av myndighetene. Siden det finnes bare et nettselskap på det stedet man bor, får man ikke velge mellom forskjellige nettselskaper. Den frie konkurransen i kraftmarkedet fører derimot til at forbrukere kan velge kraftleverandør selv (Statnett, 2016a).

Balanse mellom effektproduksjon og effektbehov sørger for at kraftsystemet fungerer. Strømprisen bestemmes daglig på Nord Pool, den nordiske kraftbørsen. Kraftleverandører melder om hvor mye de er villige til å gi for den mengden kraft som behøves for det neste døgnet. Kraftprodusentene melder om hvor mye de er villige til å selge kraften for. Slik går det som budrunder før prisene er like. Større forbruk fører til at dyrere produksjonsformer må

brukes. Dette fører til høyere kraftpris (Statnett, 2016a).

3.4.1 Reservemarkedene

Seperasjon av nettområder i Norge kan forekomme på grunn av nettstrukturen. Derfor må roterende masse og frekvensstyrte reserver distribueres i ulike deler av nettet. I Norge har vi reservemarkeder for å takle effektubalanser og frekvensavvik. Håndtering av momentan balanse, mellom effektproduksjon og effektbehov, reguleres automatisk i kraftsystemet. Roterende masse i kraftsystemet omformes umiddelbart til elektrisk energi ved effektubalanse. Deretter vil frekvensen endre seg. Frekvensendringen fører til at primærreserver blir aktivert. Primærreserver omtales som FCR⁶. Primærreserver deles inn i normaldriftsreserver (FCR-N) og driftsforstyrrelsesreserve (FCR-D) (Statnett, 2016b).

Et eget etablert marked sikrer tilstrekkelig primærrespons i kraftsystemet. Markedet består av både et ukemarked og et døgnmarked. Aktører i markedet velger om de vil delta i begge markedene, eller bare ett av dem. Ukemarkedet går før elspotmarkedet, og brukes av de aktørene som tjener mest på rekkefølgen. Døgnmarkedet går etter elspotmarkedet for å dekke de resterende behovene etter energikjøp i elspotmarkedet. Dette innbefatter også utvekslingsønsker fra andre systemoperatører, såkalte TSOer⁷ (Statnett, 2016b).

Automatiske sekundærreserver (FRR-A) får nettfrekvensen tilbake til 50 Hz, i tillegg til å frigi den aktiverte primærreserven. Automatiske sekundærreserver fungerer ved at TSO signaliserer til en leverandørs kontrollsystem at produksjon i anlegget må endres. Endringen skjer da automatisk, og responstiden ligger i intervallet 120 s til 219 s etter at signalet fra TSO er mottatt. Sekundærreserver leveres hovedsakelig fra produksjonsanlegg. For å kunne levere sekundærreserve, må et kontrollsystem gi signal til generatoren om hvilke reguleringer som skal skje. Sekundærregulering omtales som "Load Frequency Control" fordi den i Norden skal håndtere frekvensavvik. I Europa derimot anvendes den også for å kontrollere avvik i effektflyt mellom land. Dette gjelder avvik knyttet til planlagte verdier (Statnett, 2016d).

Regulerkraften, i form av tertiærreserver, er en samlebetegnelse på kraftreserver som kan aktiveres innen 15 minutter. Nordisk Systemdriftsavtale sørger for at alle de nordiske landene har tertiærreserve lik delsystemets dimensjonerende feil (Statnett, 2016e). Alle typer vannkraftverk med turbinaggregat større enn 1 MVA er pålagt å bidra med aktiv kraftreserve i kritiske situasjoner. Anleggets fysiske forutsetninger bestemmer hvor store

⁶Frequency Containment Reserves

⁷Transmission System Operator

regulerkraftreserver det skal bidra med (Statnett, 2012).

Tertiærreserver anvendes til to formål:

- Frekvensregulering for å redusere effektubalanser og frigi primærreserver og sekundærreserver (Statnett, 2016e).
- Håndtere regionale flaskehals⁸ for å sikre kraftutveksling mellom områder (Statnett, 2016e).

3.4.2 Regulerkraftmarkedet

I Norden har man regulerkraftmarkedet (RK) som et felles balansemarked. Tertiærreguleringen i det nordiske kraftsystemet foregår med utgangspunkt i regulerkraftmarkedet. I dette markedet kan både forbruksressurser og produksjonsressurser tilbys. For å sikre tilstrekkelig oppreguleringsressurser i den norske delen av regulerkraftmarkedet, benyttes regulerkraftopsjonsmarkedet (RKOM). Dette er et kapasitetsmarked hvor det betales til tilbydere som kan garantere at de deltar i regulerkraftmarkedet. Her kan både effekt fra forbruksutkobling og produksjon tilbys (Statnett, 2016e).

I regulerkraftmarkedet blir pris for å forandre forbruk og produksjon anmeldt av tilbydere. Budene samles i en felles nordisk liste. Deretter blir budene aktivert med utgangspunkt i en prisrekkefølge hvor den rimeligste reguleringsressursen brukes først. Hvis det ikke er flaskehals mellom to områder, vil regulerkraftprisen i begge områdene bli den samme. Ved flaskehals vil det oppstå ulik regulerkraftpris i de ulike områdene. Da blir den rimeligste ressursen, som befinner seg på riktig side, brukt (Statnett, 2016c).

⁸Når overføringsnettene ikke klarer å overføre nok elektrisk kraft

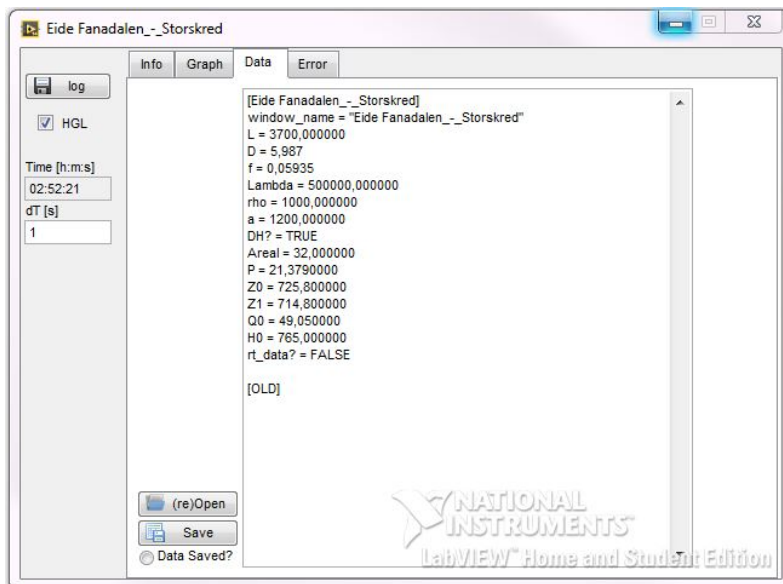
4 Metode

4.1 Modellering

I denne masteroppgaven er det LabVIEW-baserte modelleringsprogrammet LVTrans benyttet. Dette er et modelleringsverktøy utviklet av Sintef til bruk for væskefylte rørsystemer og åpne kanaler. LVTrans baserer seg på karakteristikkmetoden i henhold til Wylie and Streeter (1977). Karakteristikkmetoden løser partielle differensialligninger for elastisk strømning i rør. I LVTrans bygger man vannkraftsystemet med ikoner som representerer de ulike kraftverkselementene (Svingen, 2015).

4.1.1 Tidligere arbeid

I 2015 var en eventuell strossing av driftstunnelen en del av rehabiliteringsplanene til BKK. I den forbindelse ble det i prosjektoppgaven (Riise, 2015) etablert en kraftverksmodell ved hjelp av simuleringsprogrammet LVTrans. Modellen ble brukt til å simulere drift av kraftverket for forskjellige tverrsnittsarealer av den aktuelle tunnelstrekningen. Tunnelstrekningen var mellom Eide Fanadalen og Styveshorgi.



Figur 4.1: Parametervinduet til rør i LVTrans

Figur 4.1 viser parametervinduet for et rørelement i LVTrans. I LVTrans finnes det bare rørelementer. Dette medfører at tunneler må modelleres som rør med bruk av hydraulisk diameter D_h og egnet friksjonskoeffisient f . I parametervinduet i figur 4.1 setter man "DH?=TRUE" ved bruk av D_h . En ligning for D_h , som funksjon av det virkelige tunneltverrsnittet A_T , er utledet i kapittel 3.1.1 som

$$D_h = \sqrt{\frac{8A_T}{4 + \pi}}$$

Et uttrykk for friksjonskoeffisienten, til bruk i LVTrans, får man ved å kombinere Darcy-Weisbachs friksjonstapformel i rør (ligning 3.5) med Mannings formel for trykktap i tunneler (ligning 3.8). Dette gir

$$\Delta h = f \frac{L}{4R_h} \frac{v^2}{2g} = \frac{L}{M^2} \frac{v^2}{R_h^{4/3}}$$

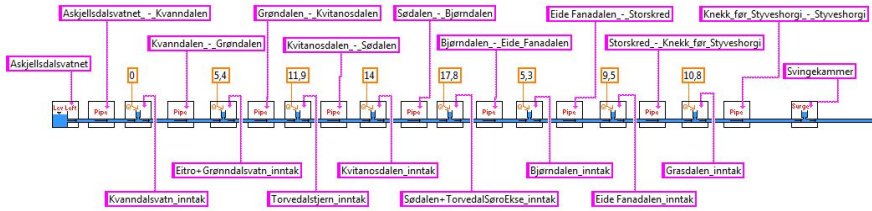
$$f = \frac{8g}{M^2 R_h^{1/3}} \quad (4.1)$$

Driftstunnelen er satt sammen av flere delstrekninger med forskjellige tverrsnitt, lengder og høydekoter. Tabell 4.1 viser geometrien for hver enkelt delstrekning i henhold til tegningene i vedleggskapittelet A.1.

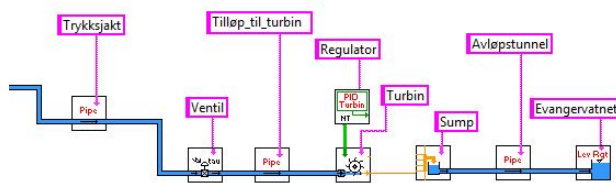
Tabell 4.1: Delstrekningene til driftstunnelen i Evanger kraftverk (Riise, 2015)

Driftstunnel (Askjeldalsvatnet – Styveshorgi)						
Delstrekning	Startkote [m]	Sluttkote [m]	Lengde i		Tverrsnittsareal [m ²]	L _i /A _i [1/m]
			horisontal retning [m]	Lengde (med start-og sluttkote) [m]		
Askjeldalsvatnet - Kvann dalen	743,0	736,6	5150	5150,0	30	171,67
Kvann dalen - Grøndalen	736,6	723,9	4200	4200,0	30	140,00
Grøndalen - Kvitanos dalen	723,9	730,0	4700	4700,0	30	156,67
Kvitanos dalen - Sødalen	730,0	714,3	1600	1600,1	30	53,34
Sødalen - Bjørndalen	714,3	727,3	6100	6100,0	30	203,33
Bjørndalen - Eide Fanadalen	727,3	725,8	500	500,0	32	15,63
Eide Fanadalen - Storskred	725,8	714,8	3700	3700,0	32	115,63
Storskred - "Knekk før Styveshorgi"	714,8	729,1	3900	3900,0	32	121,88
"Knekk før Styveshorgi" - Styveshorgi	729,1	721,4	4200	4200,0	32	131,25

Driftstunnelen til Evanger kraftverk er preget av flere bekkeinntak som forsyner kraftverket med tilsig. Figurene 4.2 og 4.3 viser kraftverket slik det ble modellert i prosjektoppgaven. Kraftverket er modellert ut ifra tilgjengelig informasjon som medveileder i BKK har sendt på mail.



Figur 4.2: Kraftverksmodellen før svingesjakt (Riise, 2015)



Figur 4.3: Kraftverksmodellen etter svingesjakt (Riise, 2015)

I prosjektoppgaven ble det, som en forenkling, lagt inn en totalturbin som produserte den totale effekten til Evanger kraftverk på 330 MW. Fokuset i prosjektoppgaven var den eventuelle strossingen av tunnelstrekket ”Eide Fanadalen - Styveshorgi”. Det kom frem at en fiktiv totalturbin, til forskjell fra tre mindre turbiner, ikke ville påvirke vannveien oppstrøms annerledes (Riise, 2015).

I prosjektoppgaven ble det valgt $T_a = 6$ s ettersom det ble regnet ut at T_w var tilnærmet 1 s. Dette følger kriteriet om god reguleringsstabilitet (ligning 3.69). Regulatorparameterne for totalturbinen ble regnet ut ved hjelp av Steins empiriske ligninger. Ligningene er gjengitt i henhold til Nielsen (1990) som

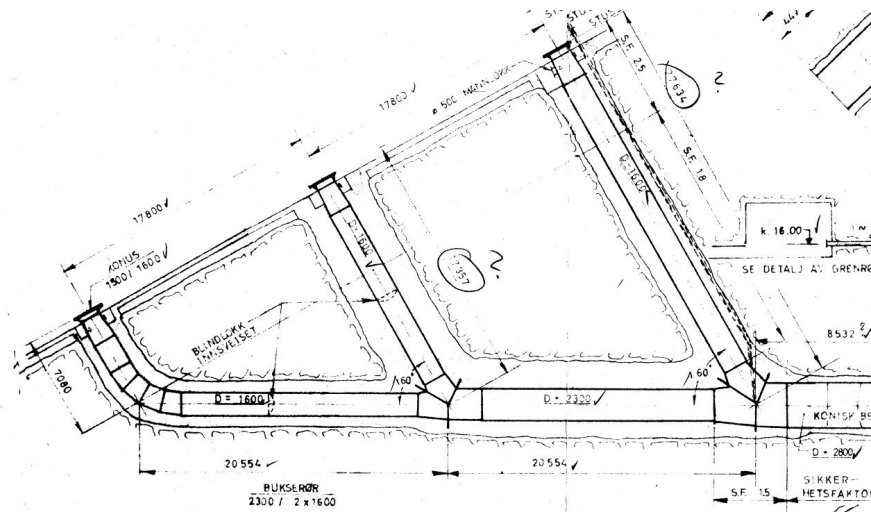
$$K_p = 1,5 \frac{T_w}{T_a} \quad (4.2)$$

$$T_d = 3T_w \quad (4.3)$$

$$T_N = 0,5T_w \quad (4.4)$$

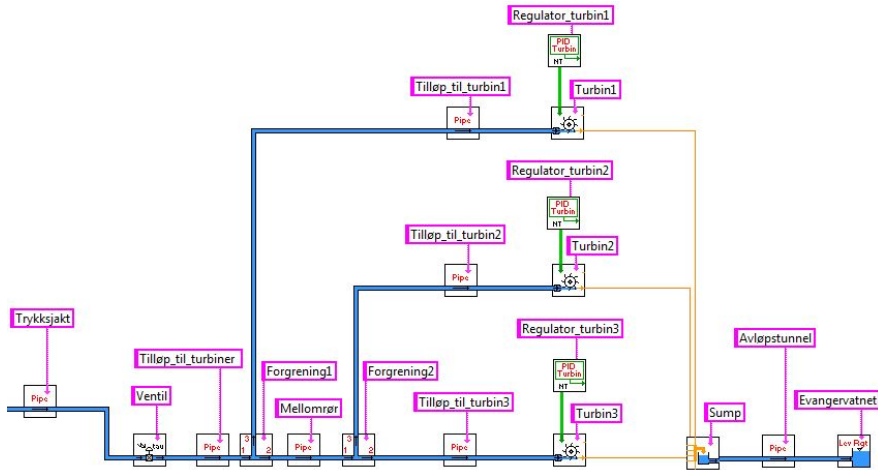
4.1.2 Forbedring av kraftverksmodellen

I denne masteroppgaven er reguleringen av de tre turbinene i Evanger kraftverk interessant. Den fiktive totalturbinen i kraftverksmodellen byttes derfor ut med tre turbiner. Dette krever at vannveien til de tre turbinene modelleres. Figur 4.4 viser tilløpsrørene til de tre turbinene i fugleperspektiv. Tilløpsrøret fra første forgrening fører til turbinaggregat 1. Neste tilløpsrør går skrått fra neste forgrening til turbinaggregat 2. Til slutt følger turbinaggregat 2. Til slutt følger turbinaggregat 3.



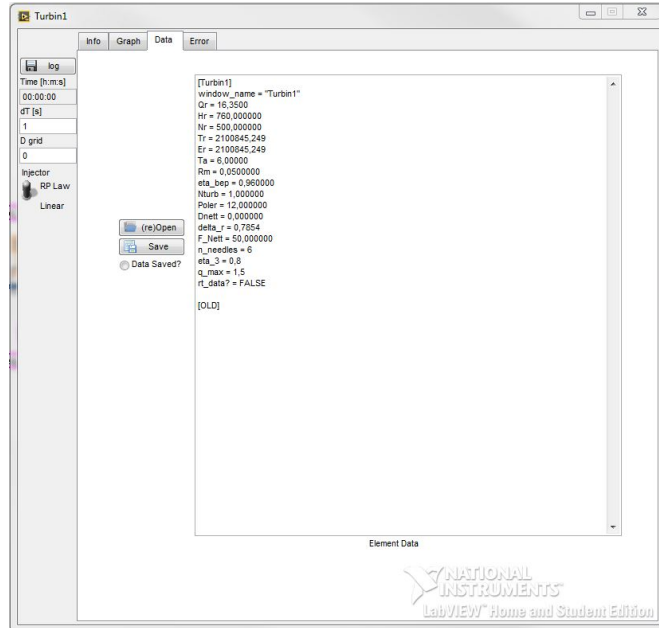
Figur 4.4: Tilløpsrørene til de tre turbinene i Evanger kraftverk (Rydning, 2016)

Mellom trykksjakten og tilløpsrørene til turbinaggregatene legges det inn et rørelement i kraftverksmodellen med diameter lik 3 m og lengde lik 10 m. Det er valgt å forenkle denne rørstrekningen i modelleringen fordi det kommer ikke helt frem av tegningene hvordan rørstrekningen ser ut. En ventil med full åpning ble plassert rett etter trykksjakten i prosjektoppgaven (Riise, 2015). Figur 4.5 viser nedre del av kraftverksmodellen etter å ha innført tre turbiner. Tilløpsrørene til turbinene er laget i henhold til figurtegning A.4 i vedleggskapittelet A.1.



Figur 4.5: De tre turbinaggregatene i Evanger kraftverk modellert i LVTrans

Figur 4.6 viser parametervinduet for en Pelton-turbin i LVTrans. Her må en rekke parametere tastes inn. Parameterne som ble tastet inn for de tre turbinene er gjengitt i tabell B.1 i vedlegskapittelet B.1.



Figur 4.6: Parametervinduet til Pelton-turbin i LVTrans

En av parameterne man må taste inn i turbinparametervinduet, er det nomi-

nelle mekaniske momentet til turbinen. Det nominelle mekaniske momentet blir regnet ut ved bruk av ligning (3.33) i kapittel 3.1.3. Med følgende for-
enklinger får man

$$P_r = I_M \omega \simeq \frac{P_0}{3} \quad , \quad P_0 = 330 \text{ MW}$$

$$P_r = \frac{330 \text{ MW}}{3} = 110 \text{ MW}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60 [\text{s/min}]} = \frac{2\pi \cdot 500 \text{ RPM}}{60 \text{ s/min}} = \frac{50\pi}{3} \text{ rad/s}$$

$$I_M = \frac{P_r}{\omega} = \frac{110 \text{ MW}}{\frac{50\pi}{3} \text{ rad/s}}$$

$$I_M = 2100845,249 \text{ Nm}$$

Regulatorparameterne må også oppdateres for de tre turbinene. K_p , T_d og T_N testes inn for nettdrift og isolert drift i regulatorvinduet gjengitt i figur 4.8 i kapittel 4.2.1. På forespørsel ble regulatorparameterne for de tre turbinaggregatene sendt fra BKK. De tilsendte tabellene er gjengitt i vedleggskapittelet B.2. I tabell 4.2 er regulatorparameterne oppgitt for både nettdrift og isolert drift. Dette er regulatorparameterne som ble valgt ved idriftsettelsen av turbinaggregatene.

Tabell 4.2: Regulatorparameterne for de tre turbinaggregatene i Evanger kraftverk (Rydning, 2016)

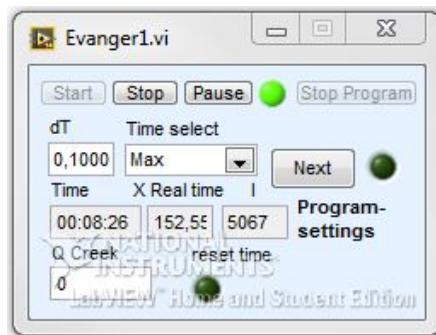
		G1	G2	G3
K_p	Nettdrift	3,0	2,5	2,3
	Isolert drift	3,0	2,5	2,4
T_d	Nettdrift	8,0	8,0	8,0
	Isolert drift	8,0	12,0	12,0
T_N	Nettdrift	0,0	0,5	0,5
	Isolert drift	0,0	0,5	0,5

Krav fra Statnett etter 2015 er at regulatorparametere skal optimaliseres for isolert drift. Samtidig skal de samme regulatorparameterne brukes for nettdrift. Dette for å sikre en bedre overgang fra nettdrift til isolert drift. Regulatorparameterne i tabell 4.2 er fra idriftsettelsen av turbinaggregatene. Det kommer frem av tabellen at dette kravet ikke er oppfylt for K_p for $G3$, og T_d for $G2$ og $G3$.

4.2 Simulering

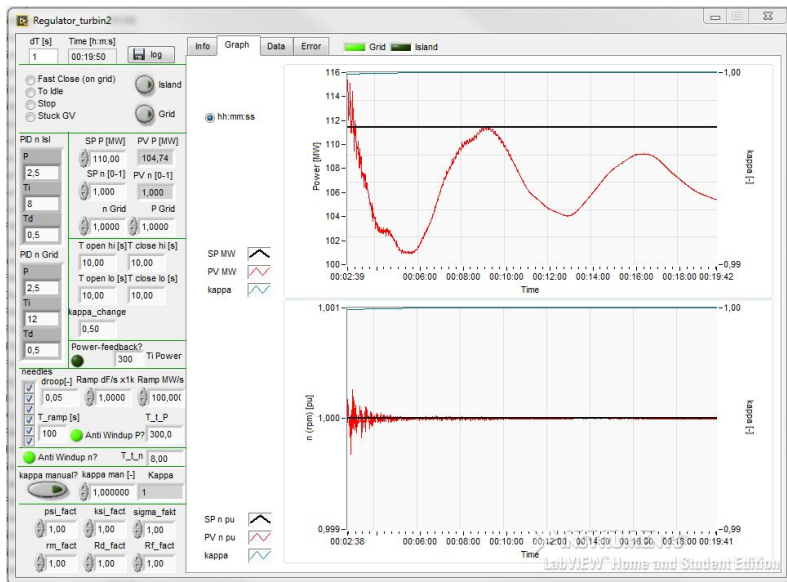
4.2.1 Effektregulering

Driftsdata fra simulering av kraftverket kan logges og legges inn i Excel. Derfra kan man lage grafisk presentasjon av forskjellige driftsscenarioer over bestemte tidsserier. Figur 4.7 viser programkjøringsvinduet i LVTrans. I dette vinduet er det mulighet for å trykke ”pause” under loggingen av data. Da kan man skifte fra nettdrift til isolert drift for samtlige turbinaggregater imens loggingen pågår.



Figur 4.7: Programkjøringsvinduet i LVTrans

Figur 4.8 viser regulatorvinduet i LVTrans. I regulatorvinduet kan man velge mellom å kjøre kraftverksmodellen på ”Grid” eller på ”Island”. Dette betyr å kjøre turbinaggregatet henholdsvis på nett eller isolert. Figuren viser at det er forskjellige regulatorparametere som brukes for nettdrift og isolert drift. ”SP P [MW]” er den inntastede setpunkt effekten, og ”PV P [MW]” er den virkelige effekten som genereres. Til venstre ser man en grafisk fremstilling av de nevnte effektene. ”droop[-]” representerer statikken (kapittel 3.2.2) til turbinaggregatet. Turbinaggregatene i Evanger kraftverk kjører samtlige med 5 % statikk ved nettdrift og 1 % ved isolert drift. Dette er i henhold til tabellene i vedleggskapittel B.2.



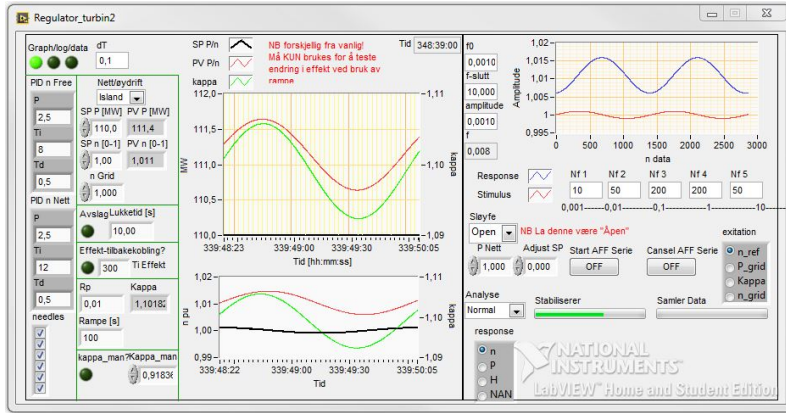
Figur 4.8: Parametervinduet til turbinregulator i LVTrans

Setpunkt effekten kan varieres under ordinær nettdrift. For isolert drift er det setpunkt turttallet som kan varieres. Store effektendringer kan gi uønsket høyt trykk foran turbin. I Evanger kraftverk er det installert Peltonturbiner, og trykket foran turbinene kan kontrolleres med lang lukketid. Simuleringene i LVTrans kjøres med valgt lukketid og åpnetid lik 10 s.

Som beskrevet i kapittel 3.3.2, gir kryssfrekvensen ω_c et bilde av regulerings-hurtigheten til et reguleringsystem. Båndbredden til et reguleringsystem er frekvensene under ω_c . Høyere båndbredde betyr hurtigere regulering. I dette tilfelle vil ω_c gi et bilde av reguleringshurtigheten til turbinaggregatene i modellen.

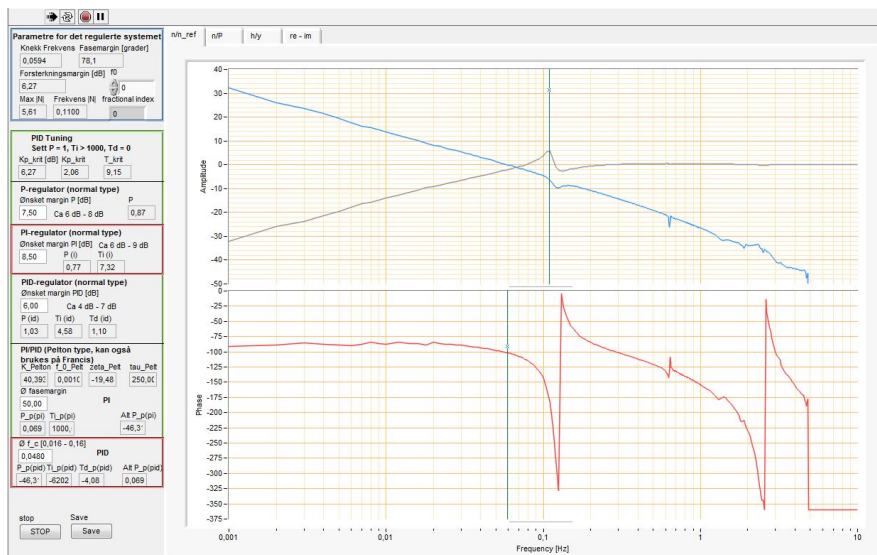
4.2.2 Frekvensanalyse

For å teste reguleringsstabiliteten til et turbinaggregat, kan LVTrans utføre frekvensanalyse. For å utføre frekvensanalyse av et turbinaggregat, må turbinaggregatet kjøres på isolert nett. Kapittel 3.3.2 tar for seg teorien bak frekvensanalyse og hvordan et AFF-diagram fungerer. For å utføre frekvensanalyse i LVTrans, må det tradisjonelle reguletoelementet, vist i figur 4.8, byttes ut med et annet reguletoelement som takler frekvensanalyse (Svingen, 2015). Dette reguletoelementet har tittelen "PID Turbine AFF Ramp oldstyle", og reguletovinduet er vist i figur 4.9.



Figur 4.9: Parametervinduet til turbinregulator under frekvensanalyse i LVTrans

Selve AFF-diagrammet i LVTrans er vist i figur 4.10. Blå kurve indikerer amplituden $|h_0|$ og rød kurve indikerer fasevinkelen $\angle h_0$. Grå farge indikerer reguleringsgraden $|N|$. Loddrett strek i fasediagrammet indikerer frekvensen til ω_c . Loddrett strek i amplitudediagrammet indikerer frekvensen til ω_{180} . Venstresiden av figuren viser forskjellige målte parametere som ΔK , ψ , $|N|_{max}$ og ω_c . LVTrans kommer også med forslag til nye regulatorparametere som bedrer reguleringsstabiliteten.

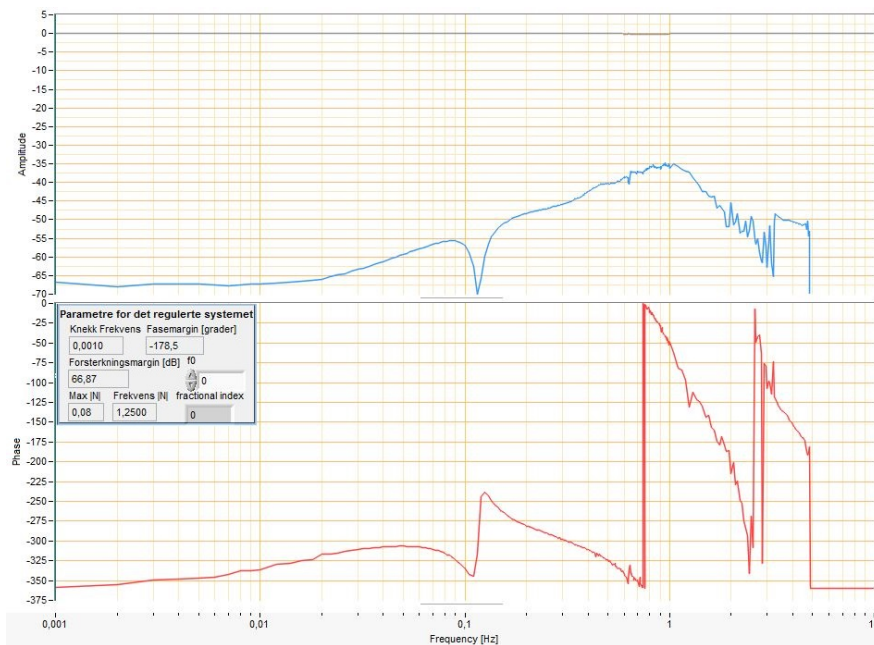


Figur 4.10: AFF-diagram i LVTrans ved isolert drift

For kraftverk i Norge er det følgende stabilitetskrav som skal tilfredsstilles i en frekvensanalyse av et turbinaggregat:

$$\Delta K \geq 6 \text{ dB} \quad , \quad \psi \geq 45^\circ \quad , \quad |N|_{max} < 4 - 6 \text{ dB}$$

Figur 4.11 viser frekvensanalyse når turbinaggregatene kjøres på nett. Frekvensanalysen viser da $\Delta K = 66,87 \text{ dB}$, $\psi = -178,5^\circ$, $|N|_{max} = 0,08 \text{ dB}$ og $\omega_c = 0,001 \text{ Hz}$. Hvis frekvensanalysen kjøres når turbinaggregatene kjøres på nett, vil reguleringsgraden $|N|$ ligge på 0 dB for omtrent alle frekvenser.

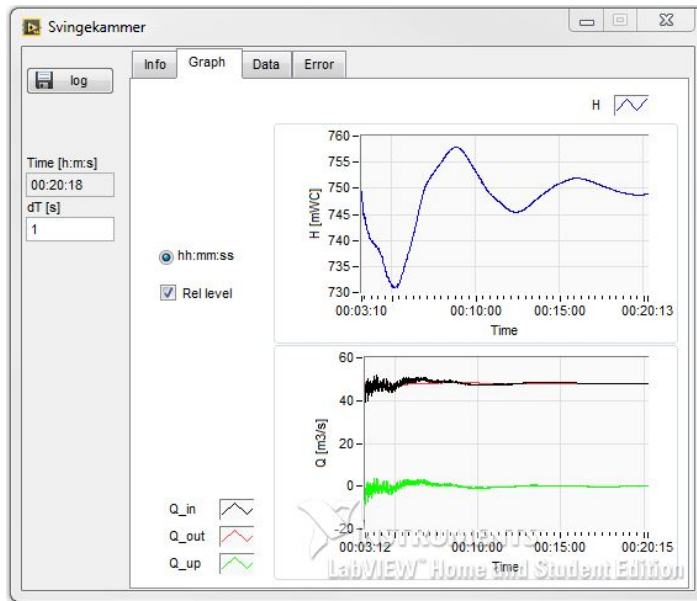


Figur 4.11: AFF-diagram for turbinaggregat 1 når samtlige turbinaggregater kjøres på nett

4.2.3 Vannivå i svingesjakt

I modelleringen av svingesjakten spør svingesjaktelementet i LVTrans hovedsakelig etter H_0 , D_s og f . De andre verdiene står som standardverdier. D_s er satt til $3,38 \text{ m}$, som BKK har oppgitt som åpningsdiameteren til svingesjakten. f er friksjonskoeffisienten og står med en standardverdi satt av LVTrans. H_0 er satt til den nominelle fallhøyden til kraftverket lik 765 m .

Svingesjaktvinduet i LVTrans er gjengitt i figur 4.12.



Figur 4.12: Parametervinduet til svingesjakt i LVTrans

Den øverste grafen i figur 4.12 viser høyden til vannspeilet i svingesjakten. Svingesjakten til Evanger kraftverk er i virkeligheten bygget med helling. I kapittel 5.1 er det derfor gjort overslagsberegninger på hvor lang svingesjakten i Evanger kraftverk er. Dette er gjort ved å anta at lengden på svingesjakten er hypotenusen til en rettvinklet trekant med 45° vinkel og "HRV – LRV" som korteste katet. Det skal utføres analyser på svingeforløpet til vannspeilet i svingesjakten ved fullt turbinavslag og fullt turbinpådrag. Resultatene vil være preget av at LVTrans modellerer svingesjakten som et loddrett rør med fast diameter.

5 Resultater

5.1 Overslagsberegninger

5.1.1 Reguleringsstabilitet

I Evanger kraftverk er det Peltonturbiner som er valgt. Dette valget kan verifiseres som fornuftig ved utregning av fartstallet som er beskrevet i kapittel 3.2.1. Fartstallet er definert som

$$\Omega = \omega \sqrt{Q}$$

I Evanger kraftverk blir den totale volumstrømmen fordelt på tre turbiner. I beregningen av fartstallet ser man på volumstrømmen for en turbin. For én turbin i Evanger kraftverk får man følgende verdier

$$n = 500 \text{ RPM}$$

$$H_e \simeq H_0 = 765 \text{ m}$$

$$Q = \frac{Q_0}{3} = \frac{49,05 \text{ m}^3/\text{s}}{3} = 16,35 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dette gir

$$\omega = \frac{2\pi n}{60 \text{ [s/min]}} = \frac{2\pi \cdot 500 \text{ RPM}}{60 \text{ s/min}} = 52,36 \text{ rad/s}$$

$$\underline{\omega} = \frac{\omega}{\sqrt{2gH_e}} = \frac{52,36 \text{ rad/s}}{\sqrt{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 765 \text{ m}}} = 0,427 \text{ m}^{-1}$$

$$\underline{Q} = \frac{Q}{\sqrt{2gH_e}} = \frac{16,35 \text{ m}^3/\text{s}}{\sqrt{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 765 \text{ m}}} = 0,133 \text{ m}^2$$

Fartstallet blir dermed regnet ut til å bli

$$\Omega = 0,427 \text{ m}^{-1} \cdot \sqrt{0,133 \text{ m}^2} = 0,156$$

$\Omega = 0,156$ er i henhold til tabell 3.1 i kapittel 3.2.1. Tabellen viser at Peltonturbin skal brukes ved $\Omega < 0,2$.

Det nominelle turtallet til turbinene i Evanger kraftverk er 500 RPM. Dette er også det synkron turtallet for de tre turbinene ettersom hver turbingenerator har seks polpar. Utreget får vi ved bruk av ligning (3.41) at

$$n_{synk} = \frac{60 \text{ [s/min]} \cdot f_{Hz}}{Z} \quad , \quad f_{Hz} = 50 \text{ Hz} \quad , \quad Z = 6 \text{ [-]}$$

$$n_{synk} = \frac{50 \text{ Hz} \cdot 60 \text{ s/min}}{6} = \frac{50 \text{ 1/s} \cdot 60 \text{ s/min}}{6}$$

$$n_{synk} = 500 \text{ RPM}$$

Tilløpstiden til vannmassene regnes ut ved bruk av ligning (3.66). Kraftverkselementene, som tas med i beregningen av T_w , er svingesjakten, trykksjakten, tilløpsrørene til turbinene, mellomrøret og tilløpsrøret til turbin 3. Som overslagsberegning, beregnes T_w fra svingesjakten til turbinaggregat 3 som det er lengst vannvei til. Tabell 5.1 viser utregningen av $\sum \frac{L}{A}$.

Tabell 5.1: Utregningen av $\sum \frac{L}{A}$ fra svingesjakten til turbinaggregat 3

	L [m]	D [m]	A [m ²]	L/A [m ⁻¹]
Svingesjakt	40,000	3,380	8,973	4,458
Trykksjakt	1002,404	3,000	7,069	141,811
Tilløp til turbiner	10,000	3,000	7,069	1,415
Mellomrør	22,554	2,300	4,155	5,428
Tilløp til turbin 3	27,634	1,600	2,011	13,744
$\sum \frac{L}{A}$				166,856

For Evanger kraftverk gjelder

$$Q_0 = 49,05 \text{ m}^3/\text{s} \quad , \quad H_0 = 765 \text{ m}$$

Med bruk av ligning (3.66) blir T_w for Evanger kraftverk regnet ut til å bli

$$T_w = \frac{Q_0}{gH_0} \sum \frac{L}{A} = \frac{49,05 \text{ m}^3/\text{s}}{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 765 \text{ m}} \cdot 166,856 \text{ m}^{-1}$$

$$T_w = 1,091 \text{ s}$$

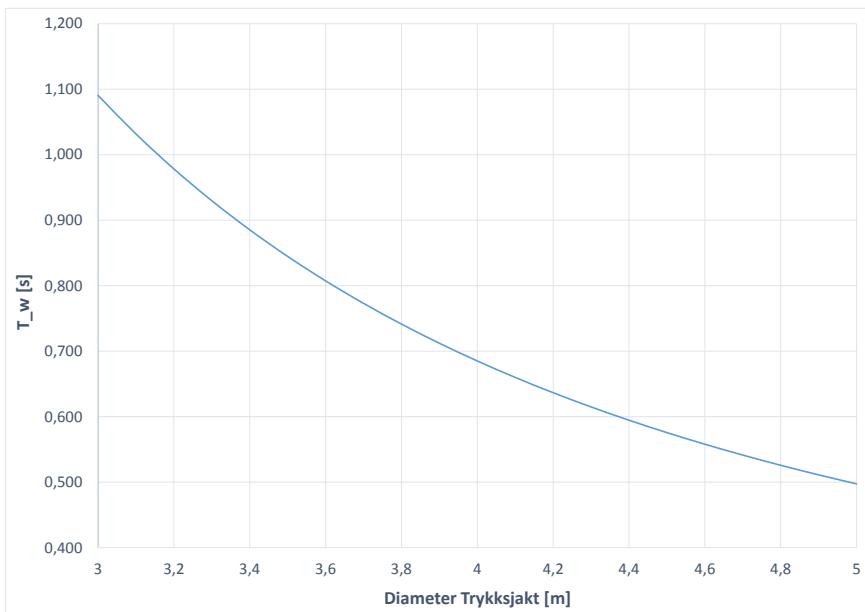
T_w ligger på et akseptabelt nivå med hensyn på reguleringsstabilitet. Som forenkling er T_a satt til 6 s på grunnlag av stabilitetskravet beskrevet i ligning (3.69) i kapittel 3.3.3.

$$\frac{T_a}{T_w} > 6$$

$$T_a \simeq 6 \cdot T_w \quad , \quad T_w = 1,091 \text{ s} \simeq 1 \text{ s}$$

$$T_a = 6 \text{ s}$$

I tabell 5.1 kommer det frem at trykksjakten danner det største leddet i utregningen av $\sum \frac{L}{A}$. Figur 5.1 viser T_w som funksjon av diameteren til trykksjakten, der 3 m er den opprinnelige diameteren.



Figur 5.1: T_w som funksjon av trykksjakt diameter

Ut ifra figuren kommer det frem at trykksjakten trenger omtrent en økning på 0,2 m i diameter for at T_w skal bli mindre enn 1 s.

Steins empiriske ligninger er oppgitt i kapittel 4.1.1. Ligningene gir følgende regulatorparametere

$$K_p = 1,5 \frac{T_w}{T_a} = 1,5 \cdot \frac{1,091 \text{ s}}{6 \text{ s}} = 0,27$$

$$T_d = 3T_w = 3 \cdot 1,091 \text{ s} = 3,27 \text{ s}$$

$$T_N = 0,5T_w = 0,5 \cdot 1,091 \text{ s} = 0,55 \text{ s}$$

5.1.2 Svingesjakt

Åpningsdiameteren til svingesjakten i Evanger kraftverk er 3,38 m (Rydning, 2016). Ligning (3.65) gir oss at Thomatverrsnittet for svingesjakten er

$$A_{Th} = 0,0083 \text{ [s}^2/\text{m}^2] \frac{M^2 A_T^{\frac{5}{3}}}{H_0}$$

Driftstunnelen i Evanger kraftverk varierer mellom 30 m og 32 m i tverrsnittsareal. Som en tilnærming settes $A_T = 32 \text{ m}^2$. Manningstallet settes som en standardverdi lik $34 \text{ m}^{\frac{1}{3}}/\text{s}$. Dette gir

$$A_{Th} = 0,0083 \text{ s}^2/\text{m}^2 \cdot \frac{(34 \text{ m}^{\frac{1}{3}}/\text{s})^2 \cdot (32 \text{ m}^2)^{\frac{5}{3}}}{765 \text{ m}}$$

$$A_{Th} = 4,05 \text{ m}^2$$

Stabilitetskravet sier at vannspeilsarealet i svingesjakten må være 1,5 ganger større enn A_{Th} . Dette gir

$$A_s = 1,5 \cdot A_{Th} = 1,5 \cdot 4,05 \text{ m}^2$$

$$A_s = 6,075 \text{ m}^2$$

Thomatverrsnittet gir at diameteren på svingesjaktåpningen må minst være

$$A_s = \frac{\pi D_s^2}{4} \implies D_s = \sqrt{\frac{4A_s}{\pi}}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,075 \text{ m}^2}{\pi}} = 2,78 \text{ m}$$

Diameteren til svingesjaktåpningen, som i virkeligheten er 3,38 m, er innenfor stabilitetskravet med god margin. Oppnåelse av stabilitetskravet gir dempede u-rørssvingninger ved fullt turbinavslag og fullt turbinpådrag. U-rørssvingninger er beskrevet i kapittel 3.3.3.

Ut ifra tabell 4.1, i kapittel 4.1.1 kan man lese $\sum \frac{L}{A}$ mellom hovedmagasinet og svingesjakten. Tabellen gir

$$\sum \frac{L}{A} = 1109,38 \text{ m}^{-1}$$

Ved bruk av ligning (3.30) kan et uttrykk for maksimale høydesvingninger i svingesjakten for fullt turbinavslag og fullt turbinpådrag regnes ut.

$$\Delta z = \pm \Delta Q \sqrt{\frac{\sum \frac{L}{A}}{g A_s}}$$

$$A_s = \frac{\pi D_s^2}{4} = \frac{\pi (3,38 \text{ m})^2}{4} = 8,97 \text{ m}^2$$

$$\Delta z = \pm \Delta Q \sqrt{\frac{1109,38 \text{ m}^{-1}}{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 8,97 \text{ m}^2}} = \pm 3,55 \text{ s/m}^2 \cdot \Delta Q$$

Hvor store høydesvingningene det blir i svingesjakten, er avhengig av vannmengden ΔQ som renner inn ved fullt turbinavslag, eller ut ved fullt turbinpådrag. Dette blir et forenklet uttrykk der man ser bort fra de mange bekeinntakene som finnes i driftstunnelen til Evanger kraftverk.

Figur 5.2 viser en skjematisk tegning av den skrå svingesjakten i Evanger kraftverk. LVTrans kan bare modellere svingesjakten som loddrett. Som en tilnærming, kan man regne ut hypotenusen L_s i trekanten for å få en antydning av lengden til den skrå svingesjakten. Hvis svingesjakten teoretisk sett

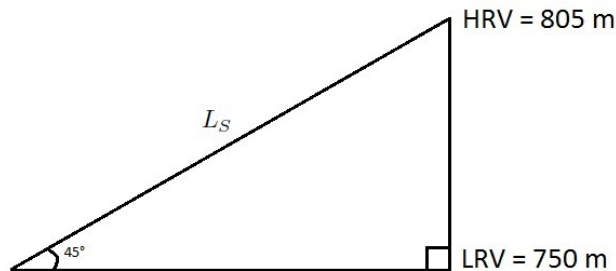
ble plassert loddrett, ville lengden til svingesjakten mellom LRV og HRV bli

$$\frac{HRV - LRV}{L_S} = \sin(45^\circ)$$

$$\frac{805 \text{ m} - 750 \text{ m}}{L_S} = \sin(45^\circ) \implies L_S = \frac{55 \text{ m}}{\sin(45^\circ)}$$

$$L_S = 77,78 \text{ m}$$

Legger man sammen LRV og L_S , får man en ny fiktiv HRV lik 827,78 m. Resultatene LVTrans gir for svingeforløpet i svingesjakten, ved fullt turbinavslag og fullt turbinpådrag, må ses i sammenheng med denne utregningen.

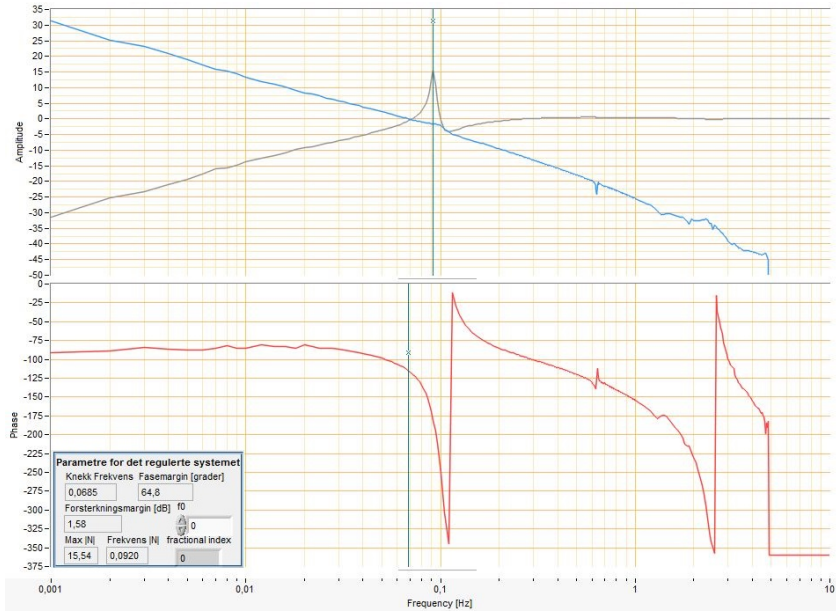


Figur 5.2: Skjematisk tegning av den skrå svingesjakten i Evanger kraftverk

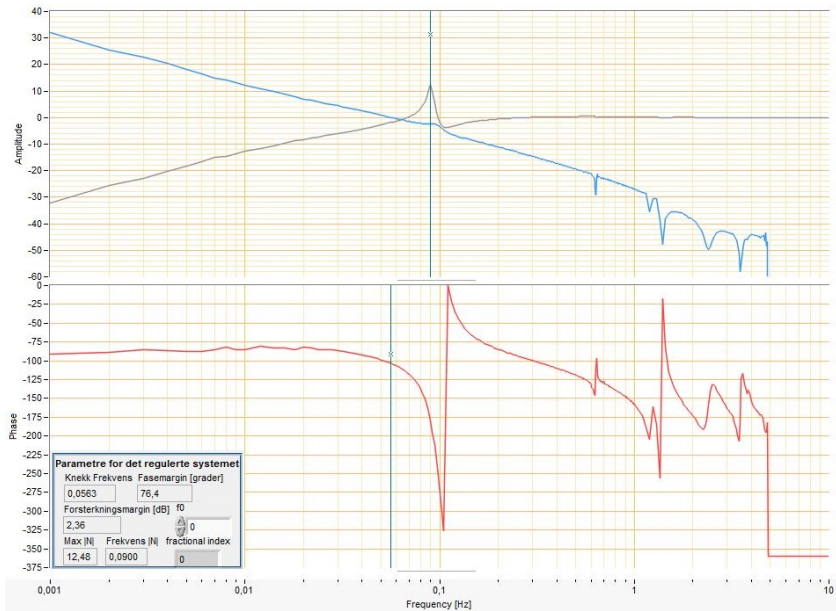
5.2 LVTrans

5.2.1 Frekvensanalyse

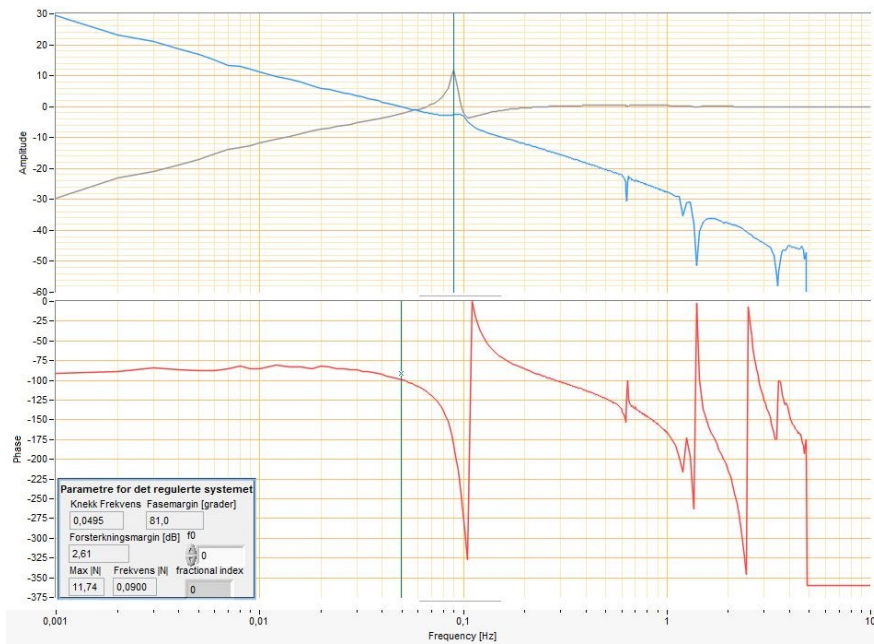
I figurene 5.3, 5.4 og 5.5 er det blitt foretatt frekvensanalyser av henholdsvis turbinaggregat 1, turbinaggregat 2 og turbinaggregat 3. Alle turbinaggregatene kjører da isolert. Alle turbinaggregatene kjører også med 1 % statikk i henhold til tabellene B.3 og B.5. Samtlige frekvensanalyser viser at ΔK er for lav og $|N|_{max}$ er for høy i henhold til norske stabilitetskrav.



Figur 5.3: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med regulatorparametere fra BKK



Figur 5.4: AFF-diagram for turbinaggregat 2 med regulatorparametere fra BKK



Figur 5.5: AFF-diagram for turbinaggregat 3 med regulatorparametere fra BKK

Tabell 5.2 viser resultatene fra frekvensanalysene for de tre turbinaggregatene i kraftverksmodellen med regulatorparametere fra BKK. Tabellen viser at bare ψ oppfyller stabilitetskravet. ΔK og $|N|_{max}$ er henholdsvis for lav og for høy for samtlige turbinaggregater. Samtidig er tallene så pass like at videre frekvensanalyse og vurderinger vil bli gjort kun for turbinaggregat 1. Det er også turbinaggregat 1 som har den laveste ΔK og den høyeste $|N|_{max}$. Måter å forbedre stabilitetsmarginene for turbinaggregat 1 vil også gjelde for de andre turbinaggregatene.

Tabell 5.2: Stabilitetsmarginene for de tre turbinaggregatene med regulatorparametere fra BKK

	ΔK [dB]	ψ [°]	$ N _{max}$ [dB]	ω_c [Hz]
G1	1,58	64,8	15,54	0,0685
G2	2,38	76,4	12,48	0,0563
G3	2,61	81,0	11,74	0,0495

Figur A.6 i vedleggskapittelet A.1 viser frekvensanalyse for et turbinaggregat utført i Evanger kraftverk. Her ser man at ΔK er 12,8 dB og ψ er 55,68°. Selv om det er stor forskjell fra resultatene i tabell 5.2 til AFF-diagrammet i figur A.6, har amplitudegrafene og fasevinkelgrafene samme karakteristiske form. Det skal arbeides videre med å få turbinaggregatene i kraftverksmodellen til å kjøre stabilt i henhold til norske krav. Foreløpig er ΔK og $|N|_{max}$ for høy for samtlige turbinaggregater i modellen.

Etter å ha utført frekvensanalysene som vises figur 5.3, 5.4 og 5.5, foreslo LVTrans regulatorparametere som er gjengitt i tabell 5.3. I figur 5.6 vises AFF-diagrammet for turbinaggregat 1 når alle turbinaggregatene kjører på regulatorparameterne i tabell 5.3.

Tabell 5.3: Regulatorparametere foreslått av LVTrans

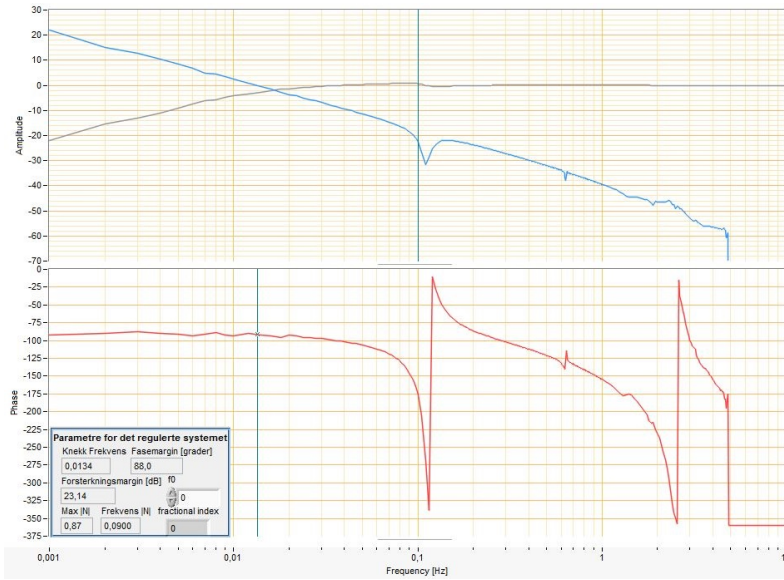
	G1	G2	G3
K_p	0,6	0,66	0,68
T_d	5,44	5,56	5,57
T_N	1,31	1,33	1,34

Når man utfører frekvensanalyse for de tre turbinaggregatene med regulatorparameterne i tabell 5.3, synker $|N|_{max}$ ned til et akseptabelt nivå for norske kraftverk. I tillegg økes både ΔK og ψ . ω_c synker. Dette reduserer båndbredden, og fører dermed til redusert reguleringshurtighet. I tabell 5.4 er stabilitetsmarginene fra frekvensanalysen gjengitt.

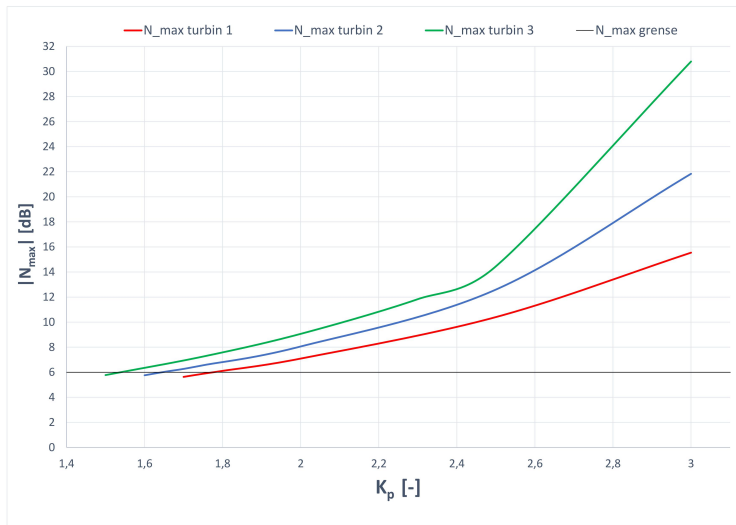
Tabell 5.4: Stabilitetsmarginene for turbinaggregat 1 med regulatorparametere foreslått av LVTrans

	ΔK [dB]	ψ [°]	$N _{max}$ [dB]	ω_c [Hz]
G1	23,14	88,0	0,87	0,0134

I figur 5.7 kan man se $|N|_{max}$ som funksjon av valgt K_p for de tre turbinaggregatene. Figuren viser at $|N|_{max}$ synker i takt med minkende K_p . Den svarte streken markerer $|N|_{max} < 6$ dB, som er kravet i Norge. I figur 5.8 kan man se ω_c som funksjon av valgt K_p for de tre turbinaggregatene. Figuren viser at ω_c , og dermed båndbredden, øker i takt med økt K_p . Dette samsvarer med teorien i kapittel 3.1.4.

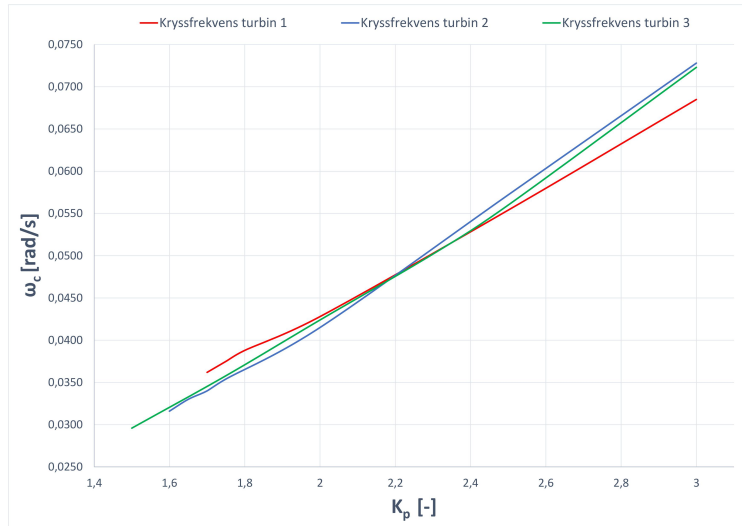


Figur 5.6: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med foreslåtte regulatorparametere fra LVTrans



Figur 5.7: $|N|_{max}$ som funksjon av K_p for de tre turbinaggregatene

I et forsøk på å minke $|N|_{max}$, ble T_a økt for samtlige turbinaggregater. En økning i T_a vil ha samme stabiliserende effekt som å minke K_p (Nielsen, 1990). I tabell 5.5 er stabilitetsmarginene for turbinaggregat 1 for forskjellige verdier av T_a gjengitt.



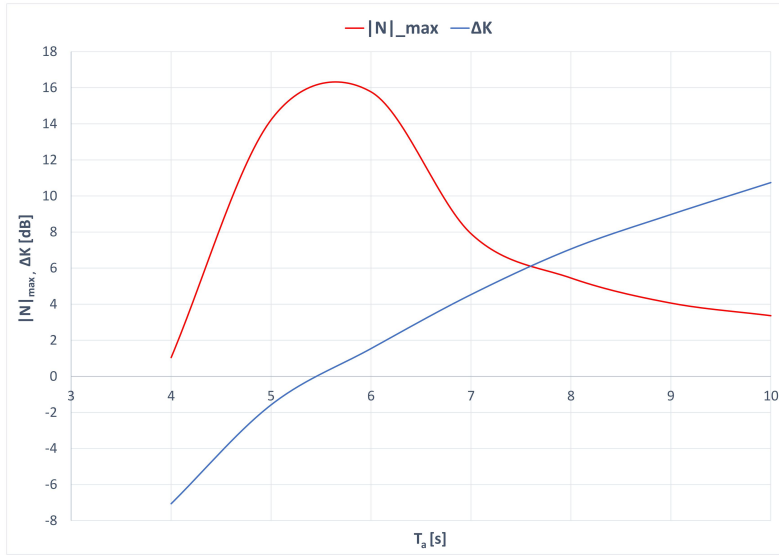
Figur 5.8: ω_c som funksjon av K_p for de tre turbinagregatene

Tabell 5.5: Stabilitetsmarginer for turbinagregat 1 med økt T_a

T_a [s]	ΔK [dB]	ψ [°]	$ N _{max}$ [dB]	ω_c [Hz]
6,0	1,54	63,6	15,77	0,0698
7,0	4,53	71,2	7,91	0,0589
8,0	7,03	74,4	5,41	0,0498
9,0	8,97	77,1	4,06	0,0389
10,0	10,74	75,9	3,36	0,0370

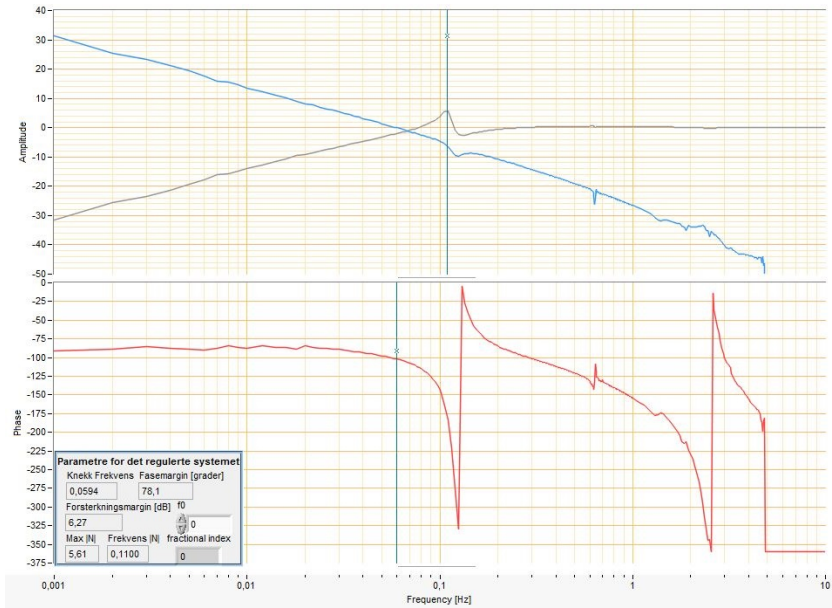
I figur 5.9 vises $|N|_{max}$ og ΔK grafisk som funksjon av T_a . Kravet i Norge er $|N|_{max} < 6$ dB og $\Delta K \geq 6$ dB. I figuren ser man at skjæringspunktet mellom de to grafene er omtrent i $|N|_{max} = \Delta K = 6$ dB. I skjæringspunktet ligger T_a på en verdi mellom 7 og 8 sekunder. Det er etter dette skjæringspunktet at turbinagregat 1 i modellen kjører stabilt i henhold til norske krav.

Som det kommer frem i overslagsberegningene i kapittel 5.1, vil en utvidelse av trykksjaktvernsnittet bidra til lavere T_w . Dette kan vises med frekvensanalyse.

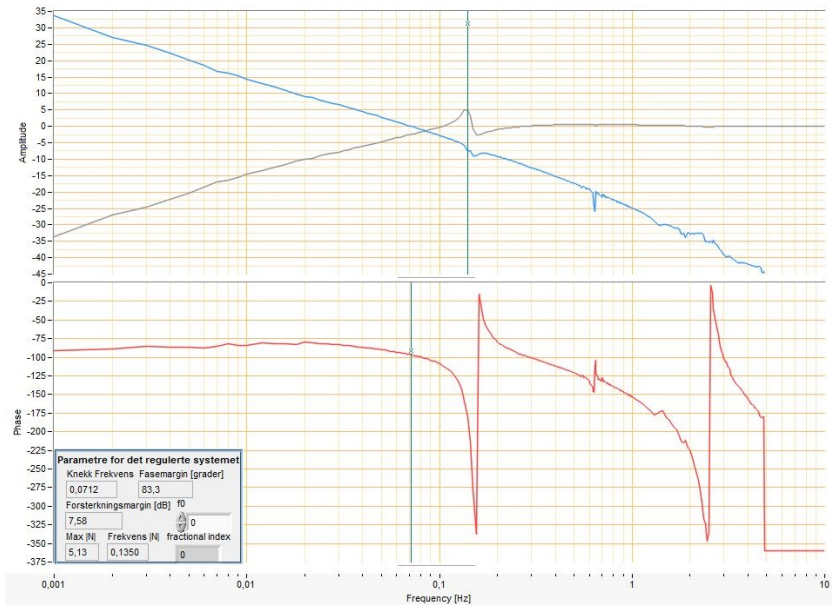


Figur 5.9: $|N|_{max}$ og ΔK som funksjon av T_a for turbinaggregat 1

Figur 5.3 viser frekvensresponsen når trykksjakt diameteren er 3 m. Figur 5.10 og 5.11 viser frekvensresponsen når diameteren er henholdsvis 3, 5 m og 4, 5 m. I tabell 5.6 er resultatene samlet fra frekvensanalysene av turbinaggregat 1 for forskjellige trykksjakt diameterer og T_a lik 6 s og 7 s. I tabellen kan man se at utvidet diameter i trykksjakt gir høyere ω_c . Dette kommer som følge av at høyere tverrsnittsareal i trykksjakten gir mindre T_w . Mindre treghet i vannmassene gir bedre reguleringshurtighet. Dette er en effekt som vil avta. Man ser i tabellen at den største økningen i ω_c skjer fra $D = 3,0$ m til $D = 3,5$ m. Dette kan man også se av i figur 5.1 ved at grafen flater ut ved økt diameter.



Figur 5.10: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 7$ s og trykksjakt diameter utvidet til 3,5 m



Figur 5.11: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 6$ s og trykksjakt diameter utvidet til 4,5 m

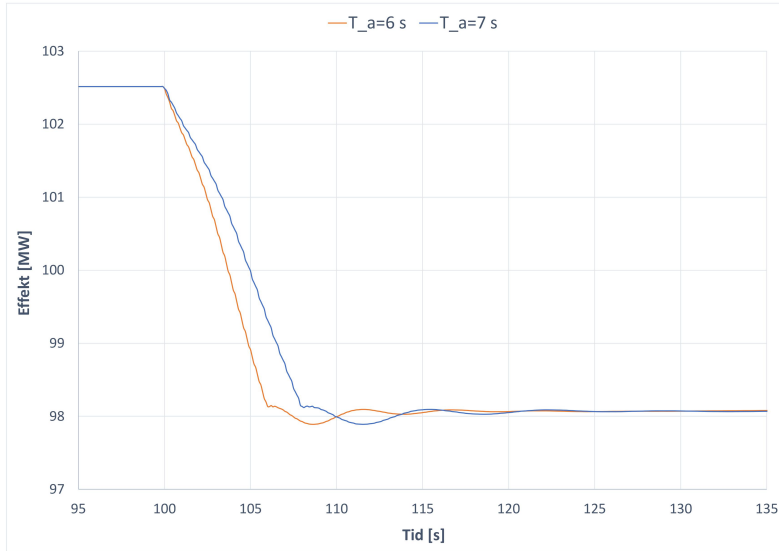
Tabell 5.6: Stabilitetsmarginer for turbinaggregat 1 med økt T_a og økt trykksjakt diameter

D [m]	T_a [s]	ΔK [dB]	ψ [°]	$ N _{max}$ [dB]	ω_c [Hz]
3,0	6,0	1,64	66,6	15,08	0,0666
	7,0	4,53	71,2	7,91	0,0589
3,5	6,0	3,41	75,5	9,50	0,0699
	7,0	6,27	78,1	5,61	0,0594
4,0	6,0	5,05	80,4	7,16	0,0710
	7,0	7,78	81,3	4,66	0,0606
4,5	6,0	7,58	83,3	5,13	0,0712
	7,0	10,02	83,4	3,83	0,0612

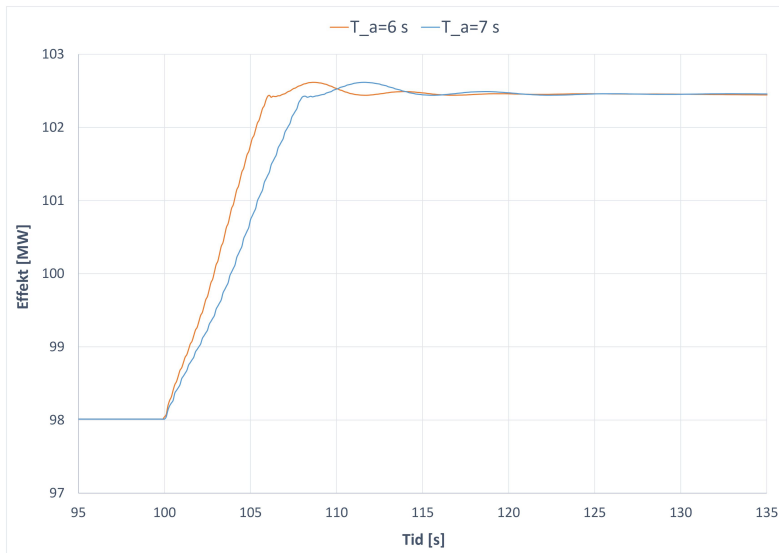
Tabell 5.6 viser at stabilitetsmarginene er i henhold til norske krav når $D = 4,5$ m med $T_a = 6$ s. Hvis T_a økes til 7 s, trenger trykksjakt diameteren bare en økning til 3,5 m.

5.2.2 Effektregulering

I tabell 5.5 kan man se at høyere T_a gir bedre reguleringsstabilitet. Tabellen viser også at høyere T_a gir lavere ω_c , som gir dårligere reguleringshurtighet. Figurene 5.12 og 5.13 viser at høyere T_a gir tregere effektregulering. I figur 5.12 ser man effektreguleringen for 10 % senking av setpunkt effekt for $T_a = 6$ s og $T_a = 7$ s. I figur 5.13 ser man effektreguleringen for 10 % økning av setpunkt effekt for $T_a = 6$ s og $T_a = 7$ s. Som forventet er reguleringshurtigheten bedre for $T_a = 6$ s enn for $T_a = 7$ s i begge reguleringstilfellene.

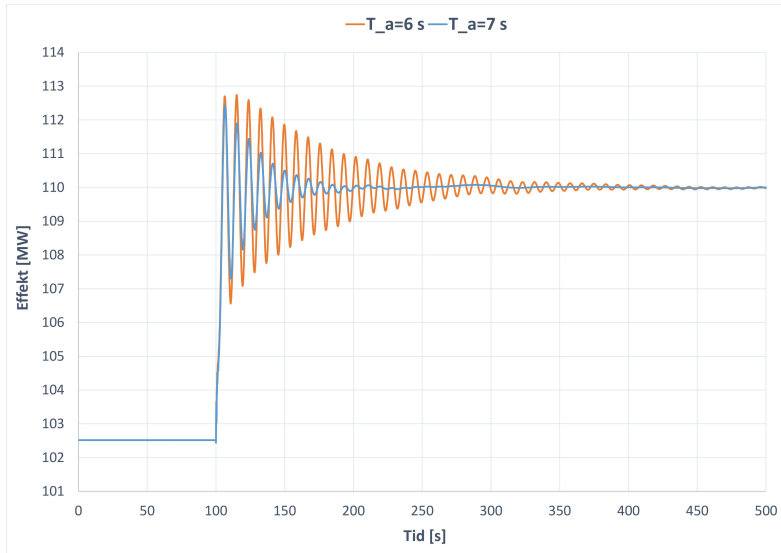


Figur 5.12: 10 % senking av setpunkteffekt for forskjellig T_a



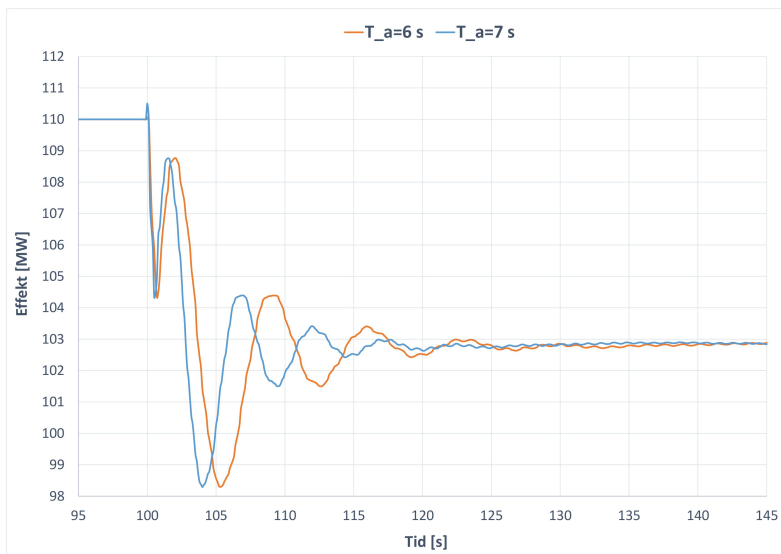
Figur 5.13: 10 % økning av setpunkteffekt for forskjellig T_a

Figur 5.14 viser generert effekt i turbinaggregat 1 når samtlige turbinaggregater går fra nettdrift til isolert drift. Overgangen går raskere og svingningene er mer dempet med $T_a = 7$ s enn med $T_a = 6$ s.



Figur 5.14: Overgangen fra nettdrift til isolert drift for turbinaggregat 1

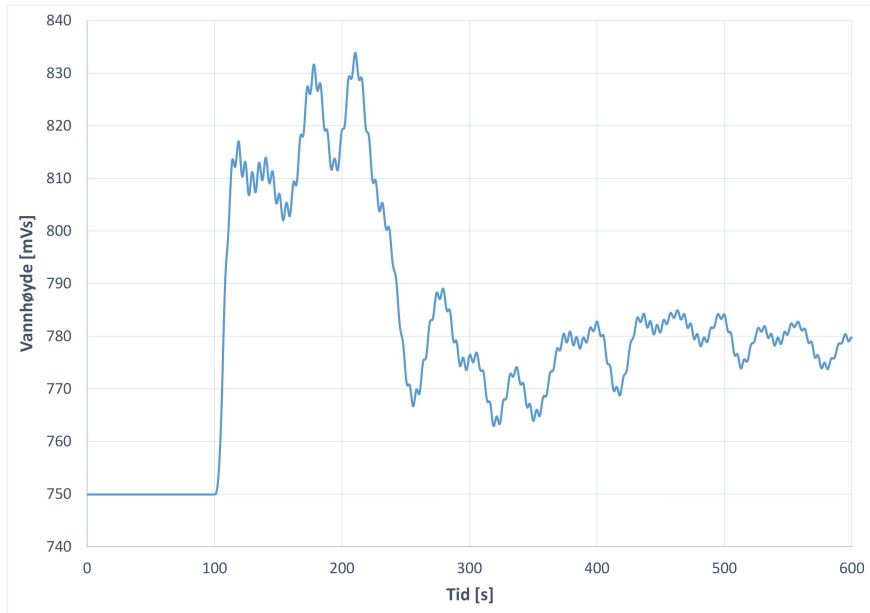
Figur 5.15 viser generert effekt i turbinaggregat 1 når samtlige turbinaggregater går fra isolert drift til nettdrift. Figuren viser at overgangen fra isolert drift til nettdrift går hurtigst for $T_a = 7$ s. Svingningene for de to T_a -verdiene er tilsynelatende dempet like mye.



Figur 5.15: Overgangen fra isolert drift til nettdrift for turbinaggregat 1

5.2.3 Vannivå i svingesjakt

Figur 5.16 viser vannivået i svingesjakten ved fullt turbinavslag. Dette er utført med $T_a = 6$ s og turbinlukketid lik 10 s. Svingeforløpets små oscillasjoner bærer preg av de mange bekkeinntakene i driftstunnelen som også fungerer som små svingesjakter.

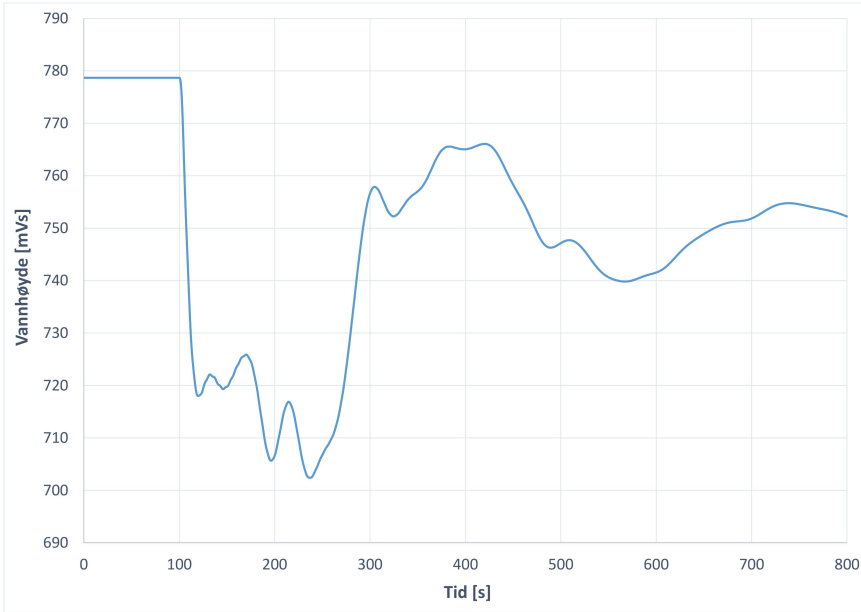


Figur 5.16: Vannivå i svingesjakten ved fullt turbinavslag

I figur 5.16 starter vannivået på 749,9 m og svinger seg inn mot 778,67 m. Høyeste vannhøyde er 833,86 m. Figur A.21 i vedleggskapittelet A.3 viser svingeforløpet i svingesjakten når lukketiden for samtlige turbiner er satt til 20 s. Å øke lukketiden med 10 s senker bare toppunktet til svingeforløpet ned til 830,97 m. Den oppgitte åpningsdiameteren til svingesjakten er 3,38 m. Hvis dette er en skrå diameter, kan man korrigere med en helningsvinkel lik 45° . Det vannrette vannspeilet vil da ha en diameter lik 4,78 m. Setter man inn en svingesjakt diameter lik 4,78 m, blir toppunktet til svingeforløpet senket ned til 824,76 m. LRV og HRV er gitt i figur A.5 henholdsvis som 805 m og 750 m. Som vist i kapittel 5.1.2, vil den skrå svingesjakten i loddrett posisjon gi en fiktiv HRV lik 827,78 m. Da er det 6,08 m opp til toppunktet i svingeforløpet i figur 5.16. Dette forsvarer delvis det høye toppunktet som simuleringen gir.

Figur 5.17 viser vannivået i svingesjakten ved fullt turbinpådrag. Turbinåpnetiden er satt til 10 s. Dette er også utført med $T_a = 6$ s. Vannivået

starter ved 778,67 m og svinger seg inn mot 749,9 m. Bunnpunktet i svingeforløpet er 702,42 m.



Figur 5.17: Vannivå i svingesjakten ved fullt turbinpådrag

Tar man utgangspunkt i figur 5.2 i kapittel 5.1.2, er den skrå avstanden mellom starthøyden i figur 5.17 og ned til LRV lik

$$\frac{778,67 \text{ m} - 750 \text{ m}}{L_S} = \sin(45^\circ) \implies L_S = \frac{28,67 \text{ m}}{\sin(45^\circ)}$$

$$L_S = 40,55 \text{ m}$$

Trekker man 40,55 m fra 778,67 m, står man igjen med 738,12 m. Dette forsvarer delvis at bunnpunktet i svingeforløpet i figur 5.17 blir betydelig lavere enn LRV .

6 Diskusjon

6.1 Generelt

Denne masteroppgaven har handlet om å bruke LVTrans for å analysere reguleringen av Evanger kraftverk. Det er en verdi i seg selv at en student, med fagpensum friskt i minne, analyserer et eksisterende kraftverk gjennom modellering. BKK setter pris på at LVTrans blir brukt på et av deres kraftverk. Læringsutbyttet har vært stort. LVTrans er et godt modelleringsverktøy, og NTNU bør lage flere studentoppgaver der kraftselskaper foreslår eksisterende kraftverk som skal modelleres. At kraftverket finnes i virkeligheten, øker motivasjonen til studenten som i tillegg gjør oppgaven gratis.

6.2 Modellering

Kraftverksmodellen ble i store trekk bygget i prosjektoppgaven. I masteroppgaven er det kraftverket etter trykksjakten som er blitt forbedret. I prosjektoppgaven ble kraftverket modellert med en fiktiv totalturbin som produserte den totale effekten. I masteroppgaven har de tre turbinaggregatene blitt modellert med tilhørende tilløpsrør. Hver enkelt turbinaggregat produserer 110 MW. Det ble verifisert, med utregning av fartstall, at bruk av Peltonturbiner er det riktige valget i Evanger kraftverk. Fallhøyden er stor og volumstrømmen til hvert turbinaggregat er lav.

Modelleringen har krevd en del informasjonshenting. Som hjelp ser man i LVTrans hva de ulike kraftverkselementene etterspør av informasjon. Gjennom utførelsen av oppgaven, er det tilstrebet å få implementert så mye informasjon fra virkeligheten som mulig inn i kraftverksmodellen. BKK har bidratt med informasjon om kraftverket. Modelleringen har skjedd i takt med informasjonshenting og økt forståelse av LVTrans. Dimensjonsparametere for turbinaggregater og vannvei er valgt fra tilsendte tegninger og informasjonstekster. Hovedmålet har vært å få kraftverket til å kjøre stabilt i henhold til norske stabilitetskrav. Dette har medført at visse modellparametere har blitt endret for å oppnå bedre reguleringsstabilitet. Tabell B.1 i vedleggskapitlet B.1 viser informasjonen som er implementert i kraftverksmodellen. Noen standardverdier, som ble tastet inn av Bjørnar Svingen, har ikke blitt endret.

Steins empiriske ligninger ble brukt i prosjektoppgaven i utregningen av regulatorparametere. Dette til dels fordi de tre turbinene ble slått sammen til en totalturbin som genererte den totale effekten på 330 MW. I masteroppgaven har regulatorparameterne, som ble satt ved idriftsettelsen av turbinaggregatene, blitt tatt i bruk. De ble satt mange år før Statnetts krav

om like regulatorparametere for nettdrift og isolert drift kom i 2015. Dokumentene med regulatorparametere er relativt gamle. Det kan ikke utelukkes at parameterne er blitt endret med tiden.

T_w er ikke en konstant man kan fastsette i LVTrans. Den kommer som en konsekvens av kraftverksutformingen og tekniske verdier. T_a kan derimot bestemmes for hvert turbinaggregat. T_a ble satt til 6 s i prosjektoppgaven som en forenkling siden T_w ble regnet ut til å være tilnærmet lik 1 s. I masteroppgaven har drift av kraftverket blitt simulert for høyere verdier av T_a .

6.3 Simulering

Ved driftsendringer i LVTrans, har samme operasjonen blitt gjort for samtlige turbinaggregater. Dette er mulig i loggeprosessen fordi man kan trykke på pause i programkjøringsvinduet, og deretter gjøre de nødvendige endringene for alle turbinaggregatene. Simuleringen av svingeforløp i svingesjakten, ved fullt turbinavslag og fullt turbinpådrag, ble gjort på denne måten. Det ble også logget endring av setpunktteffekt i turbinaggregat 1 og overgang fra nettdrift til isolert drift. I LVTrans kan man overføre den loggførte driftsdataen til Excel. Det er grunnen til at grafene i denne masteroppgaven er tegnet i Excel og importert som bilder.

Skifting til nye injektorer med individuell nålstyring er en rehabilitering som skal skje i Evanger kraftverk. I LVTrans kan man velge hvor mange dyser som skal være på under drift. I analysene i denne oppgaven har de seks dysene hos samtlige turbinaggregater alltid vært på. Det ble ikke funnet noen måte å måle reguleringshurtighet og reguleringsstabilitet med individuell nålstyring i LVTrans.

Det er ikke mange parametere i turbinelementene som er fornuftige å endre. De fleste parameterne er hentet fra turbintegninger. T_a er en av parameterne som har blitt endret for alle turbinaggregatene. T_a har blitt testet i intervallet 4 s til 10 s. For å undersøke reguleringshurtighet, er det testet å øke og senke setpunktteffekten med 10 % for forskjellige verdier av T_a . Det er også testet hvilken forskjell verdien av T_a gir i overgangen mellom nettdrift og isolert drift.

Diameteren til trykksjakten er også en parameter som vil påvirke reguleringsstabiliteten. En økning av trykksjakt diameteren vil bidra til å senke T_w . Dette fordi trykksjakten utgjør den desidert lengste tunnelstrekningen i vannveien fra nærmeste frie vannspeil til turbinene. Det ble utført frekvensanalyse for trykksjakt diameterne 3,0 m, 3,5 m, 4,0 m og 4,5 m. Det ble også testet en kombinasjon av økt trykksjakt diameter og økt T_a .

6.4 Resultater

I masteroppgaven har resultatene blitt presentert oftest grafisk. Dette fordi det i analysene blir logget over relativt lange tidsserier. Det er også lettere å se endringen i driftsdata i grafer enn i tabeller. Kvaliteten i resultatene er noe som må vurderes ut ifra LVTrans som program, og informasjonen som er implementert i modellen.

Frekvensanalyse av turbinaggregatene i kraftverksmodellen ble gjort. Frekvensresponsen for ulike scenarier er presentert i oppgaven som AFF-diagrammer. Tallene i figurene av AFF-diagrammene kan være litt små, men det er amplitudekurven og fasevinkelkurven som er mest interessante. Tallene er uansett leselige. De viktigste dataene fra frekvensanalysene er også presentert i tabeller. Lukke- og åpningstidene for samtlige turbiner ble satt til 10 s. Det ble også testet frekvensanalyse og svingningsforløp i svingesjakten for lukke- og åpningstid lik 20 s. Dette ga minimalt med utslag i resultatene fra frekvensanalysene.

I resultatdelen av oppgaven er det sett mye på frekvensresponsen til turbinaggregat 1. Etter de første frekvensanalysene, var det turbinaggregat 1 som fikk den laveste forsterkningsmarginen ΔK og den høyeste maksimale reguleringsgraden $|N|_{max}$. Antagelsen er at hvis man gjør endringer som får turbinaggregat 1 til å kjøre stabilt, vil de andre turbinaggregatene også kjøre stabilt. For å slippe å gjøre samme arbeidet tre ganger, har de fleste analysene bare blitt gjort for turbinaggregat 1. Utfordringen har vært å få senket $|N|_{max}$ og økt ΔK . Fasemarginen ψ har ligget innenfor stabilitetskravet i alle frekvensanalysene som er utført i oppgaven.

De foreslåtte regulatorparameterne fra LVTrans bidro til et stabilt, men tregt reguleringsystem. Turbinaggregatene ble deretter kjørt med regulatorparameterne fra BKK. Det har likevel blitt testet for turbinaggregat 1 hvilke følger det får at K_p blir senket. Det førte, som forventet fra teorien, til bedre reguleringsstabilitet, men dårligere reguleringshurtighet.

Frekvensanalyse ble utført for forskjellige verdier av T_a . Det ble tegnet AFF-diagrammer for T_a fra 6 s til 10 s. I virkeligheten kan man ikke endre T_a ved regulering. I LVTrans er T_a en parameter man setter i hvert turbinelement. Hvis ω_0 og P_0 ikke kan endres, er det polart treghetsmoment J som må økes for å øke T_a . Økt T_a gir høyere ΔK , høyere ψ , lavere $|N|_{max}$ og lavere ω_c . Lavere ω_c betyr lavere båndbredde som gir lavere reguleringshurtighet. Likevel er det viktig for reguleringsstabiliteten til turbinaggregatene i modellen at T_a økes for at stabilitetsmarginene skal tilfredsstille norske krav. For turbinaggregat 1 gir $T_a = 8$ s en ΔK og en ψ henholdsvis lik 7,03 dB og 74,4°. $|N|_{max}$ blir 5,41 dB. Turbinaggregatet tilfredsstiller dermed norske stabilitetskrav. ω_c ble 0,0498 Hz. Frekvensanalyse utført på et turbinaggregat i Evanger kraftverk i virkeligheten, viser en ΔK og en ψ henholdsvis lik

12,8 dB og $55,58^\circ$. ω_c ble funnet 0,05407 Hz. LVTransanalysene viser dermed ikke så godt samsvar med målinger fra virkeligheten. ω_c er den eneste parameteren som ikke ligger så langt fra målt verdi i virkeligheten. Det positive er at amplitudekurven og fasekurven i AFF-diagrammene fra LVTrans viser samme karakteristiske form som de samme kurvene i AFF-diagrammet fra virkeligheten har.

Utvidelse av trykksjakt gir lavere T_w . Resultatene viser at en utvidelse av diameteren i trykksjakten påvirker stabilitetsmarginene til turbinaggregat 1 betraktelig. Trykksjakten i Evanger kraftverk er 1002 m lang og danner det største leddet i summasjonen $\sum \frac{L}{A}$ i ligningen for T_w . Lavere T_w gir bedre reguleringsstabilitet. En utvidelse av trykksjakten bidrar til høyere ΔK , høyere ψ , lavere $|N|_{max}$ og høyere ω_c . Utvidelse av trykksjakt bidrar både til bedre reguleringshurtighet og bedre reguleringsstabilitet. Med $T_a = 6$ s, må trykksjakt diameteren utvides til 4,5 m for at stabilitetsmarginene skal komme innenfor stabilitetskravene. Med $T_a = 7$ s, må trykksjakt diameteren bare utvides til 3,5 m. Overslagsberegningene viser at en økning av diameteren på en halv meter fører til en betydelig senking av T_w . I henhold til Darcy-Weisbachs friksjonsformel (ligning 3.5), vil et utvidet tverrsnitt også redusere friksjonen i røret. Dette vil dermed redusere falltapet. Men trykksjakten er 1002 m lang, og en utvidelse av den vil være svært kostbart. En slik rehabilitering vil også kreve full stans av kraftverket.

Endring av setpunkt effekt under nettdrift skjer hurtigere med $T_a = 6$ s enn med $T_a = 7$ s. Dette gjelder både økning og senking av setpunkt effekten med 10 %. Effektreguleringen skjer raskere for lavere T_a . Dette kan også ses i tabell 5.5 ved at ω_c er lavere for høyere T_a . Selv om økning av T_a har en stabiliserende effekt, vil det gå ut over reguleringshurtigheten. Overgangen fra nettdrift til isolert drift skjer derimot hurtigere og mer dempet med $T_a = 7$ s enn ved $T_a = 6$ s. Overgangen fra isolert drift til nettdrift skjer marginalt hurtigere med høyere T_a . Svingningene i effektforløpet dempes omtrent like mye.

Ved simulering, når alle turbinaggregatene kjører på fullast, ligger vannivået i svingesjakten på 749,9 m høyde. Ved fullt turbinavslag, dannes et svingeforløp i svingesjakten. Resultatene viser at høyeste vannhøyde under svingeforløpet blir 833,86 m. Svingeforløpet ved fullt turbinavslag er preget av de mange bekkeinntakene i driftstunnelen som bidrar med svingesjakteffekt. Økning av turbinlukketiden fra 10 s til 20 s senket bare toppunktet til svingeforløpet, ved fullt turbinavslag, med 3 m. Etter en tid, legger vannspeilet i svingesjakten seg på 778,67 m høyde. Ved fullt turbinpådrag, dannes et svingeforløp med laveste vannivå lik 702,42 m høyde. LRV og HRV i svingesjakten blir overskredet ved fullt turbinavslag og turbinpådrag. Dette er en svakhet i modellen, men LVTrans modellerer svingesjakten som loddrett. I virkeligheten er svingesjakten skrå. Det ble regnet ut at hvis den skrå svingesjakten står loddrett, vil HRV økes til 827,78 m. Med samme regnemåte med skrå avstand fra 778,67 m ned til LRV , får man at LRV senkes

ned til 738, 12 m. Dette viser litt hvorfor resultatene ble som de ble.

6.5 Feilkilder

Inntastet tilsig i bekkeinntakene er fra en gammel tegning med antatte volumstrømmer. Det er mulig at dette er utdaterte verdier å bruke til modellering i dag. På grunn av manglende informasjon ble diameterene til de ulike bekkeinntakene satt til den samme som i svingesjaktelementet. Friksjonskoeffisientene, brukt i driftstunnelen, ble regnet ut ved å slå sammen Mannings trykktapformel og Darcy-Weisbachs friksjonstapformel. Dette er en forenkling som gjør at friksjonstapet blir en funksjon av Manningstallet og tverrsnittsarealet. For rørene etter driftstunnelen, ble standardverdier brukt for friksjonskoeffisientene.

I LVTrans blir svingesjakten modellert som et loddrett rør med én diameter. I virkeligheten er den bygget med helling. Dette påvirker svingeforløpresultatene ved endret driftsmønster. Vannveien mellom trykksjakt og turbinene er forenklet på grunn av manglende informasjon. Tilløpsrørene til turbinene ble modellert etter tegningene i vedleggskapittelet A.1, men rørstrekket mellom trykksjakt og tilløpsrørene ble forenklet til et kort rør med samme diameter som trykksjakten. Det kom ikke helt frem i tegningene hvordan dette rørstrekket ser ut.

Masteroppgaven inneholder mange resultater fra simuleringer og frekvensanalyser. Simuleringene er kjørt for forskjellige driftsscenarioer. De ulike scenarioene krever at enkelte parametere blir tilpasset situasjonen. Det kan ha forekommet at ikke alle parametere har blitt endret riktig. Det kan heller ikke utelukkes at måten turbinaggregatene ble momentant stoppet og starter på i LVTrans, ikke er realistisk. Regulatorparameterne fra BKK er tatt fra gamle dokumenter. Det er mulig at regulatorparameterne er utdaterte. Enkelte parametere i modellen står også som standardverdier. Det kan ikke utelukkes at noen av parameterne er for generelle.

7 Konklusjon

Masteroppgaven har vært knyttet til oppnåelse av rask effektregulering. I tillegg til hurtig regulering er det tilstrebet at turbinaggregatene i kraftverksmodellen skal regulere stabilt. En utfordring i oppgaven har vært å få turbinaggregatene i kraftverksmodellen til å regulere stabilt innenfor norske stabilitetskrav. Regulatorparameterne, som er brukt for turbinaggregatene, er de samme som BKK satt ved idriftsettelsen av dem. I første omgang viste frekvensanalysene for lav ΔK og for høy $|N|_{max}$ for samtlige turbinaggregater. En justering av K_p medførte at $|N|_{max}$ minket, men det gjorde også ω_c . Minkende ω_c betyr minkende båndbredde som igjen betyr dårligere reguleringshurtighet.

Uten å endre regulatorparameterne, regulerer turbinaggregatene i kraftverksmodellen først stabilt etter at enten T_a eller trykksjakt diameteren økes. Økning av T_a fører til bedre reguleringsstabilitet, men ikke til bedre reguleringshurtighet. Trykksjakten utgjør det største leddet i summasjonen $\sum \frac{L}{A}$ i ligningen for T_w . Økning av trykksjakt diameteren gir betydelig lavere T_w mellom svingesjakt og turbinaggregatene. Frekvensanalysene viser at både reguleringshurtigheten og reguleringsstabiliteten bedres som følge av utvidelsen av trykksjakten. For å få turbinaggregatene til å kjøre stabilt innenfor norske krav, må T_a økes fra 6 s til 8 s. Denne endringen må gjøres for samtlige turbinaggregater. For å oppnå det samme med $T_a = 6$ s, må trykksjakt diameteren økes fra 3 m til 4,5 m. Hvis T_a økes til 7 s, holder det å utvide trykksjakten til 3,5 m. Hverken T_w eller T_a er mulig å endre ved regulering.

Simuleringer i LVTrans viser at turbinaggregatet regulerer hurtigere med lavere T_a . Dette kan ses ved endringer av settpunkteffekten under nettdrift. Både å øke og senke settpunkteffekten med 10 % går raskere for $T_a = 6$ s enn for $T_a = 7$ s. Overgangen fra nettdrift til isolert drift skjer derimot hurtigere med økt T_a . Under overgangen er svingningene i effektforløpet også mer dempet for høyere T_a . I overgangen fra isolert drift til nettdrift, skjer overgangen bare litt hurtigere for høyere T_a . Da dempes svingningene i effektforløpet omtrent like mye.

Frekvensanalyse av turbinaggregat 1 med $T_a = 8$ s gir $\Delta K = 7,03$ dB, $\psi = 74,4^\circ$ og $\omega_c = 0,0498$ Hz. Frekvensanalyse utført på turbinaggregat i Evanger kraftverk i virkeligheten viser $\Delta K = 12,8$ dB, $\psi = 55,68^\circ$ og $\omega_c = 0,05407$ Hz. AFF-diagrammene fra LVTrans viser tydelig forskjellige stabilitetsmarginer. Kryssfrekvensen ω_c er den eneste parameteren som kan sies å ligge nært ω_c målt i Evanger kraftverk. I det minste så viser amplitudekurvene og fasevinkelkurvene i AFF-diagrammene fra LVTrans samme karakteristiske form som målingen fra virkeligheten.

For kraftverksmodellen sin del, vises det som en god løsning å utvide trykksjakten til 3,5 m og øke T_a fra 6 s til 7 s for samtlige turbinaggregater.

Dette gir stabilitetsmarginer som tilfredsstillers norske krav. Videre utvidelse av trykksjakt gir ikke like bratt endring i reguleringshurtigheten. Men å utvide trykksjakten er lettere sagt enn gjort i virkeligheten. En slik rehabilitering vil være svært kostbart ettersom det vil kreve full stans av kraftverket. I tillegg er trykksjakten 1002 m lang. Uansett viser resultatene og analysene i LVTrans godt samsvar med teorien i kapittel 3. Dette styrker troverdigheten til kraftverksmodellen.

8 Videre arbeid

Hvis det skal jobbes videre med modelleringen og analyseringen av Evanger kraftverk, er dette oppgaver som kan gjøres:

- Oppdatere tilsigsdata for bekkeinntakene.
- Finne løsning for modellering av svingesjakten.
- Modellere kraftverket i et annet modelleringsverktøy og sammenligne resultater.
- Implementere ny informasjon etter at kraftverket er rehabilitert og gjøre nye reguleringsanalyser.
- Bytte ut standardverdier, som er tastet inn i kraftverksmodellen, med mer tilpassede verdier.
- Utføre frekvensanalyse i Evanger kraftverk.
- Analysere forskjellene etter 1 Hz i AFF-diagrammene i figurene 5.3, 5.4 og 5.5 i kapittel 5.2.1.
- Undersøke muligheter for å øke det polare treghetsmomentet til turbinaggregatene.
- Utforske videre hvilke effekter en utvidelse av trykksjakten vil gi.
- Gjøre overslagsberegninger på hvor mye det vil koste å utvide trykksjakten, samt finne ut om det er mulig å gjøre i virkeligheten.

9 Litteraturliste

- Balchen, J. G., Andresen, T., and Foss, B. A. (2013). *Reguleringsteknikk*. NTNU-trykk.
- bkk.no (2015). *Evanger Kraftverk*. http://www.bkk.no/om_oss/anlegg-utbygging/Kraftverk_og_vassdrag/Eksingedals-_og_Teigdalsvassdra/article28913.ece [Hentet: 02.09.2015].
- Brekke, H. (2003). *Pumper og Turbiner*. Vannkraftlaboratoriet NTNU.
- Cengel, Y. A. and Cimbala, J. M. (2012). *Fluid Mechanics - Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill.
- Guttormsen, O. (2013). *Vassdragsteknikk 2*. Akademika forlag.
- IEEE (2011). *Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units*. IEEE.
- Kjølle, A. (2001). *Mechanical Equipment*. NTNU.
- NGU (2015). *Nasjonal Berggrunnsdatabase*. <http://geo.ngu.no/kart/berggrunn/> [Hentet: 25.11.2015].
- Nielsen, T. K. (1990). *Dynamisk dimensjonering av vannkraftverk*. Vannkraftlaboratoriet NTNU.
- Nielsen, T. K. (2015). *Forelesningsslides fra faget TEP4200 Konstruksjon, drift og vedlikehold av hydrauliske strømningsmaskiner*. NTNU.
- norgei3d.no (2015). *Norge i 3D med Norkart Virtual Globe*. norgei3d.no [Hentet: 06.12.2015].
- Riise, T. L. (2015). *Dynamisk modellering av vannkraftverk*. NTNU.
- Rydning, A. (2016). *Mailkorrespondanse med medveileder i BKK, Anja Rydning*.
- Skaare, J. H. (2014). *Regulering av turbiner i vannkraftverk - En litteraturstudie, Masteroppgave*. NMBU.
- Statnett (2012). *Funksjonskrav i kraftsystemet*. Statnett.

Statnett (2016a). *Hvordan fungerer kraftmarkedet?* <http://www.statnett.no/Samfunnsoppdrag/vart-samfunnsoppdrag/Nettdrift-er-en-balansekunst/Hvordan-fungerer-Kraftmarkedet/> [Hentet: 07.03.2016].

Statnett (2016b). *Primærreserver.* <http://www.statnett.no/Drift-og-marked/Markedsinformasjon/Primarreserver/> [Hentet: 07.03.2016].

Statnett (2016c). *Regulerkraftmarkedet.* <http://statnett.no/Drift-og-marked/Markedsinformasjon/RKOM1/Om-regulerkraftmarkedet-RKM/> [Hentet: 07.03.2016].

Statnett (2016d). *Sekundærreserver.* <http://www.statnett.no/Drift-og-marked/Markedsinformasjon/sekundarreserver/> [Hentet: 07.03.2016].

Statnett (2016e). *Tertiærreserver.* <http://www.statnett.no/Drift-og-marked/Markedsinformasjon/RKOM1/> [Hentet: 07.03.2016].

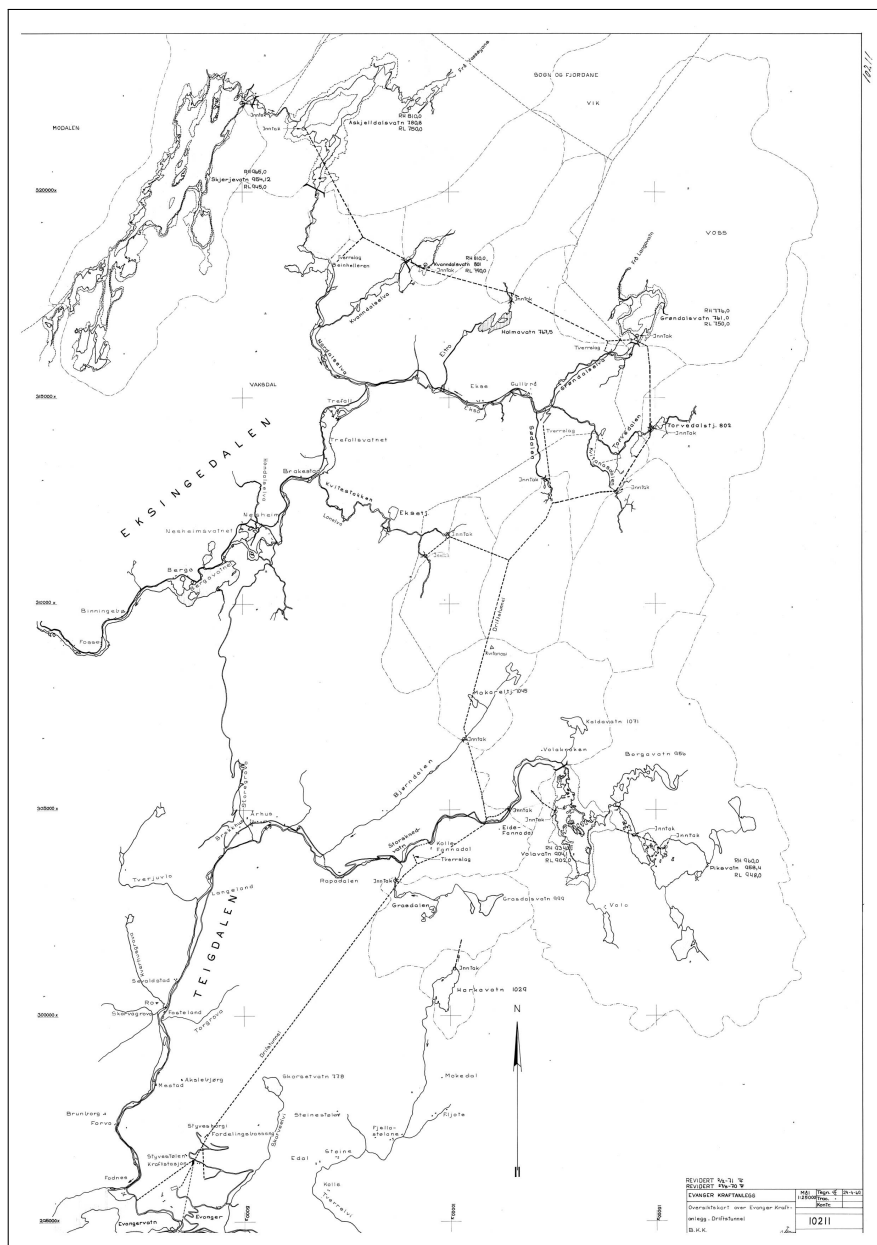
Svingen, B. (2015). *LVTrans Manual*. Sintef.

Wylie, B. E. and Streeter, V. L. (1977). *Fluid Transients in Systems*. McGraw Hill International Book Co.

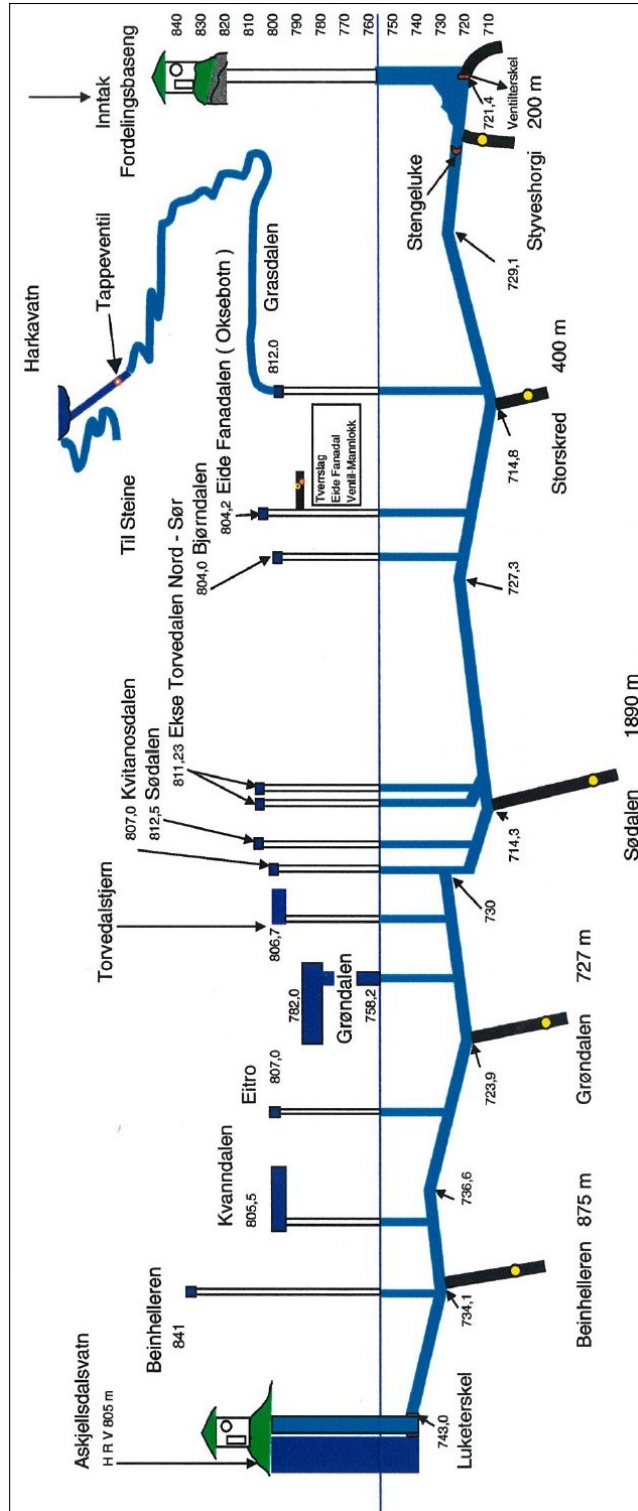
Vedlegg

A Utvalgte figurer

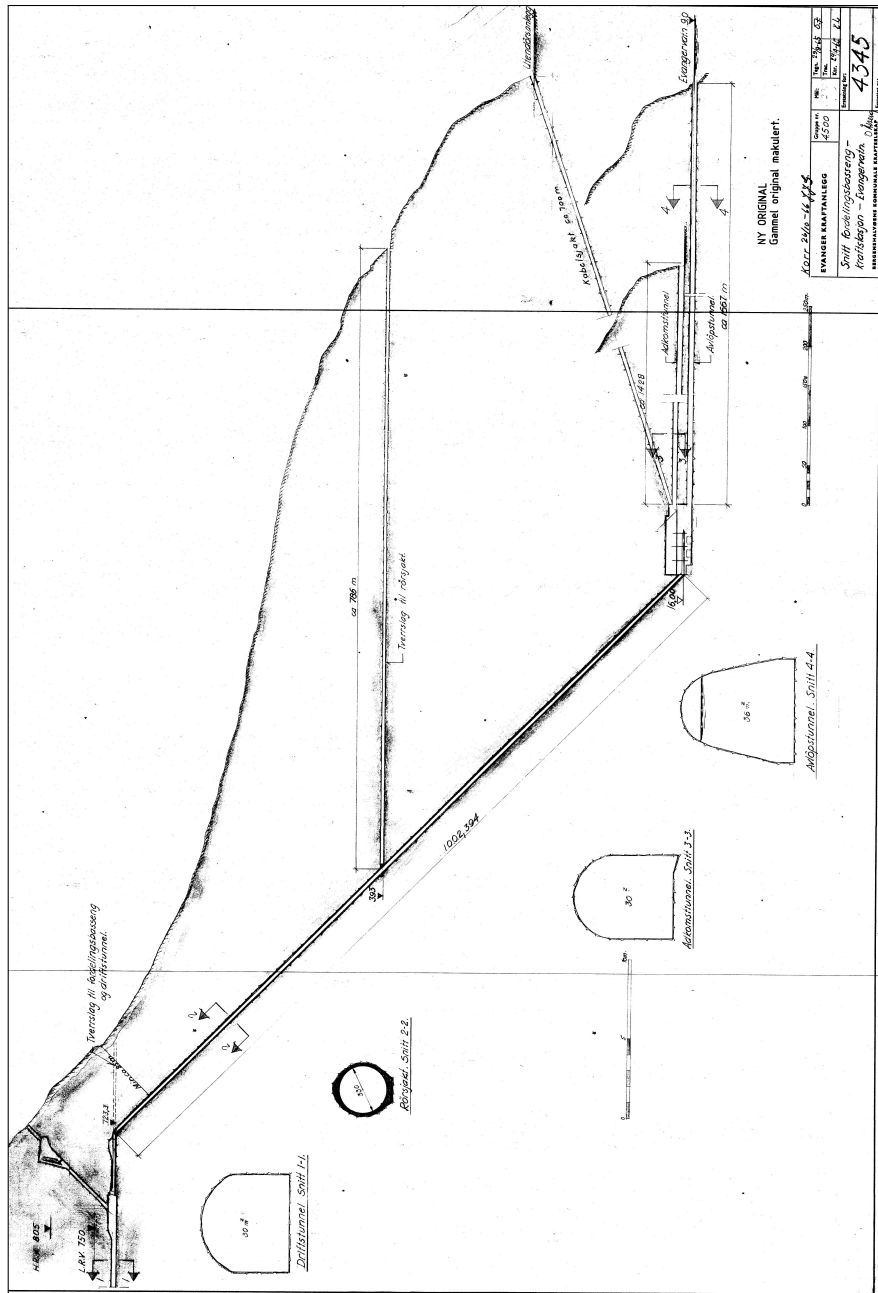
A.1 Figurtegninger fra BKK



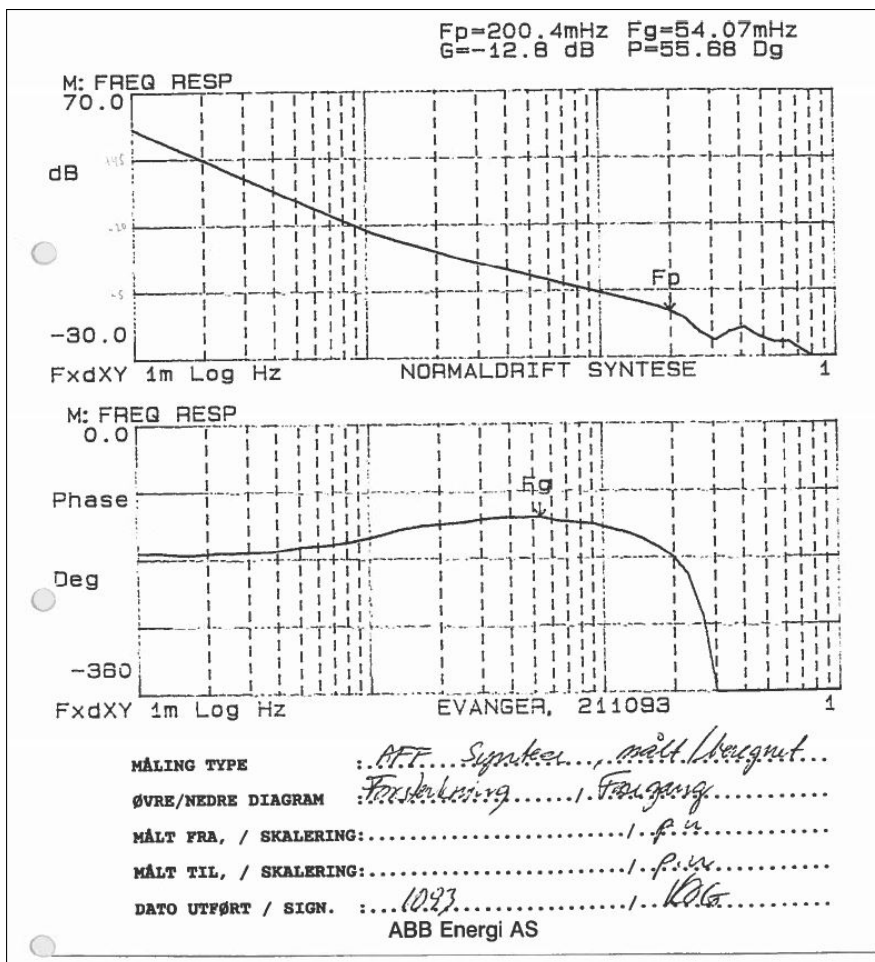
Figur A.1: Kart over driftstunnelen i Evanger kraftverk (Rydning, 2016)



Figur A.3: Lengdesnitt av driftstunnelen i Evanger kraftverk (2) (Rydning, 2016)

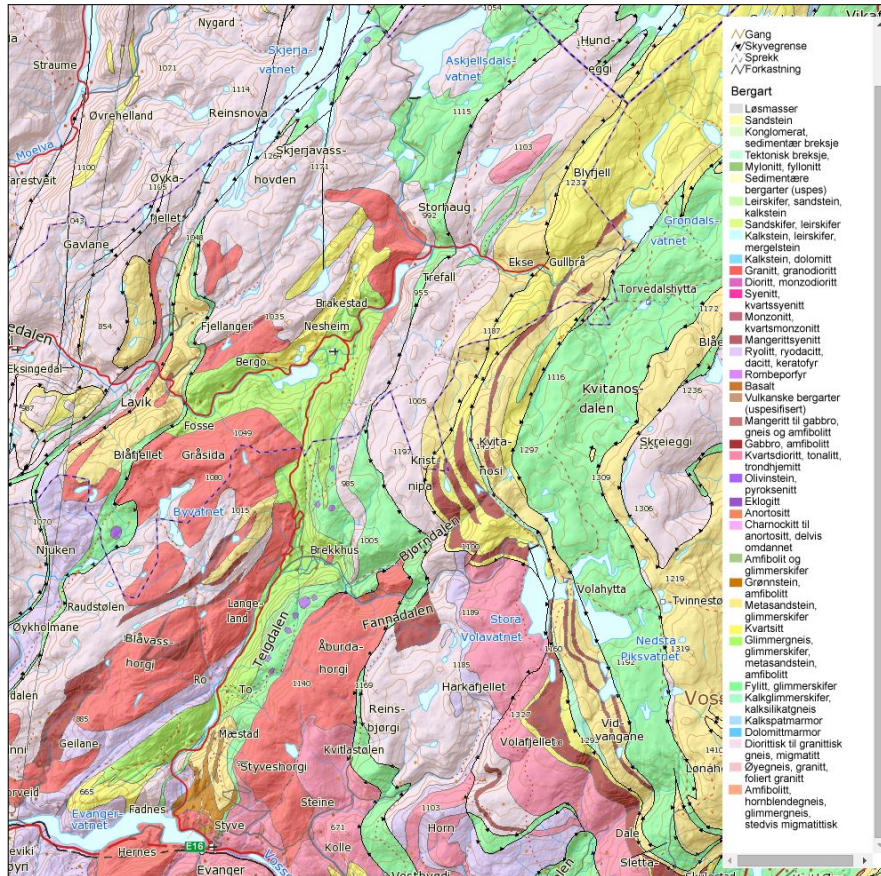


Figur A.5: Vannveien etter svingesjaken i Evanger kraftverk (2) (Rydning, 2016)



Figur A.6: Frekvensanalyse utført i Evanger kraftverk (Rydning, 2016)

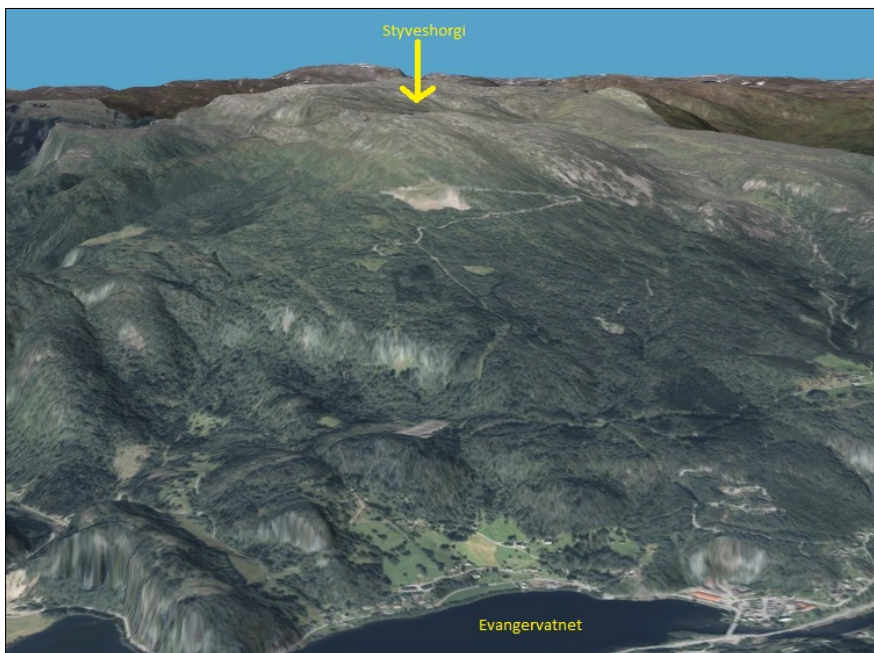
A.2 Geografi



Figur A.7: Berggrunnskart over området Evanger kraftverk spenner seg over (NGU, 2015)

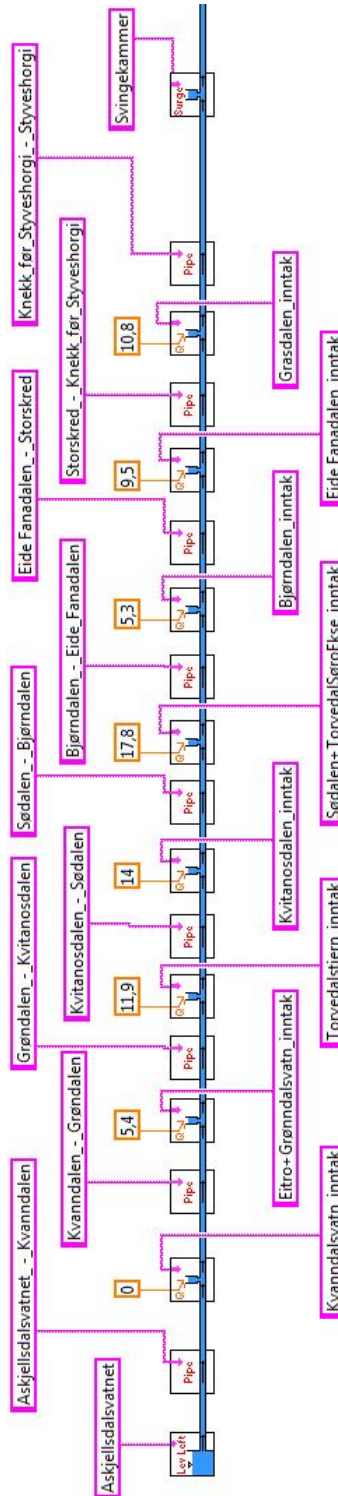


Figur A.8: 3D-bilde av hovedmagasinet til Evanger kraftverk (norgei3d.no, 2015)

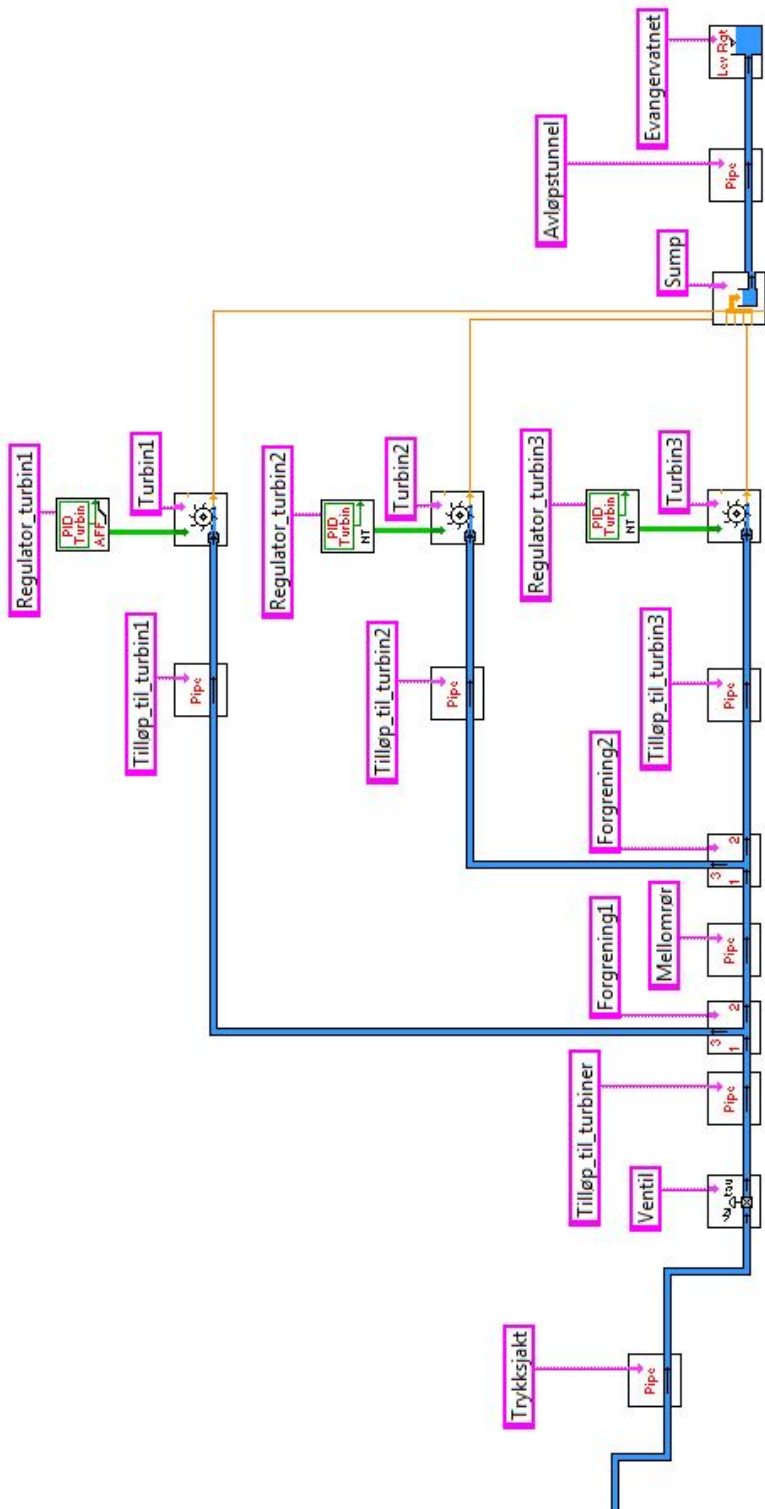


Figur A.9: 3D-bilde av Evanger (norgei3d.no, 2015)

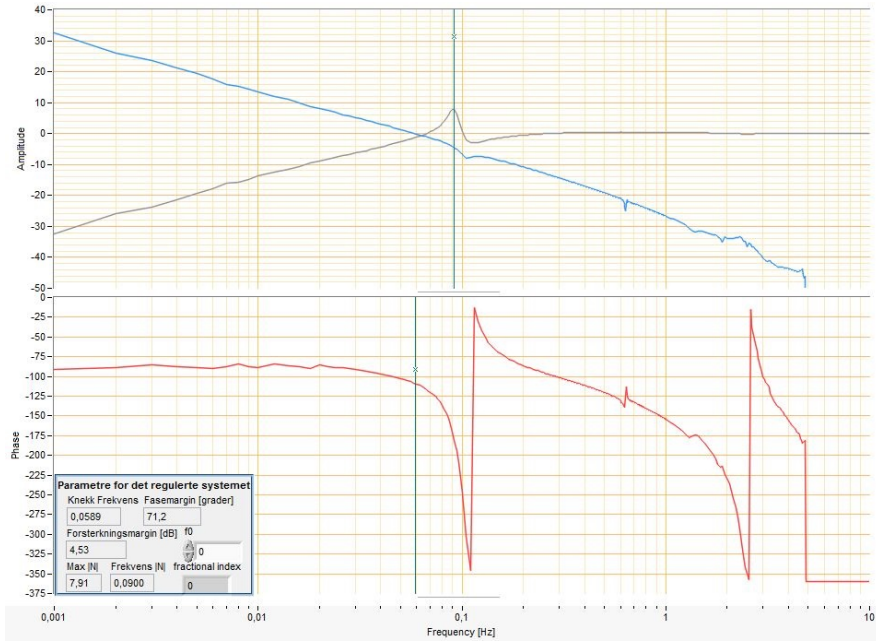
A.3 LVTrans



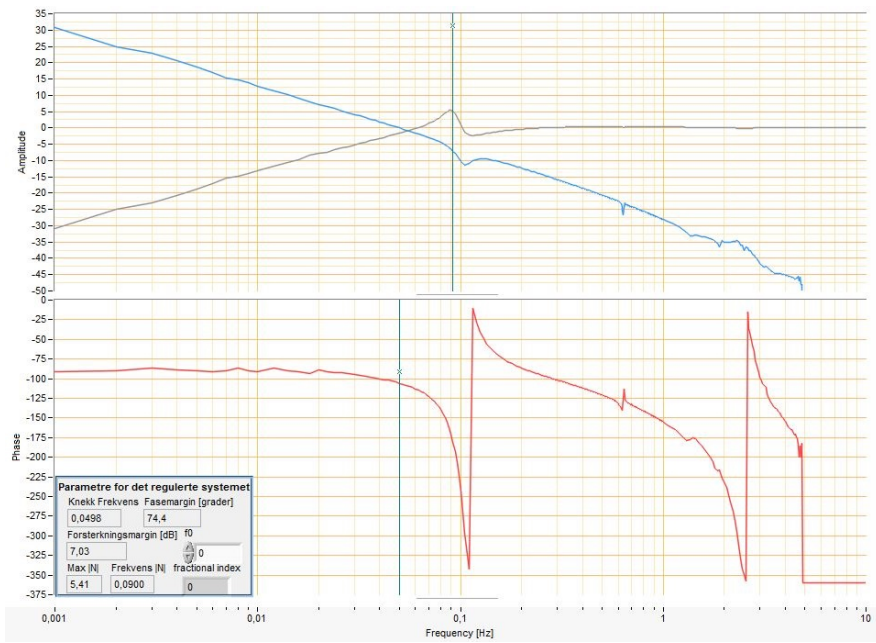
Figur A.10: Evanger kraftverk modellert i LVTrans (del 1)



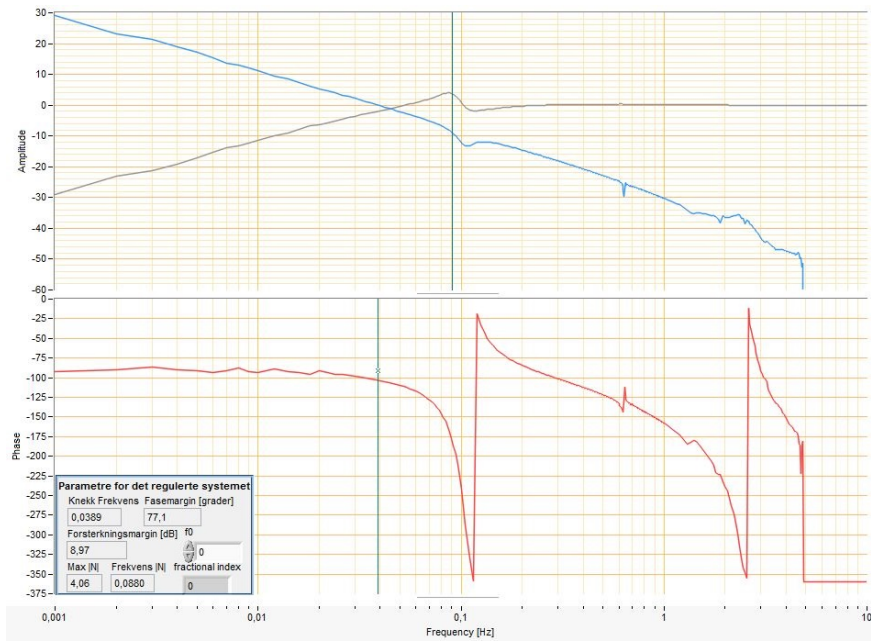
Figur A.11: Evanger kraftverk modellert i LVTrans (del 2)



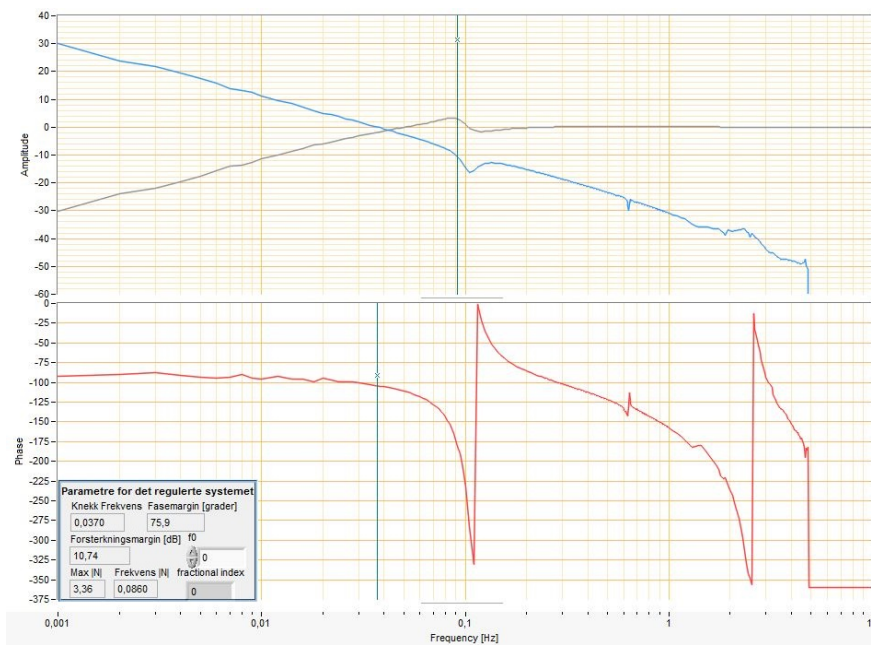
Figur A.12: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 7$ s og regulatorparametere fra BKK



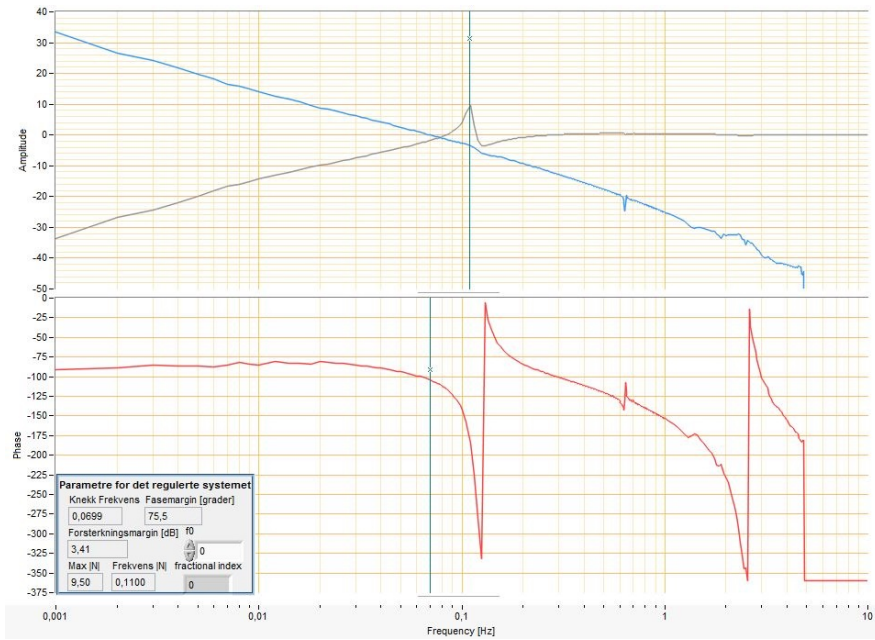
Figur A.13: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 8$ s og regulatorparametere fra BKK



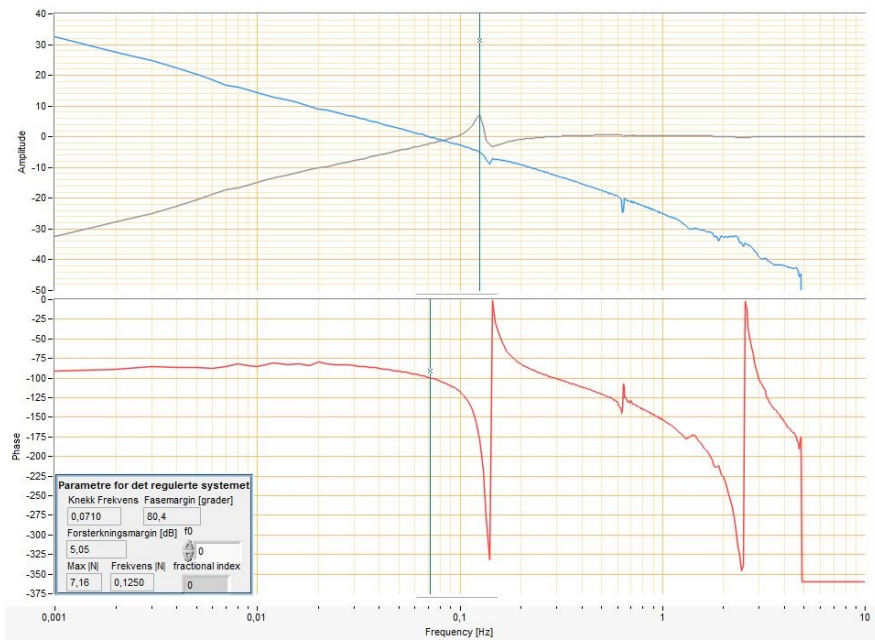
Figur A.14: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 9$ s og regulatorparametere fra BKK



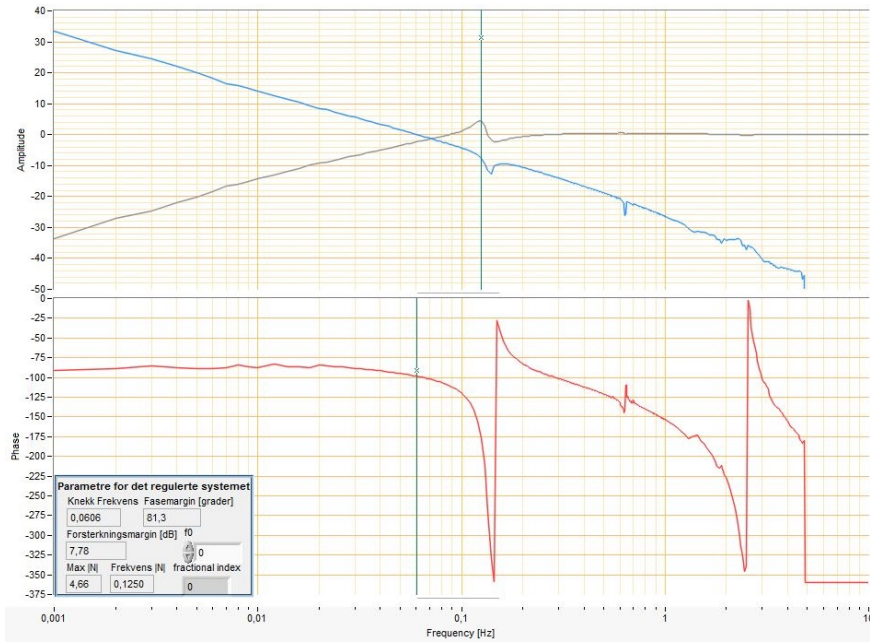
Figur A.15: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 10$ s og regulatorparametere fra BKK



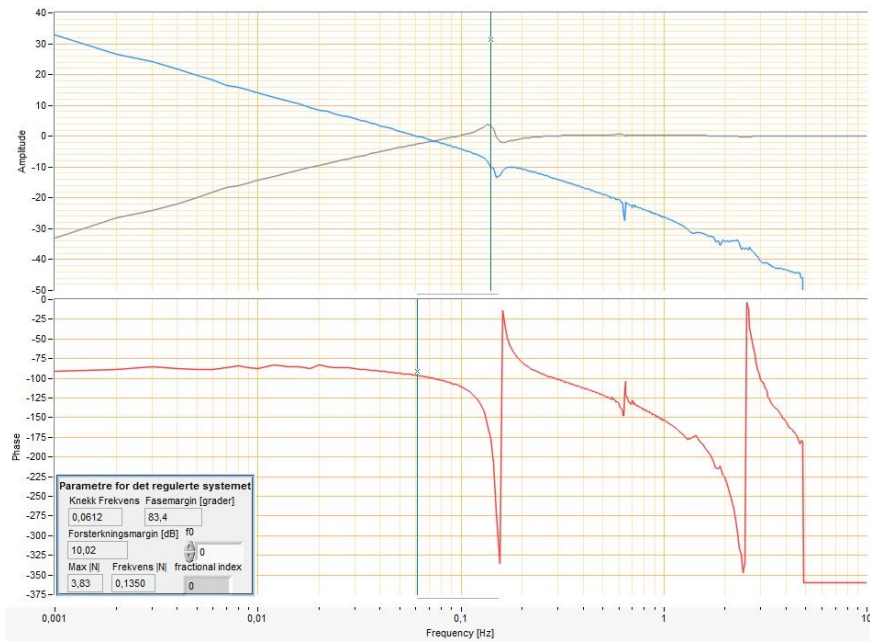
Figur A.16: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 6$ s, trykksjakt diameter lik 3,5 m regulatorparametere fra BKK



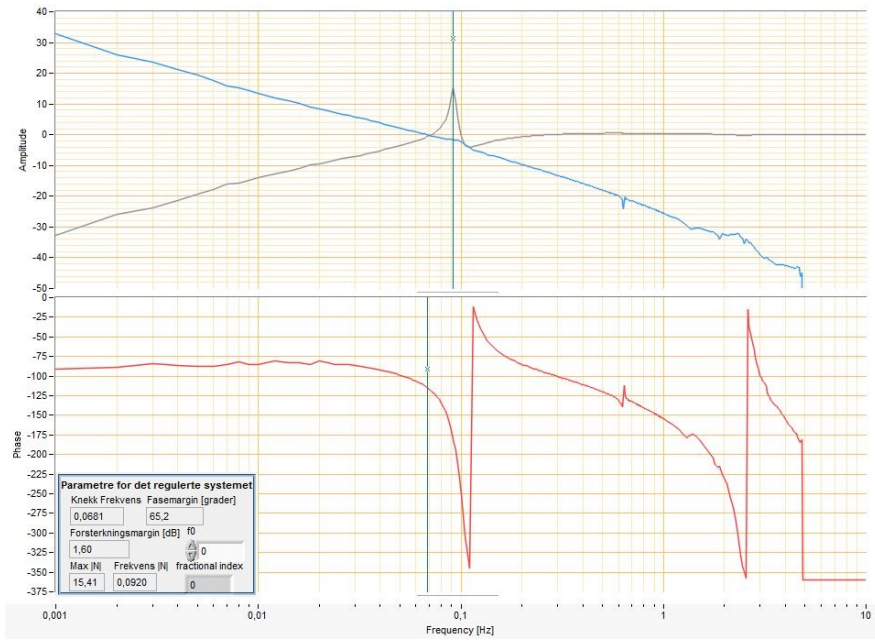
Figur A.17: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 6$ s, trykksjakt diameter lik 4 m og regulatorparametere fra BKK



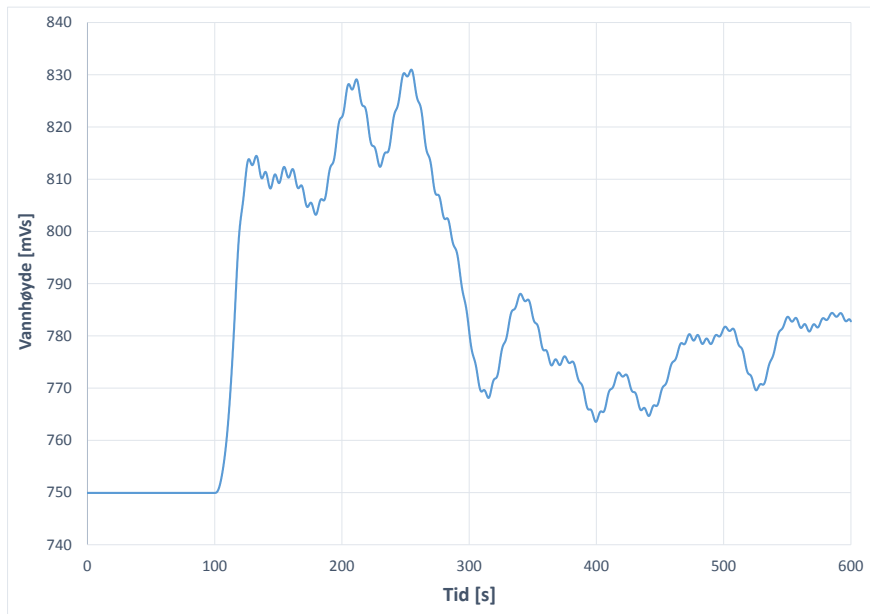
Figur A.18: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 7$ s, trykksjakt diameter lik 4 m og regulatorparametere fra BKK



Figur A.19: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 7$ s, trykksjakt diameter lik 4,5 m og regulatorparametere fra BKK



Figur A.20: AFF-diagram for turbinaggregat 1 med $T_a = 6$ s og lukketid lik 20 s



Figur A.21: Vannhøyde i svingesjaktet ved fullt turbinavslag med $T_a = 6$ s og lukketid lik 20 s

B Utvalgte tabeller

B.1 Inntastede parametere i kraftverksmodellen

I dette kapittelet står de inntastede parameterne for de ulike elementene som finnes i kraftverksmodellen. Parameterne er samlet inn gjennom tilsendte tegninger og tabeller. Figurene A.10 og A.11 viser kraftverket modellert i LVTrans.

Tabell B.1: Inntastede parametere i LVTransmodellen

Evanger kraftverk

```
[Askjellsdalsvatnet]
window_name = "Askjellsdalsvatnet"
HO = 765,000000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE

[Askjellsdalsvatnet_ -_Kvanndalen]
window_name = "Askjellsdalsvatnet_ -_Kvanndalen"
L = 5150,000000
D = 5,797000
f = 0,059990
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 30,000000
P = 20,700000
ZO = 743,000000
Z1 = 736,600000
QO = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE

[Kvanndalsvatn_inntak]
window_name = "Kvanndalsvatn_inntak"
HO = 765,000000
D = 3,3800
f = 0,050000
X_Qinn = 0,500000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE
```



```
[Kvanndalen_-_Grøndalen]
window_name = "Kvanndalen_-_Grøndalen"
L = 4200,000000
D = 5,797000
f = 0,059990
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 30,000000
P = 20,700000
ZO = 736,600000
Z1 = 723,900000
QO = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE

[Eitro+Grønndalsvatn_inntak]
window_name = "Eitro+Grønndalsvatn_inntak"
HO = 765,000000
D = 3,3800
f = 0,050000
X_Qinn = 0,500000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE

[Grøndalen_-_Kvitanosdalen]
window_name = "Grøndalen_-_Kvitanosdalen"
L = 4700,000000
D = 5,797000
f = 0,059990
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 30,000000
P = 20,700000
ZO = 723,900000
Z1 = 730,000000
QO = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE

[Torvedalstjern_inntak]
window_name = "Torvedalstjern_inntak"
HO = 765,000000
D = 3,3800
f = 0,050000
X_Qinn = 0,500000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE

[Kvitanosdalen_-_Sødalen]
window_name = "Kvitanosdalen_-_Sødalen"
```

```
L = 1600,100000
D = 5,797000
f = 0,059990
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 30,000000
P = 20,700000
ZO = 730,000000
Z1 = 714,300000
QO = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE
```

```
[Kvitanosdalen_inntak]
window_name = "Kvitanosdalen_inntak"
HO = 765,000000
D = 3,3800
f = 0,050000
X_Qinn = 0,500000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE
```

```
[Sødalen_-_Bjørndalen]
window_name = "Sødalen_-_Bjørndalen"
L = 6100,000000
D = 5,7970000
f = 0,059990
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 30,000000
P = 20,700000
ZO = 714,300000
Z1 = 727,300000
QO = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE
```

```
[Sødalen+TorvedalSøroEkse_inntak]
window_name = "Sødalen+TorvedalSøroEkse_inntak"
HO = 765,000000
D = 3,3800
f = 0,050000
X_Qinn = 0,500000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE
```

```
[Bjørndalen_-_Eide_Fanadalen]
window_name = "Bjørndalen_-_Eide_Fanadalen"
L = 500,000000
D = 5,9870000
f = 0,059350
```

```
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 32,000000
P = 21,379000
Z0 = 727,300000
Z1 = 725,800000
Q0 = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE

[Bjørndalen_inntak]
window_name = "Bjørndalen_inntak"
HO = 765,000000
D = 3,3800
f = 0,050000
X_Qinn = 0,500000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE

[Eide Fanadalen_-_Storskred]
window_name = "Eide Fanadalen_-_Storskred"
L = 3700,000000
D = 5,987
f = 0,05935
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 32,000000
P = 21,3790000
Z0 = 725,800000
Z1 = 714,800000
Q0 = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE

[Eide Fanadalen_inntak]
window_name = "Eide Fanadalen_inntak"
HO = 765,000000
D = 3,3800
f = 0,050000
X_Qinn = 0,500000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE

[Storskred_-_Knekk_før_Styveshorgi]
window_name = "Storskred_-_Knekk_før_Styveshorgi"
L = 3900,000000
D = 5,987
f = 0,05935
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
```

```
DH? = TRUE
Areal = 32,000000
P = 21,379000
ZO = 714,800000
Z1 = 729,100000
QO = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE

[Grasdalen_inntak]
window_name = "Grasdalen_inntak"
HO = 765,000000
D = 3,3800
f = 0,050000
X_Qinn = 0,500000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE

[Knekk_før_Styveshorgi_-_Styveshorgi]
window_name = "Knekk_før_Styveshorgi_-_Styveshorgi"
L = 4200,000000
D = 5,987
f = 0,05935
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 32,000000
P = 21,379000
ZO = 729,100000
Z1 = 721,400000
QO = 49,050000
HO = 765,000000
rt_data? = FALSE

[Svingekammer]
window_name = "Svingekammer"
HO = 765,000
D = 3,380000
f = 0,050000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc = FALSE

[Trykksjakt]
window_name = "Trykksjakt"
L = 1002,404000
D = 3,000000
f = 0,010000
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = FALSE
Areal = 0,000000
P = 0,000000
ZO = 721,4
```

```
Z1 = 16,000000
Q0 = 49,050000
H0 = 760,000000
rt_data? = FALSE

[Ventil]
window_name = "Ventil"
Cvp = 100000
Cvm = 100000
close_high_s = 1,000000
close_low_s = 1,000000
switch = 0,500000
Tk_s = 1,000000
tau_0 = 1,000000
use-cv-file? = FALSE
cv-file-name = "cv-file.txt"
D = 3
rt_data? = FALSE

[Tilløp_til_turbiner]
window_name = "Tilløp_til_turbiner"
L = 10,000000
D = 3,000000
f = 0,010000
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = FALSE
Areal = 0,000000
P = 0,000000
Z0 = 16,000000
Z1 = 16,000000
Q0 = 49,050000
H0 = 760,000000
rt_data? = FALSE

[Forgrening1]
window_name = "Forgrening1"
Cv1 = 100000,000000
Cv2 = 100000,000000
Cv3 = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc = FALSE

[Tilløp_til_turbin1]
window_name = "Tilløp_til_turbin1"
L = 27,634000
D = 1,600000
f = 0,010000
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = FALSE
Areal = 0,000000
P = 0,000000
Z0 = 16,000000
Z1 = 16,000000
Q0 = 16,350000
H0 = 760,000000
```

```
rt_data? = FALSE

[Turbin1]
window_name = "Turbin1"
Qr = 16,3500
Hr = 760,000000
Nr = 500,000000
Tr = 2100845,249000
Er = 2100845,249000
Ta = 6,000000
Rm = 0,0500000
eta_bep = 0,960000
Nturb = 1,000000
Poler = 12,000000
Dnett = 0,000000
delta_r = 0,7854
F_Nett = 50,000000
n_needles = 6
eta_3 = 0,8
q_max = 1,5
rt_data? = FALSE

[Regulator_turbin1]
window_name = "Regulator_turbin1"
Pr = 110,000000
Nr = 500,000000
SP_Power = 110,00000
PID P_n_grid = 3,000
PID Ti_n_grid = 8,0000
PID Td_n_grid = 0,0000
PID P_n_island = 3,000
PID Ti_n_island = 8,0000
PID Td_n_island = 0,0000
Ti_power = 300,000000
T_ramp = 100,000000
Rp_droop = 0,010000
T_close_hi = 10,000000
T_close_low = 10,000000
T_open_hi = 10,000000
T_open_low = 10,000000
kap_change = 0,500000
a = 0,000000
b = 1,000000
c = 0,000000
rt_data? = FALSE

[Mellomrør]
window_name = "Mellomrør"
L = 22,554000
D = 2,300000
f = 0,010000
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = FALSE
Areal = 0,000000
P = 0,000000
ZO = 16,000000
Z1 = 16,000000
```

```
Q0 = 32,70000
H0 = 760,000000
rt_data? = FALSE

[Forgrening2]
window_name = "Forgrening2"
Cv1 = 100000,000000
Cv2 = 100000,000000
Cv3 = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc = FALSE

[Tilløp_til_turbin2]
window_name = "Tilløp_til_turbin2"
L = 17,357000
D = 1,600000
f = 0,010000
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = FALSE
Areal = 0,000000
P = 0,000000
Z0 = 16,000000
Z1 = 16,000000
Q0 = 16,350000
H0 = 760,000000
rt_data? = FALSE

[Turbin2]
window_name = "Turbin2"
Qr = 16,3500
Hr = 760,000000
Nr = 500,000000
Tr = 2100845,249000
Er = 2100845,249000
Ta = 6,000000
Rm = 0,0500000
eta_bep = 0,960000
Nturb = 1,000000
Poler = 12,000000
Dnett = 0,000000
delta_r = 0,7854
F_Nett = 50,000000
n_needles = 6
eta_3 = 0,8
q_max = 1,5
rt_data? = FALSE

[Regulator_turbin2]
window_name = "Regulator_turbin2"
Pr = 110,000000
Nr = 500,000000
SP_Power = 110,000000
PID P_n_grid = 2,500
PID Ti_n_grid = 12,0000
PID Td_n_grid = 0,5000
PID P_n_island = 2,5000
PID Ti_n_island = 8,0000
```

```
PID Td_n_island = 0,50000
Ti_power = 300,000000
T_ramp = 100,000000
Rp_droop = 0,010000
T_close_hi = 10,000000
T_close_low = 10,000000
T_open_hi = 10,000000
T_open_low = 10,000000
kap_change = 0,500000
a = 0,000000
b = 1,000000
c = 0,000000
rt_data? = FALSE

[Tilløp_til_turbin3]
window_name = "Tilløp_til_turbin3"
L = 27,634000
D = 1,600000
f = 0,010000
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = FALSE
Areal = 0,000000
P = 0,000000
ZO = 16,000000
Z1 = 16,000000
QO = 49,050000
HO = 760,000000
rt_data? = FALSE

[Turbin3]
window_name = "Turbin3"
Qr = 16,350000
Hr = 760,000000
Nr = 500,000000
Tr = 2100845,249000
Er = 2100845,249000
Ta = 6,000000
Rm = 0,050000
eta_bep = 0,960000
Nturb = 1,000000
Poler = 12,000000
Dnett = 0,000
delta_r = 0,785400
F_Nett = 50,000000
n_needles = 6
eta_3 = 0,800000
q_max = 1,500000
rt_data? = FALSE

[Regulator_turbin3]
window_name = "Regulator_turbin3"
Pr = 110,000000
Nr = 500,000000
SP_Power = 110,000000
PID P_n_grid = 2,400
PID Ti_n_grid = 12,0000
PID Td_n_grid = 0,5000
```



```
PID P_n_island = 2,300
PID Ti_n_island = 8,0000
PID Td_n_island = 0,50000
Ti_power = 300,000000
T_ramp = 100,000000
Rp_droop = 0,010000
T_close_hi = 10,000000
T_close_low = 10,000000
T_open_hi = 10,000000
T_open_low = 10,000000
kap_change = 0,500000
a = 0,000000
b = 1,000000
c = 0,000000
rt_data? = FALSE

[Sump]
window_name = "Sump"
HO = 10,000000
D = 10,000000
f = 0,050000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE

[Avløpstunnel]
window_name = "Avløpstunnel"
L = 1667,000000
D = 6,350000
f = 0,058200000
Lambda = 500000,000000
rho = 1000,000000
a = 1200,000000
DH? = TRUE
Areal = 36,000000
P = 22,676000
ZO = 16,000000
Z1 = 9,000000
QO = 49,050000
HO = 9,000000
rt_data? = FALSE

[Evangervatnet]
window_name = "Evangervatnet"
HO = 9,000000
Cvp = 100000,000000
Cvm = 100000,000000
rt_data? = FALSE
simp_calc? = FALSE
```

B.2 Regulatorparametere

Tabellene i dette kapittelet viser regulatorparameterne til de tre turbinagregatene i Evanger kraftverk. Tabell B.2 viser regulatorparameterne for

nett drift for turbinaggregat 1 i rad 16. Tabell B.3 viser regulatorparameterne for isolert drift for turbinaggregat 1 i rad 47. Tabellene B.4 og B.5 viser henholdsvis regulatorparameterne for nett drift og isolert drift for turbinaggregat 2 og 3.

Tabell B.2: Regulatorparametere for turbinaggregat 1 (1) (Rydning, 2016)

F=	FORKLARING	TEKST DISPLAY	IDRIFT- SETTELSE	ENDRET
			08.09.95	
10	ANTALL FALLHØYDER	tAb=	1	
11	KOMBINATORKURVE NR 1	SE EGNE TABELLER		
12	----- *** ----- 2			
13	----- *** ----- 3			
14	----- *** ----- 4			
15	----- *** ----- 5			
16	PID PROPOSJONAL FORSTERKN.	PG1=	7,4	
	PID INTEGRAL TIDSKONSTANT	td1=	8,0	
	PID DERIVAT TIDSKONSTANT	tu1=	0,5	
	PID PROPOSJONAL FORSTERKN.	PG2=	3,0	
	PID INTEGRAL TIDSKONSTANT	td2=	8,0	
	PID DERIVAT TIDSKONSTANT	tu2=	0	
17	FREKVENNS SETPUNKT	FSP=	50	
18	STATIKK I TOMGANG	dro1=	0	
	STATIKK I NORMAL DRIFT	dro2=	5	
19	FREKVENNS FILTER	Fd=	0,2	
	FREKV. KABELBRUDD GRENSE	FL=	99	
20	TOMGANGS ÅPNING 1	nY1=	19	
	TOMGANGS ÅPNING 2	nY2=	19	
	TOMGANGS ÅPNING 3	nY3=	19	
	TOMGANGS ÅPNING 4	nY4=	19	
	TOMGANGS ÅPNING 5	nY5=	19	
	START ÅPNING 1	SY1=	22	
	START ÅPNING 2	SY2=	22	
	START ÅPNING 3	SY3=	22	
	START ÅPNING 4	SY4=	22	
	START ÅPNING 5	SY5=	22	

Tabell B.3: Regulatorparametere for turbinaggregat 1 (2) (Rydning, 2016)

EB ENERGI
HPC 605 Del 2: Brukerveiledning Side: 45

F=	FORKLARING	TEKST DISPLAY	IDRIFT- SETTELSE	ENDRET
			68.09.95	
45	LAV FREKVENNS NORMAL DRIFT	FL2=	49,9	
	HØY FREKVENNS NORMAL DRIFT	FH2=	50,1	
	TIDSKRITERIE NORMAL DRIFT	tOn2=	30	
46	FORSTYRRET DRIFT AV/PÅ	diSt=	0n	
	PROP.FORSTERK. FORST.DRIFT	PG3=	3,0	
	INTEGRAL TID FORST.DRIFT	td3=	4,0	
	DERIVAT TID FORST.DRIFT	tu3=	0,5	
	LAV FREKVENNS FORST.DRIFT	FL3=	49,8	
	HØY FREKVENNS FORST.DRIFT	FH3=	50,2	
	RETARDASJON FORST.DRIFT	FdL=	0,1	
	AKSELERASJON FORST.DRIFT	FdH=	0,1	
	STATIKK FORST.DRIFT	dro3=	1	
	47	ISOLERT DRIFT AV ELLER PÅ	iSoL=	0n
PRO.FOR. Y=0% ISOL.DRIFT		PGA=	4,0	
PRO.FOR. Y=100% ISOL.DRIFT		PGb=	3,0	
INTG.TID Y=0% ISOL.DRIFT		tdA=	8	
INTG.TID Y=100% ISOL.DRIFT		tdb=	8	
DERIVAT TID ISOL.DRIFT		tu4=	0	
LAV FREKVENNS ISOL.DRIFT		FL4=	49,8	
HØY FREKVENNS ISOL.DRIFT		FH4=	50,2	
TIDSKRITERIE ISOL.DRIFT		ton4=	10	
STATIKK ISOL.DRIFT		dro4=	1	

Tabell B.4: Regulatorparametere for turbinaggregat 2 og 3 (1) (Rydning, 2016)

ABB		IDRIFTSETTELSESRAPPORT TURBINREGULATOR HPC 605		Side - 5 -	
PARAMETERTABELL:					
F#	parameterbenevning/displaytekst	innstilt verdi	G2	G3	
10	Amt. Tabeller	tab#	1	1	
11	Komb.kurve 1	Y10#	0	0	
		A10#	0	0	
		Y11#	4095	4095	
		A11#	4095	4095	
		Y12#	4095	4095	
		A12#	4095	4095	
		Y13#	4095	4095	
		A13#	4095	4095	
		Y14#	4095	4095	
		A14#	4095	4095	
		Y15#	4095	4095	
		A15#	4095	4095	
		Y16#	4095	4095	
		A16#	4095	4095	
		Y17#	4095	4095	
		A17#	4095	4095	
		Y18#	4095	4095	
		A18#	4095	4095	
		Y19#	4095	4095	
		A19#	4095	4095	
12	Komb.kurve 2	ikke brukt,men er satt lik F11.			
13	Komb.kurve 3	ikke brukt,men er satt lik F11.			
14	Komb.kurve 4	ikke brukt,men er satt lik F11.			
15	Komb.kurve 5	ikke brukt,men er satt lik F11.			
16	Reg.parametra	PG1#	7.4	7	
		td1#	8	8	
		tu1#	0.5	0.5	
		PG2#	2.5	2.4	
		td2#	12	12	
		tu2#	0.5	0.5	
17	Frekvens settpunkt	FSP#	50.00	50.00	
18	Statikk	drol#	0	0	
		drol2#	5	5	
19	Frekvensfilter	Fd#	0.2	0.2	
		F1#	99	99	
20	Tomgangs�pning	nY1#	17	16	
		nY2#	17	16	
		nY3#	17	16	
		nY4#	17	16	
		nY5#	17	16	
	Start�pning	SY1#	28	23.5	
		SY2#	28	23.5	
		SY3#	28	23.5	
		SY4#	28	23.5	
		SY5#	28	23.5	
21	Startfrekvens 1	SF1#	49.15	49.15	
	Startfrekvens 2	SF2#	49.25	49.25	
22	f. styrk. konst.	SF#	0.01	0.01	
		dV#	0	0	
23	f. høy grense	F1#	51	51	
		t1#	1	1	
		F2#	55	55	
		t2#	1	1	
		F3#	49	49	
		t3#	1	1	
24		ikke brukt			
25		ikke brukt			
26		ikke brukt			
27	Responstid defl.	t1#	130	120	
28	Responstid n�l	t2#	90	90	
29	Min. �pning defl.	Y0#	810	805	
	Maks. �pning defl.	Y1#	4095	4095	
93.10.19 RQG/HUE					
H:\RQG\r-rap\93-282					

Tabell B.5: Regulatorparametere for turbinaggregat 2 og 3 (2) (Rydning, 2016)

ABB POWER ELECTRONICS		IDRIFTSETTELSESRAPPORT TURBINREGULATOR HPC 605		Side - 6 -	
30	Min Åpning nål	AD=	820	820	
	Maks. Åpning nål	AL=	4095	4095	
31	Vannstands måling	HD=	0	0	
		HL=	4095	4095	
32	Åpningsreg.-modus	Yrag=	Off	Off	
33	Vridningsreg.-modus	Arag=	Off	Off	
34	Y-nål lim.	YE=	110	110	
	tid grense	tY=	600	600	
35	H-nål lim.	HE=	110	110	
	tid grense	tH=	600	600	
36	Vising last/ frekv. out=		P	P	
37	Auto stopp	StoP=	On	On	
38	Regulator PA/AV	PId=	On	On	
39	reset P-ref.	CR=	YES	YES	
40	reset P-ref. stop	POFF=	YES	YES	
41	P-ref. korr.	Ycr1=	0.81	0.85	
		Ycr2=	1	1	
		Ycr3=	1	1	
		Ycr4=	1	1	
		Ycr5=	1	1	
42		ikke brukt			
43		ikke brukt			
44	Filterkonst. vannet.		1	1	
45	f.lim norm. drift	FL1=	49.9	49.9	
	f.høy norm. drift	FH2=	50.1	50.1	
	tidskrit.norm. dr.	tOn2=	30	30	
46	Først.drift	diat=	On	On	
	P	PO3=	5.6	5.3	
	I	IO3=	6	6	
	D	DU3=	0.7	0.7	
	f.lim n. grense	FL3=	49.8	49.8	
	f.lim s. grense	FL3=	50.2	50.2	
	retardasjon	FDL=	0.1	0.1	
	absorpsjon	FDM=	0.1	0.1	
	statikk	dro3=	1	1	
47	Isol. drift.	iso1=	On	On	
	P ved Y=0	POA=	4.9	4.7	
	P ved Y=100	POB=	2.5	2.3	
	I ved Y=0	IOA=	8	8	
	I ved Y=100	IOB=	8	8	
	derivat	tu4=	0.5	0.5	
	f.lim n. grense	FL4=	49.8	49.8	
	f.lim s. grense	FL4=	50.2	50.2	
	tidskrit. isol. dr.	ton1=	10	10	
	statikk	dro4=	1	1	
48	P sl Y HAN	Hand=	Y	Y	
90	Selftest	test=	On	On	

93.10.19 KOG/HUZ
H:\KOG\rap\93-282

