

Jonas Myhre  
Ole Reier Falch Skaran

## Kartlegging av vannbalanser i et småkraftverk

Mapping of Water-balances in a Small Scale  
Hydropower Plant

Bacheloroppgave i ingeniørfag, fornybar energi  
Veileder: Tania Bracchi  
Mai 2023



Jonas Myhre  
Ole Reier Falch Skaran

# **Kartlegging av vannbalanser i et småkraftverk**

Mapping of Water-balances in a Small Scale  
Hydropower Plant

Bacheloroppgave i ingeniørfag, fornybar energi  
Veileder: Tania Bracchi  
Mai 2023

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Fakultet for ingeniørvitenskap  
Institutt for energi- og prosessteknikk



Kunnskap for en bedre verden





## Bacheloroppgave

<b>Oppgavetittel:</b> Kartlegging av vannbalanser i et småkraftverk  <b>Project title (ENG):</b> Mapping of Water-balances in a Small Scale Hydropower Plant	<b>Utleveringsdato:</b> 21.11.2022
	<b>Innleveringsdato:</b> 22.05.2023
	<b>Antall sider / vedlegg:</b> 73 / 1
<b>Gruppedeltakere:</b> Jonas Myhre Ole Reier Falch Skaran	<b>Veileder:</b> Tania Bracchi
	<b>Prosjektnummer:</b> BIFOREN23-05
<b>Oppdragsgiver:</b> Enestor AS	<b>Kontaktperson:</b> Jan-Karl L. Escher

Tilgjengelig for offentligheten: Tilgjengelig etter avtale med arbeidsgiver: 

Oppgaven vil bli tilgjengelig etter:

Trondheim, 21.05.2023



Jonas Myhre



Ole Reier Falch Skaran



## Forord

Oppgaven utføres som det siste prosjektet i studieprogrammet Bachelor i ingeniørfag, fornybar energi som er en del av fakultetet for energi- og prosessteknikk ved NTNU. Oppgaven utføres sammen med konsulentfirmaet Enestor. Sammen med Captiva og Broentech lager og utvikler de dataprogrammet ”Tyde” som skal enkelt regne og presentere vannbalanser.

Rapporten er relativt todelt og av tidsmessige årsaker ble det delegert en ansvarsdel til hver av oppgavedeltagerne. Denne personen fikk da hovedansvaret for sin del der den andre ble innblandet ved behov. Av oppgavedelene ble Jonas tildelt delen om vannbalansene til Nessane, mens Ole fikk ansvaret for volumstrømmen og effekten til en peltonturbin ved hjelp av dyseåpningen.

Gjennom semesteret har oppgavedeltagerne fått fantastisk hjelp, som har vært helt avgjørende for et vellykket prosjekt. Først har vi lyst å takke Broentech for å gi oss et introkurs til å bruke Tyde. Videre ønsker vi å takke Captiva for å lage et nytt mappesystem som også vi kunne benytte. Det samme gjelder alle ansatte i Enestor som har invitert oss med på interne møter, som har gitt oss bedre forståelse for prosjektet som helhet. Deretter ønsker vi å dele ut en enorm stor takk til vår kontaktperson fra Enestor, Jan-Karl Lasse Escher, for et helt fantastisk initiativ gjennom hele semesteret. Det samme gjelder for vår veileder Tania Bracchi som har foreslått og gitt oss tilgang til lab, delt kunnskap og gitt konstruktive tilbakemeldinger.

## Sammendrag

Formålet med oppgaven er å kartlegge og vurdere påliteligheten til vannbalansene for et småkraftverk. Dette inkluderer også volumstrømmen og effekten til en peltonturbinen ved hjelp av dyseåpningen.

For Nessane er det lagt opp sensorer som gjør det mulig å enten måle eller estimere minstevannføringen ( $Q_{MVF}$ ), volumstrømmen til turbinen ( $Q_{turbin}$ ) og over lysåpningen ( $Q_{dam}$ ). Norges vassdrags- og energidirektorat har lagt opp en sensor tidligere i elven ( $Q_{HydApi}$ ) som ikke får med Nessane sitt sideinntak. Dette gjør at den totale volumstrømmen ( $Q_{total}$ ) som er en kombinasjon av minstevannføringen, volumstrømmen over dammen og til turbinen, ofte skal ligge over  $Q_{HydApi}$ . Ved sammenligning stemmer det her ikke godt nok der også summen av  $Q_{HydApi}$  er større enn summen av  $Q_{total}$ . Ved å isolere  $Q_{turbin}+Q_{MVF}$  sammen med  $Q_{HydApi}$  vises det godt samsvar mellom kurvene. Dette gjelder særlig for de høyeste volumstrømmene. Ettersom minstevannføringen har en relativt lav volumstrøm vil ikke en feil her medføre store differanser i den totale vannbalansen. Dette resulterer i konklusjonen med at det hovedsakelig er  $Q_{dam}$  som er hovedårsaken til differansen mellom  $Q_{total}$  og  $Q_{HydApi}$ . Trolig skyldes dette at sensoren ikke klarer å måle nøyaktige nok vannhøyder i magasinet.

Når det kommer til beregninger av volumstrømmen gjennom peltonturbinen basert på dyseåpningen, ble det benyttet tre ulike formler som videre sammenlignes. Disse var basert på Torricellis formel ( $Q_{Torricelli}$ ), Bernoullis formel ( $Q_{Bernoulli}$ ) og formelen for å beregne den mekaniske effekten ut fra peltonturbinen ( $Q_{Effekt}$ ). Av disse formlene stemte  $Q_{Effekt}$  best. Dette skyldtes at denne formelen inkluderte tapene relatert til energikonvertering. Dette tapet var ikke målbart ved å benytte  $Q_{Torricelli}$  og  $Q_{Bernoulli}$ . Altså er det nødvendig å inkludere tapene for turbinen når man beregner volumstrømmen gjennom peltonturbinen basert på dyseåpningen. Videre er effekten fra turbinen størst ved store dyseåpninger, mens energien per vannmengde er større for mindre dyseåpninger.

## Abstract

The purpose of the thesis is to map and assess the reliability of the water balances for a small scale hydropower plant. This also includes the flow rate and power for a Pelton turbine using the nozzle opening.

For Nessane, sensors have been installed which enables the possibility to either measure or estimate the environmental flow rate ( $Q_{MVF}$ ), the flow rate through the turbine ( $Q_{turbin}$ ) and over the dam ( $Q_{dam}$ ). The Norwegian Water Resources and Energy Directorate have placed a sensor upstream of the dam ( $Q_{HydApi}$ ) that does not account for Nessane's lateral intake. This makes the total flow rate ( $Q_{total}$ ), which is a combination of the environmental flow rate, the flow rate through the turbine and over the dam, often higher than  $Q_{HydApi}$ . By comparing them, the sum of  $Q_{HydApi}$  is greater than the sum of  $Q_{total}$ , indicating some displacement. By isolating  $Q_{turbin}+Q_{MVF}$  with  $Q_{HydApi}$ , a good correlation is observed, especially for the higher flow rates. An error in relation to the environmental flow rate does not lead to a significant differences in the total flow rate given its relatively low flow rate. This concludes that  $Q_{dam}$  is the main reason for the differences between  $Q_{total}$  and  $Q_{HydApi}$ . This is likely due to the sensors inability to measure water levels in the reservoir accurately enough.

Regarding the calculations for the flow rate through the Pelton turbine based on the nozzle opening, three different formulas were used and compared. These were based on Torricelli's formula ( $Q_{Torricelli}$ ), Bernoulli's formula ( $Q_{Bernoulli}$ ), and the formula for calculating the mechanical power from the Pelton turbine ( $Q_{Effekt}$ ). Of these formulas,  $Q_{Effekt}$  yielded the best results. This was most likely because this formula included the losses related to energy conversion. This loss was not measurable using  $Q_{Torricelli}$  and  $Q_{Bernoulli}$ . Therefore, it is necessary to include the losses for the turbine when calculating the volumetric flow rate through the Pelton turbine based on the nozzle opening. Furthermore, the efficiency from the turbine is higher with large nozzle openings, while the energy from the available quantity of water is higher with low nozzle openings.

## Innhold

<b>Forord</b>	<b>i</b>
<b>Sammendrag</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iii</b>
<b>Begrepsliste</b>	<b>vi</b>
<b>Forkortningsliste</b>	<b>vii</b>
<b>Symbolliste</b>	<b>viii</b>
<b>Figurer</b>	<b>x</b>
<b>1 Introduksjon til oppgaven</b>	<b>1</b>
1.1 Oppgavebeskrivelsen . . . . .	1
1.2 Oppgavens utvikling gjennom semesteret . . . . .	1
1.3 Presentasjon av resultatene . . . . .	2
1.4 Oppgavens struktur . . . . .	2
<b>2 Nessane kraftverk</b>	<b>3</b>
2.1 Praktisk og geografisk informasjon rundt Nessane . . . . .	3
<b>3 Teori</b>	<b>7</b>
3.1 Minstevannføring . . . . .	7
3.2 Damkonstruksjon . . . . .	7
3.2.1 Rektangulære overløp . . . . .	7
3.2.2 Trekantformet overløp . . . . .	8
3.2.3 Trapesformet overløp . . . . .	8
3.2.4 Overløpskanter . . . . .	9
3.2.5 Vannføringskoeffisientene . . . . .	9
3.3 Volumstrømmen inn til turbinen . . . . .	9
3.4 $Q_{total}$ . . . . .	10
3.5 Peltonturbinen . . . . .	10
3.6 Mekanisk og hydraulisk effekt . . . . .	11
3.7 Volumstrøm beregnet ved hjelp av dyseåpning . . . . .	12
3.8 Tapsberegninger for indre strømminger . . . . .	13
3.9 Dyseåpning som funksjon av diameter, vinkel og gjengeavstand . . . . .	14
3.10 Usikkerhetsberegning . . . . .	15
<b>4 Etablering av vannbalansene</b>	<b>16</b>
4.1 Ressurser tilgjengelig . . . . .	16
4.1.1 Tidlige problemer rundt sensorene . . . . .	16
4.2 Antagelser rundt vannbalansene . . . . .	16
4.2.1 Antagelser rundt $Q_{dam}$ . . . . .	17
4.2.2 Beregning av $Q_{MVF}$ . . . . .	19
4.2.3 Beregning av $Q_{turbin}$ . . . . .	19
<b>5 Metodisk beregning av volumstrøm og effekt basert på dyseåpningen</b>	<b>21</b>
5.1 Materialer og metode rundt labforsøket . . . . .	21
5.1.1 Etterarbeid . . . . .	24

5.1.2	Antagelser og usikkerhet ved beregningene . . . . .	25
<b>6</b>	<b>Resultater</b>	<b>27</b>
6.1	Informasjon rundt presentasjonen av vannbalansene . . . . .	27
6.1.1	Q_dam . . . . .	27
6.1.2	Q_MVF . . . . .	27
6.1.3	Q_turbin . . . . .	28
6.1.4	Q_HydApi . . . . .	28
6.1.5	Q_total . . . . .	29
6.2	Resultater fra laboratoriumsforøket . . . . .	30
<b>7</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>33</b>
7.1	Påliteligheten til de ulike vannbalansene . . . . .	33
7.1.1	Q_MVF . . . . .	33
7.1.2	Q_turbin . . . . .	33
7.1.3	Q_dam . . . . .	42
7.2	Oppsummering og vurdering av Q_total . . . . .	45
7.3	Volumstrøm ved ulike dyseåpninger . . . . .	48
7.3.1	Dysens åpningsareal ved ulike nålposisjoner . . . . .	48
7.3.2	Q_Effekt . . . . .	48
7.3.3	Q_Bernoulli . . . . .	49
7.3.4	Q_Torricelli . . . . .	52
7.4	Effekt ved ulike dyseåpninger . . . . .	53
7.5	Usikkerhet tilknyttet forøket . . . . .	55
7.6	Oppsummering av forøket . . . . .	56
7.7	Veien videre . . . . .	57
<b>8</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>58</b>
	<b>Referanser</b>	<b>60</b>
<b>A</b>	<b>T-fordeling</b>	<b>I</b>

## Begrepsliste

HydApi	En nettside fra NVE med mulighet å laste ned data fra ulike kraftverk
Matlab	Programmeringsspråk
Python	Programmeringsspråk
Tyde	Nettside utviklet av Broentech, Captiva og Enestor. Data for Nessane importeres herfra.



## Forkortningsliste

NVE	Norges vassdrags- og energidirektorat
Q_Bernoulli	Volumstrøm beregnet ved Bernoullis likning [l/min]
Q_dam	Relativ volumstrøm over overløpet i forhold til turbinens maksimale slukeevne [-]
Q_Effekt	Volumstrøm beregnet ved formel for effekt fra turbinakselen. [l/min]
Q_HydApi	Relativ volumstrøm i elven før dammen i forhold til turbinens maksimale slukeevne [-]
Q_MVF	Relativ volumstrømmen til minstevannføringen. Ofte i forhold til turbinens maksimale slukeevne [-]
Q_Torricelli	Volumstrøm beregnet ved Torricellis likning [l/min]
Q_total	Summen av volumstrømmen over dammen gjennom minstevannføringen og til turbinen. Også relativ til turbinens maksimale slukeevne [-]
Q_turbin	Relativ volumstrøm til turbinen i forhold til turbinens maksimale slukeevne [-]

# Symbolliste

## Latinske symboler

A	Åpningsarealet til dysen [ $m^2$ ]
b	Bredden på dammen [m]
$C_D$	Utløpskoeffisient for dysen [-]
$C_d$	Vannføringskoeffisienten [-]
$C_{d,r}$	Vannføringskonstanten for rektangulære overløp [-]
$C_{d,v}$	Vannføringskonstanten for v-formede overløp [-]
D	Diameter [-]
f	Friksjonsfaktor [-]
g	Gravitasjonskonstanten [ $m/s^2$ ]
H	Høyde [m]
h	Høyden til vannet fra toppen av overløpet [m]
$h_L$	Høydetap [m]
$K_L$	Tapskoeffisient [-]
L	Lengde [m]
$\dot{m}$	Massestrøm [kg/s]
P	Effekt [W]
p	Trykk [Pa]
$p_h$	Høyden på dammen [m]
Q	Volumstrøm [ $m^3/s$ ], [l/min]
r	Løpehjulets radius mål til midten av skovlen [m]
Re	Reynolds tall [-]
s	Nålens slaglengde [m]
T	Påført bremsmoment [Nm]
V	Vannhastighet [m/s]

**Greske symboler**

$\alpha$	Vinkel fra midten av nåletuppen til kanten av nåltuppen [°]
$\beta$	Vinkel på skovlene [°]
$\varepsilon$	Midlere høyde av ujevnheter [m]
$\eta$	Virkningsgrad [-]
$\theta$	Helningen på damkanten [°]
$\mu$	Dynamisk viskositet [ $\frac{kg}{m \cdot s}$ ]
$\rho$	Massetetthet [ $kg/m^3$ ]
$\omega$	Vinkelhastighet [rad/s]

## Figurer

2.1	Nessanes plassering i Norge. [5]	3
2.2	Nessanes nedbørsfelt. [14]	4
2.3	Nessanes inntak med overføringsrør. [15]	5
2.4	Fra dam til stasjon. [24]	5
2.5	Dammen sett fra fra nedstrømssiden. [27]	6
3.1	Rektangulære overløp. [11]	7
3.2	Trekantformet overløp. [11]	8
3.3	Trapesformet overløp. [11]	8
3.4	Overløpsterskel. [21]	9
3.5	Skisse av en Peltonturbin. [25]	11
3.6	Skisse av nålparameterne brukt i formel 3.28. [32]	15
4.1	Situasjonskart over dammen med antatt plassering av sensorene. [15]	17
4.2	Hvor sensorene skal plasseres for riktig beregning av vannføringskoeffisient. [29]	18
4.3	Generator virkningsgrader mot effekter.	19
4.4	Turbin virkningsgrader mot effekter.	20
5.1	Oppsett og forklaring av GUNT 450C og GUNT 450.01.	22
5.2	Sensorer fra labben med forklaring og plassering.	23
6.1	Forholdet mellom $Q_{dam}$ og maks slukeevne til turbinen som funksjon av tid.	27
6.2	Forholdet mellom $Q_{MVF}$ og lovpålagt volumstrøm som funksjon av tid.	28
6.3	Forholdet mellom $Q_{turbin}$ og maks slukeevne til turbinen som funksjon av tid.	28
6.4	Forholdet mellom $Q_{HydApi}$ og maks slukeevne til turbinen som funksjon av tid.	29
6.5	Resultatene for vannbalansene samlet.	29
6.6	Forholdet mellom $Q_{HydApi}$ og $Q_{total}$ .	30
6.7	Beregnete og målte volumstrømmer ved ulike nålposisjoner.	30
6.8	Volumstrømmer med tap.	31
6.9	Effekt plottet mot nålposisjon.	31
6.10	Volumstrøm plottet mot nålposisjon.	32
6.11	Total usikkerhet for hver måling av volumstrøm og effekt.	32
7.1	Virkningsgradene multiplisert.	34
7.2	Sammenligning av volumstrømmen til turbinen + minstevannføringen med $Q_{HydApi}$ .	34
7.3	$Q_{turbin}$ med sortert data.	36
7.4	$Q_{turbin}+Q_{MVF}$ når $Q_{dam}$ er lik 0.	37
7.5	Differansen mellom volumstrømmen fra NVE og $Q_{total,ny}$ .	37
7.6	Differansen mellom volumstrømmen fra NVE og $Q_{total,ny}$ zoomet inn.	38
7.7	$Q_{turbin}$ separert mellom der virkninggraden har blitt inter- og ekstrapolert.	38
7.8	$Q_{turbin}$ kun vist der det interpoleres og $Q_{dam}$ er lik 0.	39
7.9	Differanser mellom $Q_{HydApi}$ og ” $Q_{turbin}$ der det er interpolert” + $Q_{MVF}$ når $Q_{dam}$ er lik 0.	39
7.10	$Q_{turbin}$ kun vist der det ekstrapoleres og $Q_{dam}$ er lik 0.	40
7.11	$Q_{HydApi}$ sammenlignet med vannhøyden i dammen.	42
7.12	$Q_{HydApi}$ sammenlignet med $Q_{dam}$ .	43
7.13	Sammenligne $Q_{HydApi}$ med volumstrømmen som forsvinner fra dammen.	45
7.14	Sammenligne alternativ graf til $Q_{dam}$ med den originale.	46
7.15	Tidspunktene uten data sammenlignet med $Q_{dam}$ .	47

7.16	Volumstrømmer når den hydrauliske effekten benyttes. . . . .	49
7.17	Beregnet volumstrøm fra Bernoullis likning ved å sette $C_D = 0.7$ . . . . .	50
7.18	Utløpskoeffisient ved ulike slaglengder. [32] . . . . .	50
7.19	Ekstrapolering av utløpskoeffisient fra figur 7.18. . . . .	51
7.20	Ekstrapolering av utløpskoeffisient fra figur 7.18. . . . .	51
7.21	Beregnete og målte volumstrømmer nå $Q_{\text{Torricelli}}$ justeres . . . . .	53
7.22	Energi per tilgjengelig volum. . . . .	54
7.23	Vannhøyden i dammen og dyseåpning ved ulike tider i Nessane. . . . .	55
A.1	T-fordeling. [30] . . . . .	I

# 1 Introduksjon til oppgaven

Mennesket har helt siden romertiden benyttet vannkraft til å utføre sitt arbeid. I starten ble vannkraft benyttet til å male korn, men under den industrielle revolusjonen på 1800- tallet økte både bruksområdet og etterspørselen betraktelig. Det første norske vannkraftverket som produserte elektrisk energi i Norge ble bygd på 1870- tallet. I dag er vannkraft Norges viktigste energikilde og har vært det lenge. Av den totale 156 TWh elektrisk energien som produseres i året, kommer 88 prosent fra vannkraft. Dette skyldes Norges svært gode geografi og klima med mye fjell og nedbør. I slutten av 2022 var det til sammen 1761 vannkraftverk i Norge som produserte 137 TWh elektrisk energi, og ved oppgavens innleveringsfrist bygges det 76 nye.

[7, 16, 23]

Ved å bygge ut ny vannkraft anslås det at produksjonen kan maksimalt økes med 11.5 TWh [13]. Altså er det viktig å få mest mulig energi ut fra de kraftverkene som allerede eksisterer. For elvekraftverk er det vanskelig å lagre vann og vannet må utnyttes når det kommer. For å få mest mulig ut av vannet som kommer er det fordelaktig å kunne kartlegge disse volumstrømmene. Dette vil gi muligheten for en bedre kraftproduksjon som igjen medfører økonomisk gevinst til eierne.

## 1.1 Oppgavebeskrivelsen

Gruppedeltagerne har vært med på et eksisterende forskning- og utviklingsprosjekt der forskningspartnerne var Enestor, Captiva og Broentech. Prosjektet gikk ut på å måle vannføring i små kraftverk. Selskapet Captiva hadde en større portefølje av vannkraftverk, og et digitalt verktøy som ble brukt for å hente måledata fra disse. I dette verktøyet kunne det legges inn formler som bruker måledata for beregninger. Gruppedeltagerne skulle ved hjelp av sensordataen beregne vannbalansen for et kraftverk, se hvor mye vann som gikk gjennom turbinen, hvor mye vann som gikk over overløpet og vurdere om det var vann som passerte kraftverket andre steder. Gruppedeltagerne skulle videre sammenligne vannføringen med produksjonen til kraftverket og se om det gikk tapt unødvendig mye vann en plass, eller om det er andre urimeligheter i resultatene. Videre skulle det også sees om det var mulig å beregne volumstrømmen gjennom turbinen basert på dyseåpningen og hvilken effekt dette ville gitt. Dette skulle gjøres gjennom et laboratoriumsforøk på NTNU.

## 1.2 Oppgavens utvikling gjennom semesteret

Ved semesterstart var planen at gruppedeltagerne skulle kartlegge vannbalanser for flere småkraftverk i dataprogrammet Tyde. Tyde var på denne tiden et relativt nytt program for bruk av vannbalanser, og det var et ønske om at gruppedeltagerne skulle lage noe som het "expressions". Expressions kan forklares som matematiske formler som benytter oppdatert data sendt fra kraftverkene. Dette resulterer i oppdaterte grafer av vannbalansene som er enkle å følge med på. Tidlig i semesteret ble det derimot bestemt at expressions ikke skulle blitt tatt i bruk. Dette var fordi det var usikkerheter rundt Tyde, og ettersom Python også kunne importere data fra Tyde ble det sett på som en bedre løsning.

Enestor jobber idag med flere prosjekter rundt vannbalanser. Da det i starten var usikkerhet om hvor stor oppgaven hadde blitt, med tanke på at teorien for vannbalansene for de ulike kraftverkene hadde blitt relativ lik, fikk gruppedeltagerne lov til å fokusere på et småkraftverk samt få en ekstra oppgave. Småkraftverket som ble valgt var Nessane og dette kraftverket hadde

det allerede blitt regnet vannbalanser for. Ved nye utregninger vil eksisterende beregningene bli kvalitetsikret. Ved eventuelle nye funn vil det bidra til nye vurderinger for hvordan vannbalanser for småkraftverk kan settes opp. Som den ekstra oppgaven ble det valgt å beregne volumstrømmen gjennom en peltonturbin basert på dyseåpningen. Dette er en metode Enestor ikke har benyttet tidligere og vil gi dem ny innsikt i hvordan vannbalansen gjennom turbinen kan løses. Denne oppgaven ga også gruppedeltagerne mulighet til å bruke energi- og prosessteknikk sitt laboratorium på NTNU i Trondheim.

### 1.3 Presentasjon av resultatene

Ettersom Enestor er et konsulentfirma og ikke eier Nessane, blir anonymitet sentralt for oppgaven. I grafene med innhentet data fra interne mapper er den ønskede presenterte verdien oppgitt som en relativ verdi. Dette gjelder volumstrømmen over dammen ( $Q_{\text{dam}}$ ), til turbinen ( $Q_{\text{turbin}}$ ) og minstevannføringen ( $Q_{\text{MVF}}$ ). Dette vil dermed også gjelde for den totale volumstrømmen ( $Q_{\text{total}}$ ) som består av de tre tidligere nevnte volumstrømmene. For at det skal være mulig å sammenligne  $Q_{\text{total}}$  med Norges vassdrags- og energidirektorat (NVE) sin sensor plassert i elven før dammen ( $Q_{\text{HydApi}}$ ), blir også  $Q_{\text{HydApi}}$  presentert som en relativ verdi i forhold til den maksimale volumstrømmen til turbinen. Derfor vil også alle disse volumstrømmene markeres enhetsløse. Av tall er det også kun relative verdier som presenteres. Disse verdiene skal kunne multipliseres med det som har blitt dividert på for at Enestor enkelt skal få verdiene de trenger. Noen presenterte verdier er også uavhengige av om de er forholdstall eller ikke.

### 1.4 Oppgavens struktur

Kapittel 2 - *Nessane kraftverk* gir leseren en introduksjon til kraftverket som oppgaven omfatter.

Kapittel 3 - *Teori* presenterer de teoretiske konseptene bak de benyttede formlene for beregning av volumstrøm. I tillegg framstilles teori for effekt og usikkerhet tilknyttet laboratoriumsforøket.

Kapittel 4 - *Etablering av vannbalansene* viser metoden og antagelsene som er benyttet for å beregne vannbalansene.

Kapittel 5 - *Beregning av volumstrøm og effekt basert på dyseåpningen* er et mer metodisk kapittel som tar for seg hvordan laboratoriumsforøket ble gjennomført. Dette innebærer også beregninger av tap og usikkerhet i ettertid av forøket samt antakelser.

Kapittel 6 - *Resultater* presenterer vannbalansene for Nessane. Disse vises også sammen med NVE sin sensor som antageligvis er plassert før dammen. Deretter framlegges resultatene fra laboratoriumsforøket. Dette tilsier de beregnede volumstrømmene, effekten, tapene og usikkerhetene.

Kapittel 7 - *Diskusjon* diskuterer først påliteligheten til de ulike resultatene for volumstrømmene fra Nessane. Deretter drøftes resultatene fra laboratoriumsforøket.

Kapittel 8 - *Konklusjon* trekker de viktigste funnene fra oppgaven fram. Etterfulgt av dette kommer referanselisten.

Vedlegg A - *T-fordeling* viser tabellen for t-fordelingen benyttet til oppgaven. Eksterne beregninger leveres direkte til oppdragsgiver grunnet interne verdier benyttes og ønskes ikke å offentliggjøres.

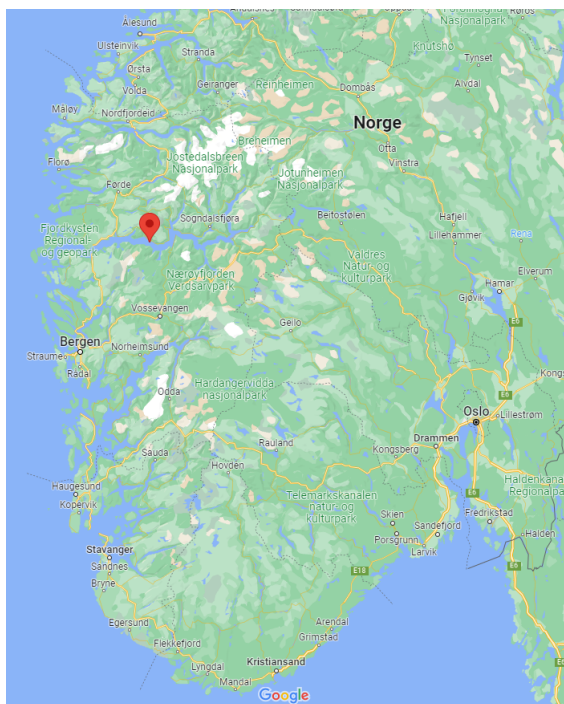
## 2 Nessane kraftverk

Nessane regnes som et småkraftverk. Denne betegnelsen er en av to betegnelser for vannkraftverk, og kategoriseres i forhold til størrelsen på kraftverkets installerte effekt. Vannkraftverk med installert effekt under 10 MW kalles for små kraftverk, og de med installert effekt høyere betegnes som store kraftverk. Små kraftverk deles gjerne videre inn i tre underkategorier: mikro-, mini- og småkraftverk. Det er den siste underkategorien oppgaverapporten vil omfatte, og betegnes som kraftverk med installert effekt mellom 1 MW og 10 MW. Disse kraftverkene er gjerne også lavtrykkskraftverk, eller elvekraftverk, og kjennes igjen ved at de ofte utnytter store vannmengder med små fallhøyder. I tillegg til små- og store kraftverk finnes det også pumpekraftverk. [26]

Ettersom oppgaven er delvis lukket vil dette kapitlet kun benytte offentlig informasjon. Verdiene er gjerne hentet fra konsesjonssaken som er offentlig. Formålet med kapitlet er å gi leseren en forståelse av hva som jobbes med i oppgaven og hvordan oppbygningen til et småkraftverk kan se ut. Mange av verdiene fra konsesjonssaken er feil, og det er bevisst ikke tatt med riktige verdier hentet fra interne mapper. Disse verdiene er altså ikke benyttet til å beregne resultatene med mindre interne mapper bekrefter at verdiene stemmer.

### 2.1 Praktisk og geografisk informasjon rundt Nessane

Nessane kraftverk er et småkraftverk som befinner seg i Høyanger kommune på Vestlandet. Hvor dette er vises i figur 2.1. Kraftverket ble bygget i 2019 av Tinfoss AS og satt i drift i 2020. Nessane har en årlig produksjon på rundt 30 GWh som tilsvarer et års forbruk til omtrent 1500 husstander. Kapasiteten til Nessane er på 9 MW som gjør det til et relativt stort småkraftverk. Ved første konsesjonssøknad i 2012 ble den installerte effekten satt til 12.2 MW men i 2016 ble det sendt en ny søknad om å redusere den til 9 MW. I dag eies kraftverket av Cloudberry Clean Energy ASA som overtok Nessane i 2021. [28]



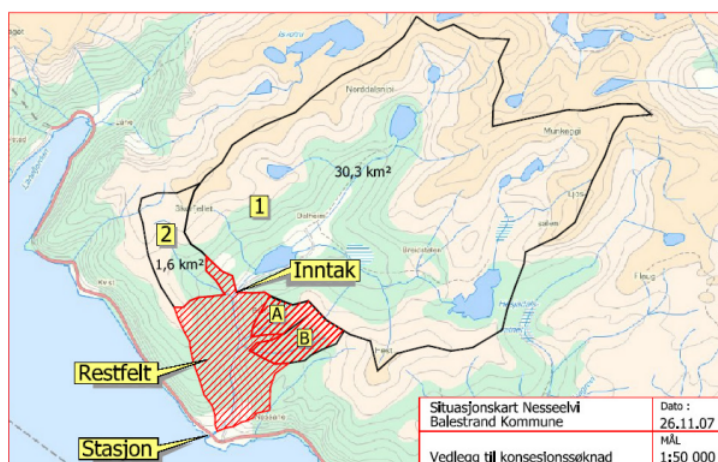
Figur 2.1: Nessanes plassering i Norge. [5]



Nessane er et kraftverk som befinner seg i et område med flere andre vannkraftverk. De to nærmeste heter Måren kraftverk og Sagelvi kraftverk som begge er omtrent ti kilometer unna. Her har Sagelvi søkt om en årlig energiproduksjon på 7.81 GWh og Måren har en tilsvarende energiproduksjon på 27.90 GWh. Dette gjør Nessane til det kraftverket med størst årlig energiproduksjon ved planlegging av kraftverket. Denne verdien var satt til 29.6 GWh. Likevel planlegges det i dag å utbygge området rundt Nessane med et vannkraftverk til. Dette kraftverket vil hete Kråkeelvi kraftverk og skal ha en årlig produksjon på 13.70 GWh.

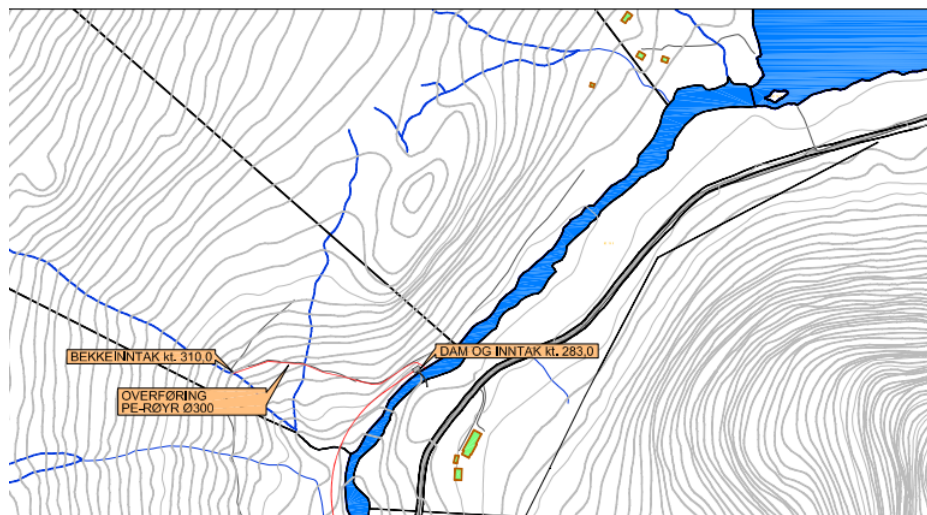
[18, 22, 24]

Figur 2.2 viser nedbørsfeltet til Nessane samt plasseringa til inntakene. Hovedinntaket ligger rett nedenfor vannet "Nessadalsvatnet". Ettersom kraftverket ikke befinner seg inntil Nessadalsvatnet vil ikke vannstanden til vannet bli påvirket. Til sammen utgjør hele nedbørsfeltet et areal på 31.9 km<sup>2</sup>. Dette tilsier altså felt en og to på figur 2.2. Her vil det høyeste punktet i nedbørsfeltet være på 1253 moh. Dette er nesten 1000 meter høyere enn dammene og inntakene som befinner seg på 310- og 283 meter. [19]



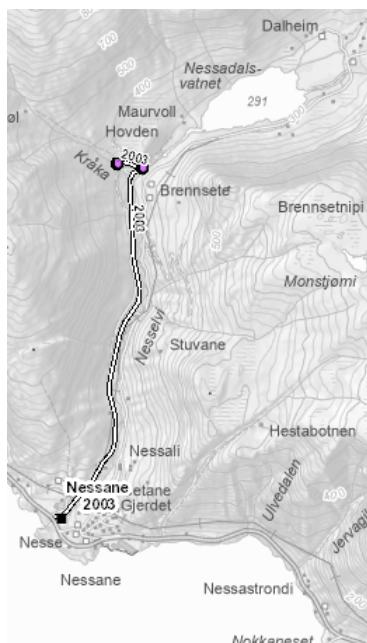
Figur 2.2: Nessanes nedbørsfelt. [14]

Årsaken til at nedbørsfeltet er delt opp i to deler er fordi Nessane henter vann fra en elv litt vest for hoveddammen. For at vannmengdene fra felt to skal overføres til hoveddammen er det satt opp et overføringsrør på 210 meter. Dette synes i figur 2.3. Ved å anta 70 l/s/km<sup>2</sup> vil denne utbyggingen medføre en økning i volumstrøm på 115 l/s. Dette vil gjøre at Nessane omtrent kan produsere 2 GWh mer elektrisk energi i året. [20]



Figur 2.3: Nessanes inntak med overføringsrør. [15]

Figur 2.4 viser Nessane kraftverk som helhet. Bildet er hentet fra *NVE Atlas* der daminntakene er merket som rosa sirkler og stasjonen er en sort boks. Her vises også rørene. Mellom dammen synes det tidligere beskrevne overføringsrøret på 210 meter. Fra hoveddammen ned til stasjonen går det en 3013 meter lang rørgate med en diameter på 1.5 meter. Nede ved stasjonen befinner det seg en peltonturbin som sammen med generatoren produserer elektrisk energi.



Figur 2.4: Fra dam til stasjon. [24]

Til slutt viser figur 2.5 et visuelt bilde av inntaket sett fra nedstrømsiden. Som nevnt befinner overløpet seg på en høyde lik 283 moh. Damhøyden er omtrent 5 meter og dambredden på 16 meter. Totalt vil volumet for dammen være på  $700 \text{ m}^3$  og det neddemte arealet på  $450 \text{ m}^2$ . [20]



*Figur 2.5: Dammen sett fra fra nedstrømssiden. [27]*

### 3 Teori

Denne seksjoner vil ta for seg formlene benyttet til oppgaven. Det vil også bli presentert bakgrunnen til vannføringer i et småkraftverk for å gi en bedre forståelse av vannbalansene. I starten vil fokuset ligge rundt vannbalansene, mens det senere vektelegges den benyttede teorien bak laboratoriumsforøket tilknyttet peltonturbinens dyseåpning.

#### 3.1 Minstevannføring

Fra starten av 2010 fikk alle konsesjonsgitte vassdragsanlegg et krav om å slippe en viss grense vann gjennom kraftverket og ut i elven igjen. Denne mengden vann som slippes kontinuerlig gjennom dammen kalles minstevannføring. Størrelsen på minstevannføringen bestemmes ut ifra det aktuelle vassdraget og elvens behov til ulike årstider. Vannføringen skal logges og eieren av kraftverket er pålagt å dokumentere at riktig vannføring slippes. Dette skal også være mulig å kontrollere i nåtid. [17]

#### 3.2 Damkonstruksjon

I perioder med mye nedbør vil vannet renne over lysåpninga. Dette vil medføre et tap i produksjonen ettersom vannet da ikke vil gå gjennom turbinen. Hvor stor mengde vann som renner over avhenger av mengden vann i dammen og geometrien på overløpet. Dette gjelder både formen på lysåpninga samt formen på den eventuelle buen på toppen av overløpet. [6]

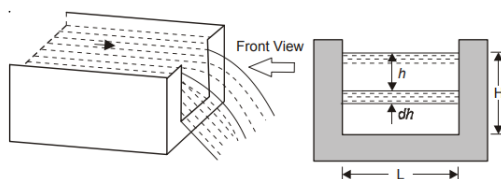
Det finnes tre ulike typer overløp. Disse er:

1. Rektangulære overløp
2. Trekantformet overløp
3. Trapesformet overløp

Enhver av disse har ulik geometri og dermed vil mengden vann som renner over variere. Ved å studere figur 2.5 vil det synes at Nessane har et trapesformet overløp. Dette er fordi lysåpningen er rett, men med kanter som ikke er vinkelrett med overløpet. For å kunne beregne volumstrømmen over et trapesformet overløp benytter man teori fra de to resterende typer overløp.

##### 3.2.1 Rektangulære overløp

Figur 3.1 viser hvordan rektangulære overløp ser ut. Under i formel 3.1 er formelen for volumstrømmen oppgitt. Fra formelen representerer  $C_{d,r}$  koeffisienten for overflod for den rektangulære delen,  $g$  er gravitasjonskonstanten,  $L$  er lengden på lysåpningen og  $h$  er høyden fra toppen av dammen til toppen av vannmengden.  $Q_r$  tilsier volumstrømmen for den rektangulære delen av overløpet med enhet  $m^3/s$ . [11]



Figur 3.1: Rektangulære overløp. [11]

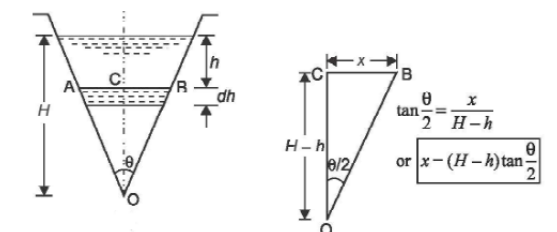
$$Q_r = \frac{2}{3} C_{d,r} \sqrt{2g} L h^{1.5} \quad (3.1)$$

Formel 3.1 viser derimot til formelen for et skarpkantet overløp. Dette passer ikke med Nessane som har et bredt overløp. Formel 3.1 anses derfor ikke relevant til denne oppgaven og formelen endres til 3.2. Det anses likevel relevant å presentere begge formelene ettersom formel 3.4 bygger på teorien for skarpkantet overløp. [29]

$$Q_r = \left(\frac{2}{3}\right)^{1.5} C_{d,r} \sqrt{g} L h^{1.5} \quad (3.2)$$

### 3.2.2 Trekantformet overløp

Tilsvarende finnes en skisse for trekantformede overløp eller v-formet overløp i figur 3.2 og formelen finnes i likning 3.3. Symbolene brukt i likningen har lik betydning som for den rektangulære overløp. I tillegg introduseres variabelen  $\theta$ , som er vinkelen mellom damveggene i bunnen. Koeffisienten for overflod vil heller ikke være lik som for den rektangulære delen og markeres derfor med en v.

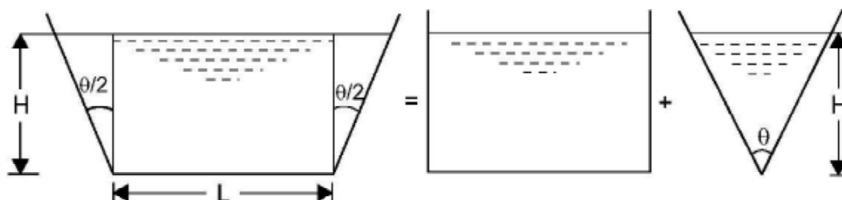


Figur 3.2: Trekantformet overløp. [11]

$$Q_v = \frac{8}{15} C_{d,v} \sqrt{2g} \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) h^{2.5} \quad (3.3)$$

### 3.2.3 Trapesformet overløp

Til slutt finnes trapesformet overløp. Denne typen overløp henter teorien sin fra trekantformede overløp samt rektangulære overløp. Formelen for vannmengden som passerer overløpet tilsvarer vannmengden som hadde passert et rektangulært og v-formet overløp kombinert. Dette synes på figur 3.3 og gir grunnlag for formel 3.4.



Figur 3.3: Trapesformet overløp. [11]



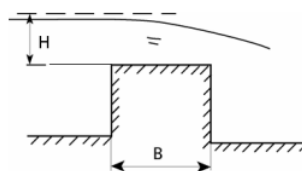
$$Q_{dam} = Q_r + Q_v = \left(\frac{2}{3}\right)^{1.5} C_{d,r} \sqrt{g} L h^{1.5} + \frac{8}{15} C_{d,v} \sqrt{2g} \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) h^{2.5} \quad (3.4)$$

Som nevnt tidligere bygges formelen opp for skarpkantet overløp. Likevel anses det som riktig å kunne flette inn formlene for brede overløpsterskler inn i teorien for trapesformet overløp ettersom geometrien forblir lik.

### 3.2.4 Overløpskanter

Det finnes fire typer former eller avbøyinger på overløpskanten. Disse har allerede blitt nevnt litt, og har vært med på å diktere formelen for  $Q_{dam}$ . De fire typene er listet nedenfor. Av disse vil det fokuseres på brede- og smale overløp. Her vil forholdet mellom bredden og vannhøyden over overløpet avgjøre hva som gjelder. Dette vises i figur 3.4. Hvilke verdier som er vurdert eller tatt i bruk for koeffisienten for overflod i rektangulære overløp vises i tabell 4.1 i kapittel 4. [11]

1. Skarpe overløp
2. Brede overløp
3. Smale overløp
4. Ideelle overløp



Figur 3.4: Overløpsterskel. [21]

### 3.2.5 Vannføringskoeffisientene

I formelen for  $Q_{dam}$  er vannføringskoeffisientene eller som tidligere kalt, koeffisientene for overflod nevnt. Disse er konstanter som skal skille den teoretiske volumstrømmen over overløpet fra den virkelige. Dette vises i formel 3.5. Dette er verdier som vanligvis må testes for å finne ut hva som gjelder for de ulike kraftverkene. Ofte gjøres dette på laboratorier med små overløp. Dette gjør at koeffisienten ikke har et fasitsvar men er estimert basert på lignende eksperimenter og målinger. [11]

$$C_d = \frac{Q_{faktisk}}{Q_{teoretisk}} \quad (3.5)$$

### 3.3 Volumstrømmen inn til turbinen

Effekten ut fra generatoren finnes ved formel 3.6. Her står  $P_{mek}$  for den mekaniske effekten inn i generatoren og  $\eta$  for virkningsgrad. [10]

$$P_{mek} = \frac{P_{ut,generator}}{\eta_{generator}} \quad (3.6)$$

Ved å anta at effekten inn i generatoren er lik effekten ut fra turbinen kan massestrømmen inn i turbinen beregnes. For å få volumstrømmen må massestrømmen deles på vannets massetetthet  $\rho$ . Likning 3.7 viser dette der tallet 0 markerer at variablene er verdier som kommer fra databladet og må reguleres senere. Dette tilsier at  $H_0$  markerer fallhøyden fra databladet. [1]

$$Q_0 = \frac{P_{mek}}{\rho_{vann} \cdot g \cdot H_0 \cdot \eta_{turbin}} \quad (3.7)$$

For å konvertere volumstrømmen fra databladet sin fallhøyde til Nessane sin, benyttes en av affinitets lovene. Dette vises i likning 3.8. Fra formelen vil  $H_{reell}$  være fallhøyden til det aktuelle kraftverket. [8]

$$Q_{turbin} = Q_0 \cdot \sqrt{\frac{H_{reell}}{H_0}} \quad (3.8)$$

Alternativt ønskes det å se om det er mulig å regne volumstrømmen til turbinen sett fra inntaket. Måten det løses på er ved Bernoullis formel vist i formel 3.9. Dette skal gjøre det mulig å regne farten til vannet ved hjelp av trykkfallet gjennom grov- og finristen. Fra formelen markeres alt med tallet én som før ristene og to som etter.  $p$  er trykket,  $V$  er farten til fluidet og  $z$  er den målte høyden til vannet. [1]

$$\frac{p_1}{\rho} \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (3.9)$$

For å konvertere vannets hastighet til volumstrøm benyttes kontinuitetslikningen. Denne vises i formel 3.10. I likhet med forrige avsnitt markerer tallet én starten på systemgrensen og tallet to for slutten. I dette tilfellet vil det tilsvare risten og åpningen på røret til turbinen. Dette er en sentral formel innenfor fluidmekanikk og ettersom den benyttes senere i oppgaven har volumstrømmen ikke blitt gitt et navn. [1]

$$Q = A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (3.10)$$

### 3.4 Q\_total

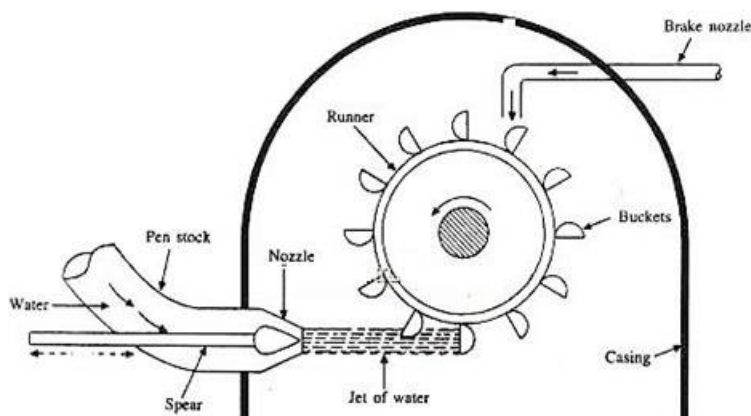
For å bestemme den totale vannbalansen benyttes formel 3.11. *Total* markerer her den totale volumstrømmen som blir beregnet fra sensorene, og det legges ikke til noe for å kompensere for eventuelle andre vannveier. Denne verdien er altså fast og kommer fra de tre volumstrømmene fra formelen.

$$Q_{total} = Q_{MVF} + Q_{turbin} + Q_{dam} \quad (3.11)$$

### 3.5 Peltonturbinen

I Nessane benyttes en peltonturbin som er en type impulsturbin. Impulsturbiner kjennetegnes ved at vannet strømmer fritt gjennom et luftrom før det treffer skovlene på løpehjulet. I motsetning til reaksjonsturbiner utnytter ikke impulsturbiner trykkforskjeller, men omdanner heller trykkenergien til kinetisk energi.

Måten en peltonturbin er bygd opp er vist i figur 3.5. Vannet føres inn i turbinen via trykkørret (*Penstock*). Deretter kan hastigheten til vannstrålen økes ved å redusere arealet i dysen (*Nozzle*). Den tynne og kompakte vannstråle treffer videre skovlene (*Buckets*) med en høy hastighet. Dette resulterer i at turbinens løpehjul (*Runner*) blir dreid om som igjen påfører et moment fra turbinens aksel på generatoren. Generatoren kan deretter omforme det mekanisk momentet til elektrisk energi.



Figur 3.5: Skisse av en Peltonturbin. [25]

For å få mer effekt ut fra turbinen, må vannet komme inn med størst mulig hastighet. Dette kan oppnås ved å benytte dyser som reduserer åpningsarealet som vannstrålen kommer ut fra. I figuren 3.5 kan man se at det er plassert en nål (*spear*) i dysen (*nozzle*). Nålens funksjon er å samle vannstrålen til en mer konsentrert og kompakt ståle som treffer skovlene, som igjen dreier løpehjulet rundt. Nålens posisjon kan justeres som igjen vil påvirke åpningsarealet. Dermed påvirker den også vannstrålens hastighet og volumstrømmen. Altså kan nålen fungere som en regulator for volumstrømmen. [32]

Skovlene i en peltonturbin er designet for å dele vannstålen i to der stålen treffer og deretter avbøyer strålen så mye som mulig. Optimalt sett skulle strålen blitt avbøyd til 180 grader, men i praksis er vinkelen ofte mellom 160 til 165 grader for å ikke treffe naboskovlen bakfra. Løpehjulets bevegelsesmengde blir størst når vannstrålen treffer skovlene normalt. Derfor er litt av den ytterste delen av skovlene fjernet slik at skovlene ikke kommer i veien for vannstrålen som vist i figur 3.5. [2]

### 3.6 Mekanisk og hydraulisk effekt

Mekanisk effekt refererer til effekt som genereres fra mekaniske enheter, mens hydraulisk effekt refererer til effekt som genereres ved hjelp av trykk og hastigheten til et fluid. [4]

Den mekaniske effekten finnes ved å multiplisere bremsemomentet  $T$  med rotasjonshastigheten  $\omega$  som vist i formel 3.12. [2]

$$P_{mek} = T\omega \quad (3.12)$$



Den hydrauliske effekten kan beregnes som vist i formel 3.13. [4]

$$P_{hyd} = Q \left( \rho g(z_2 - z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_1^2) \right) \quad (3.13)$$

Formelen kan forenkles igjen i tilfellet for peltonturbinen når  $z_1$  er lik  $z_2$ . Videre er  $V_2 \ll V_1$ . Til slutt kan  $V_1$  substitueres med  $Q/A_1$  ved å benytte kontinuitetslikningen (formel 3.10). Ved å inkludere disse antakelsene får man formel 3.14

$$P_{hyd} = Q \left( (p_1 - p_2) + \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{A_1} \right)^2 \right) \quad (3.14)$$

Sammenhengen mellom mekanisk og hydraulisk effekt vises i formel 3.15.

$$P_{mek} = \eta_{turbin} P_{hyd} \quad (3.15)$$

### 3.7 Volumstrøm beregnet ved hjelp av dyseåpning

Det finnes flere måter å beregne volumstrømmen gjennom en turbin. En måte å beregne denne på er ved Torricellis likning. Denne er vist i likning 3.16. I formelen er  $V_j$  vannstrålens hastighet ut av dysen og  $H$  representerer fallhøyden. [2]

$$V_j = \sqrt{2gH} \quad (3.16)$$

Torricelli likningen utledes fra Bernoullis likning (formel 3.9) ved å anta at det statiske trykket er likt, hastigheten inn er tilnærmet lik null og at referansehøyden settes ved utløpet. Ved å kombinere kontinuitetslikningen (3.10) med Torricellis likning (3.16), kan man beregne volumstrømmen ut av dysen som vist i likning 3.17 ( $Q_{Torricelli}$ ).  $A$  representerer åpningsarealet ved dysens utløp. [2]

$$Q_{Torricelli} = A \sqrt{2gH} \quad (3.17)$$

Volumstrømmen kan også beregnes ved å ta utgangspunkt i formelen for den mekaniske effekten fra turbinens aksel, som vist i formel 3.18. Ved å kombinere formelen med 3.10, vil  $V_j$  substitueres med  $Q/A$ . Dette kan igjen løses for  $Q$  ved å benytte andregradsformelen. Fra formelen tilsvarer  $r$  løpehjulets radius målt ut til midten på skovlen, mens  $\beta$  er skovlvinkelen. Formelen er utledet fra Eulers turbomaskinlikning for en turbin [2]. Volumstrømmen beregnet fra denne formelen vil senere refereres som  $Q_{Effekt}$ .

$$P_{mek} = \rho r \omega Q_{Effekt} (V_j - r\omega) (1 - \cos(\beta)) \quad (3.18)$$

En tredje metode for å beregne volumstrømmen er ved å benytte formel 3.19. Formelen er utledet fra Bernoullis likning (formel 3.9) der høyden er antatt lik og kontinuitetslikningen (formel 3.10). Tallet én indikerer dysens innløp, mens tallet to indikerer utløpet. [2]

$$Q_{Bernoulli} = A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}\right)}} \quad (3.19)$$

### 3.8 Tapsberegninger for indre strømninger

All teori i dette delkapittelet er hentet fra boken *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications* av Çengel og Cimbala [2].

Volumstrømmen som er beregnet utfra formel 3.17 og 3.19 tar ikke for seg tapene som vil oppstå. En måte å inkludere disse tapene er ved å multiplisere formlene med en utløpskoeffisient ( $C_D$ ). Utløpskoeffisienten tar for seg friksjonstap og det faktumet at vannstrålen vil fortsette å komprimeres etter den har passert innsnevringen. Utløpskoeffisienten fastsettes eksperimentelt og avhenger av flere faktorer som geometrien til røret og dysen, strømningshastigheten og fluidets egenskaper. I motsetning til vannføringskoeffisienten fra formel 3.5, kan ikke utløpskoeffisienten for dysen bli større enn én ettersom den faktiske volumstrømmen ikke kan bli større enn den teoretiske uten tap. For å skille mellom disse vil dysens utløpskoeffisient refereres til med stor 'd' i  $C_D$ .

En annen måte å få med tapene er ved å inkludere det totale høydetapet ( $h_{L,tot}$ ). For å finne dette tapet trenger man først å beregne Reynoldstallet ( $Re$ ). Dette gjøres ved hjelp av formel 3.20, hvor  $\mu$  er den dynamiske viskositeten som finnes i tabeller,  $V_{avg}$  er gjennomsnittshastigheten gjennom røret og  $D$  er rørets diameter.

$$Re = \frac{\rho V_{avg} D}{\mu} \quad (3.20)$$

Ved å vite Reynoldstallet kan friksjonsfaktoren  $f$  beregnes. Friksjonsfaktoren kan finnes ved å iterere Colebrooks likning som er vist i formel 3.21. Her står  $\varepsilon$  for midlere høyde av ujevnheter.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (3.21)$$

Når man har beregnet  $f$ , kan friksjonstapet  $h_{L,major}$  igjen regnes ut fra formel 3.22 hvor  $L$  er rørets lengde.

$$h_{L,major} = f \frac{L}{D} \frac{V_{avg}^2}{2g} \quad (3.22)$$

Singulærtapet  $h_{L,minor}$  beregnes ved formel 3.23.  $K_L$  er symbolet for tapskoeffisienten til ulike rørkomponenter. Denne verdien varierer mye for komponenttyper, men også for ulike geometrier av samme rørkomponent.

$$h_{L,minor} = K_L \frac{V_{avg}^2}{2g} \quad (3.23)$$

Det totale høydetapet finnes ved å summere friksjonstapene ( $h_{L,major}$ ) med alle singulærtapene ( $h_{L,minor}$ ) som vist i formel 3.24.

$$h_{L,tot} = \sum_i h_{L,major,i} + \sum_j h_{L,minor,j} \quad (3.24)$$

Toricellis likning kan ta høyde for tapshøyden ved å subtrahere det fra fallhøyden. Bernoullilikningen har satt den fysiske høyden til null. Denne formelen kan derimot inkludere tapet ved å subtrahere trykket med trykktapet ( $p_{L,tot}$ ). Formel 3.25 viser hvordan trykktapet kan beregnes.

$$p_{L,tot} = \rho g h_{L,tot} \quad (3.25)$$

Måten høydetapet kan implementeres i formel 3.17 og 3.19 er ved å utlede formlene fra energilikningen fremfor Bernoullis likning. Utledningen gjøres på samme måte som nevnt i forrige delkapittel. Eneste forskjellen er den tilførte høyden fra pumpen og den uthentede høyden fra turbinen settes lik null. Dette kan gjøres ettersom pumpen og turbinen er satt utenfor systemgrensene. Ved å implementere tapene i formel 3.17 og 3.19 får man formel 3.26 og 3.27.

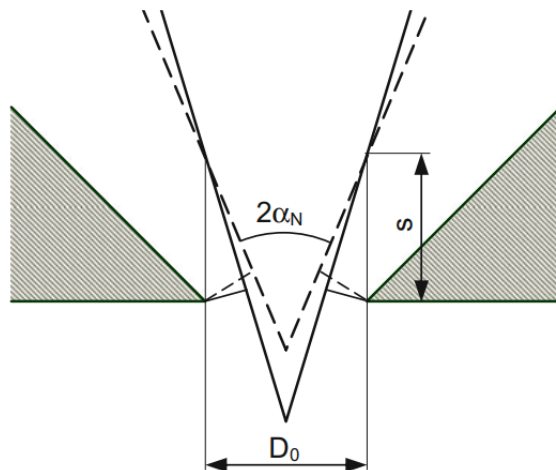
$$Q = A \sqrt{2g(H - h_{L,tot})} \quad (3.26)$$

$$Q = A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2 - p_{L,tot})}{\rho \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}\right)}} \quad (3.27)$$

### 3.9 Dyseåpning som funksjon av diameter, vinkel og gjengeavstand

Fra boken *Pelton Turbines* av Zhang, kan en formel for det effektive åpningsarealet ut av en dyse etableres [32]. Denne formelen baserer seg på at man kjenner nålens slaglengde, dyseåpningens diameter og vinkelen ved nålens ende. Formelen er vist i likning 3.28. Figur 3.6 illustrerer de ulike variablene som brukes i likningen. I formelen representerer  $s$  nålens slaglengde,  $D_0$  er den faste diameteren ved dyseåpningen, mens  $\alpha_N$  er nålvinkelen målt fra midten av nåltuppen.

$$A_D = \pi \left(1 - \frac{s}{2D_0} \sin(2\alpha_N)\right) D_0 \cdot s \cdot \sin(\alpha_N) \quad (3.28)$$



Figur 3.6: Skisse av nålparameterne brukt i formel 3.28. [32]

### 3.10 Usikkerhetsberegning

For beregning av usikkerhet rundt det endelige resultatet, må først den totale usikkerheten rundt hver sensor beregnes. For å beregne denne må igjen både den systematiske og tilfeldige usikkerheten først finnes. I delkapitlet vil  $x$  indikere at verdien er hentet fra en sensor.

Den tilfeldige usikkerheten av gjennomsnittsverdien til sensorene kan beregnes fra formel 3.29. Fra formelen er  $P_{\bar{x}}$  den tilfeldige usikkerheten av gjennomsnittsverdien,  $S_x$  tilsvarer standardavviket,  $n$  er antall målinger. Verdien  $t$  er fra t-distribueringen som vises i i vedlegg A.

$$P_{\bar{x}} = \frac{t \cdot S_x}{\sqrt{n}} \quad (3.29)$$

Den systematiske usikkerheten er ofte spesifisert av produsenten til måleinstrumentet. Den totale usikkerheten til sensorene kan beregnes fra formel 3.30.  $w_{\bar{x}}$  tilsvarer sensorens totale usikkerhet og  $B_x$  tilsvarer den systematiske usikkerheten. [30]

$$w_{\bar{x}} = \sqrt{B_x^2 + P_{\bar{x}}^2} \quad (3.30)$$

Formel 3.31 viser hvordan usikkerhet ved de ulike sensorene vil utbre seg i det endelige resultatet. I formelen representerer  $R$  det endelige resultatet som benytter de ulike formlene i beregningene og  $w$  er sensorens totale usikkerhet fra formel 3.30. [30]

$$w_R = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial R(x)}{\partial x_i} w_{x_i} \right)^2} \quad (3.31)$$

## 4 Etablering av vannbalansene

For å kunne sette opp vannbalansene måtte en rekke antagelser gjøres. Disse vil bli presentert her og vil være med på å forme resultatene. Etersom oppgaven har begrensninger på hva som kan deles vil få verdier bli presentert. Som nevnt vil verdiene være hentet fra prosjektdeltakerne sine interne mapper, men omtrentlige verdier finnes i kapittel 2.

### 4.1 Ressurser tilgjengelig

På Nessane er det plassert flere ulike sensorer med forskjellige funksjoner. Disse sensorene hadde ulike navn der noen var relativt selvforklarende mens andre ikke. Posisjonen til sensorene var også uvisst, men kunne omtrentlig kartlegges basert på sensornavnene. Fra prosjektdeltagerne fikk gruppen tilgang til datablader og plantegninger for Nessane. Ved hjelp av disse kunne kritiske verdier til oppgaven hentes og det ga en bedre forståelse til Nessane sin oppbygning.

For å beregne vannbalansene ble det benyttet programmeringsspråket Python. Dette ble koblet opp med prosjektdeltagerens egenproduserte nettside "Tyde" som gjorde det mulig å laste ned oppdatert sensordata. Sensordataen sammen med verdier hentet fra databladene og plantegningene ble dermed eksportert til Python og er grunnlaget for de utregnede volumstrømmene. For begrenning av datamengden, men også kunne se endringen over lengre tid, ble det definert at sensoren skulle ta en gjennomsnittsmåling fra hver time. Dette anses som lurt da det vil neglisjere feilkilder i form av små bølger i både HydApi sensoren samt sensoren benyttet til å beregne  $Q_{\text{dam}}$ . For penere grafer kunne det ble benyttet lengre gjennomsnittsmålinger, men dette ble vurdert som ikke ønskelig. Ved for store gjennomsnittsmålinger kunne dette kamuflere differanser mellom HydApi og Tyde. Eventuelle sprang i sensorene som ville redusert påliteligheten, hadde også blitt dempet. Dette ville gjort det vanskeligere å kartlegge feilkilder.

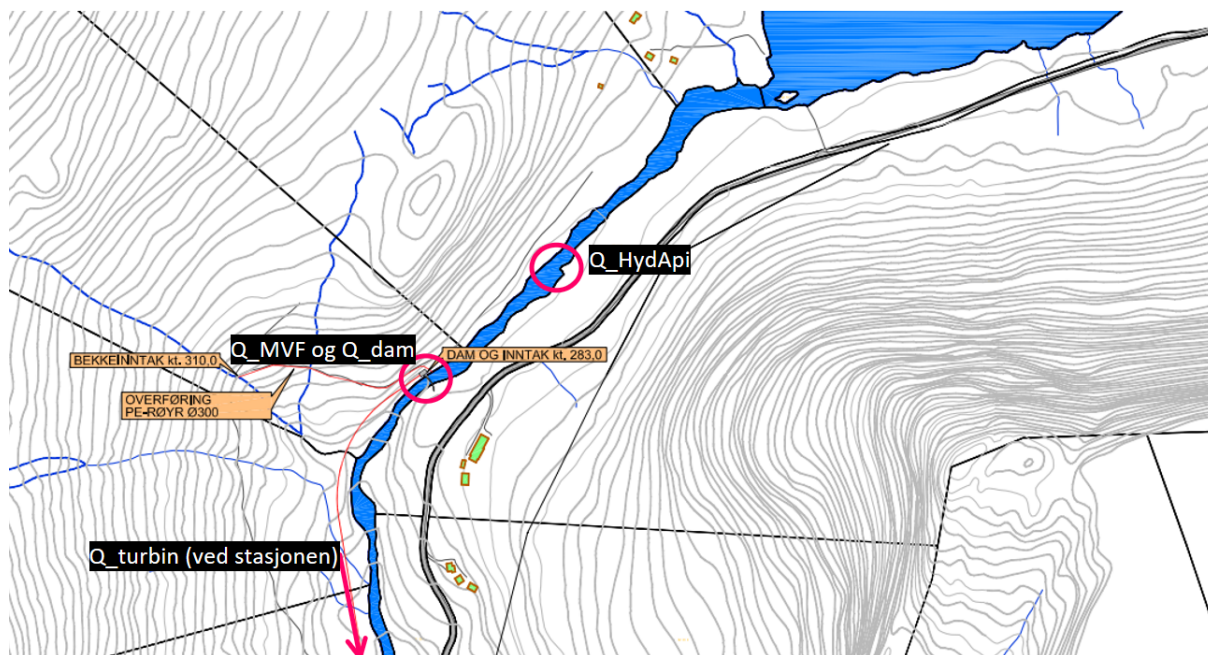
#### 4.1.1 Tidlige problemer rundt sensorene

Ved enhver bruk av sensordata ble det tatt vurderinger på om tallene samstemte med teorien. Dersom de ikke gjorde det ble det forsøkt å se om de kunne passe andre steder. Det som antas som sensordataen før og etter ristene ved innløpet hadde store sprang i høydene på vannmålingene. I tillegg påsto dataen til tider at energien til vannet økte etter ristene. Dette gjelder uansett om datamengdene representerte høyden i form av fysisk høyde eller høyde i form av trykk. Dermed ble denne formen for kartlegging av  $Q_{\text{turbin}}$  vurdert som lite troverdig og ideen er dermed ikke med videre i rapporten.

### 4.2 Antagelser rundt vannbalansene

Her antas det at vannet har hovedsakelig tre veier. Dette er over overløpet, gjennom røret til minstevannføringen og gjennom røret til turbinen. Kraftverket har i tillegg en flomluke og andre små luker som kan benyttes. Disse antas at er konstant lukket selv i store nedbørsperioder.

For et bedre situasjonsbilde legges det til figur 4.1 med antagelsene rundt plassering av sensorene. Her er det hovedsakelig plasseringen til  $Q_{\text{HydApi}}$  som er mest usikker. En viktig ting å merke seg her er at ved antagelsen av plasseringen for  $Q_{\text{HydApi}}$  så vil ikke volumstrømmen for sideinntaket bli med. Dette gjør at den beregnede  $Q_{\text{total}}$  bør teoretisk ligge over  $Q_{\text{HydApi}}$  til enhver tid der det ikke spares vann i reservoaret.



Figur 4.1: Situasjonsskart over dammen med antatt plassering av sensorene. [15]

#### 4.2.1 Antagelser rundt $Q_{\text{dam}}$

For beregning av  $Q_{\text{dam}}$  er det tatt hensyn til et trapesformet overløp. Dette skyldes at endene på kraftverket ikke er vinkelrett opp. Dette synes godt på figur 2.5 fra introduksjonen. Fra bildet vises det også at det er en midtdel som stiger over damkronen. Der kan ikke vannet renne over og må dermed tas hensyn til. Måten det ble gjort på er å ekskludere delen fra overløpet. Det tilsier at lengden på dammen er den originale lengden minus midtdelen. Dette vil medføre noe feil i vannbalansen, men anses ikke som stor nok til å måtte tas hensyn til.

Ved valg av  $C_{d,r}$  koeffisienten til den rektangulære delen ble det forsøkt å finne gode kilder som passet Nessane sitt overløp. Her oppstår det noe problemer da verdien bestemmes ut ifra forholdet mellom vannhøyden over overløpet ( $h$ ), samt høyden på dammen ( $p_h$ ) og bredden på overløpet ( $b$ ). Av disse er det forholdstallet mellom høyden på dammen og vannhøyden over overløpet som er det største problemet. Etersom vannføringskoeffisientene gjerne finnes ved testing i laboratorier vil forholde mellom vannhøyden og damhøyden der være mindre enn for Nessane.

Som nevnt er vannføringskoeffisientene noe som må testes ut og variere ut ifra ulike kraftverk. Sintef sin forskning om vannføringskurver for overløp sier at nøyaktigheten for overløp med bred terskel er dårlig før vanntilstanden er over 50 mm [29]. Dette er en tilstandshøyde som sjelden overstiges på Nessane. Likevel er det ikke gjort noen reguleringer for dette, delvis fordi det ikke er funnet noen kilder. Trolig er også dette en årsak som forutsaker at flere kilder ikke oppgir  $C_{d,r}$  verdier ved lav vannhøyde over overløpet sammenlignet med høyden. Dette inkluderer ISO 3846 som viser vannføringskoeffisienter til brede overløp.

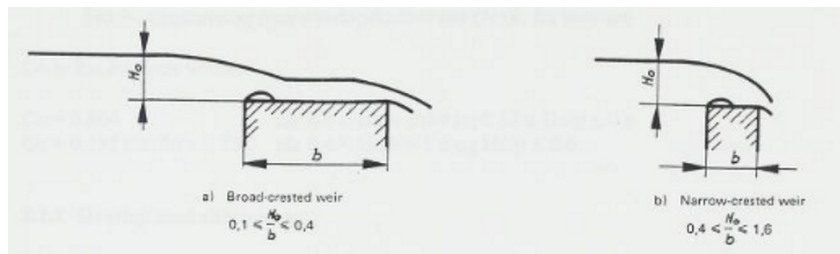
Tabell 4.1 viser verdiene som er brukt for å regne  $Q_{\text{dam}}$  samt kravene for at  $C_{d,r}$  skal være nøyaktig. Etersom forholdet  $h/p_h$  til Nessane aldri blir særlig høyt ignoreres dette kravet. Dermed reguleres  $C_{d,r}$  kun etter forholdet mellom  $h/b$ .  $C_{d,r}$  blir da enten 0.864 eller følger uttrykket gitt i tabellen. Dersom  $h/b$  er mindre enn 0.1 som er kravet for at formelen skal gjelde, ignoreres dette og  $C_{d,r}$  blir satt lik 0.864.

Tabell 4.1: Ulike  $C_{d,r}$  verdier vurdert til oppgaven

Gjelder for overløp med	$C_{d,r} =$	Betingelser
Vannføringskurver for overløp [29]		
Bred terskel	0.864	når $0.1 \leq h/b \leq 0.4$ og $0.15 \leq h/p_h \leq 0.6$
Bred terskel	$0.191 \cdot (h/b) + 0.782$	når $0.4 < h/b < 1.6$ og $h/p_h < 0.6$
Overløp som likner fra tabeller		
ISO 3846 [9]		
Bred terskel	Tabell og figur	

En naturlig tankegang er at ISO 3846 er den sikreste kilden for valg av  $C_{d,r}$ . Her oppstår problemet nevnt over. Den laveste verdien for  $h/p_h$  er i ISO 3846 lik 0.1. Ved bruk av høyden på dammen fra konsesjonssøknaden som var på fem meter, tilsier det at vannet må være 50 cm over dammen for at tabellen blir reell. Dersom  $H/p_h$  er lik 0.1 ville  $C_{d,r}$  i så fall blitt lik 0.850 som ikke er langt fra 0.864. Videre kunne tabellen fra ISO 3846 ekstrapoleres, men det er ingen kilder som tyder på at det er mer nøyaktig. Dette skyldes som sagt at  $C_{d,r}$  er lite nøyaktig for vanhøyder over overløpet som ikke er relativt høyt.

Også denne delen opplever usikkerhet rundt sensorene. Dette gjelder troverdigheten til tallene men også plasseringen. For at  $C_d$  verdiene skal være mest mulig riktig skal  $h$  måles i en avstand  $L/3$  fra overløpskanten sin begynnelse [29]. Her står  $L$  for overløpskanten sin lengde. Dette vises i figur 4.2. I tillegg vises det hvor stor endring vannhøyden kan ha ut ifra posisjon til lysåpningen. Ved feil plassering av sensoren kan dette føre til en lavere vanntilstand enn det som ville vært riktig. I oppgaven er det antatt riktig plassering av sensoren.



Figur 4.2: Hvor sensorene skal plasseres for riktig beregning av vannføringskoeffisient. [29]

Damhøyden er heller ikke konstant i realiteten for enhver del av overløpet. Her kunne dammen blitt delt opp i flere deler, men istedenfor ble det benyttet et slags gjennomsnitt. Dette er tatt på øyemål fra plantegningen over dammen.

For å avgjøre vannføringskoeffisienten for et v-formet overløp benyttes teori hentet fra Chaudhry som refererer til eldre forsøk [3]. Fra dette vises det at for  $90^\circ$  v-formet overløp er  $C_{d,v} = 0.585$  en bra verdi. Denne verdien forblir konstant og endres ikke. Denne antagelsen passer Nessane godt da konstanten er beregnet for  $90^\circ$  v-formet overløp med skarpe kanter. Om kantene på overløpet for Nessane er skarpkantet er derimot uvisst, men for den rektangulære delen har det blitt antatt at den ikke er det. Å prøve å finne en kilde med en  $C_{d,v}$  verdi som endres av ulike betingelser vurderes som nesten irrelevant for Nessane. Dette baseres på at det vil gå veldig lite vann over den v-formet kanten sammenlignet med den rektangulære delen.  $C_{d,v}$  lik 0.585 anses

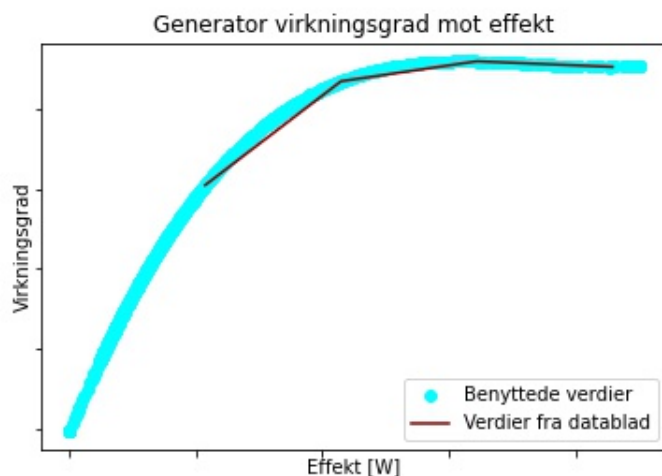
dermed som passende for Nessane.

#### 4.2.2 Beregning av $Q_{MVF}$

I denne delen ble det ikke gjort noen antagelser ettersom dataen fra sensoren oppgir mengden i liter per sekund. Det er derimot vurdert troverdigheten til tallene basert på sensoren for ventilposisjonen i minstevannrøret.

#### 4.2.3 Beregning av $Q_{turbin}$

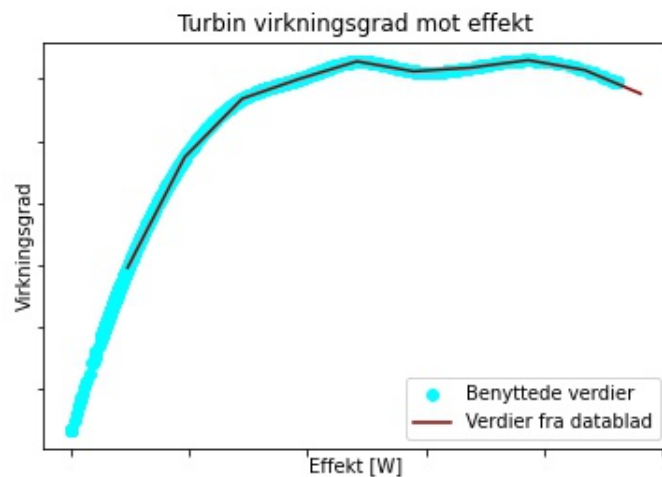
Ved beregning av  $Q_{turbin}$  benyttes det mye data fra databladene. Fra formel 3.6 vises det at det går an å benytte verdier ut fra generatoren for å finne effekten ut av turbinen. Fra databladet til generatoren er det oppgitt virkningsgrader til ulike effekter. Sammenlignet med effektene ut fra turbinen hadde databladet få verdier og tabellen fra databladet måtte da utvides. Måten dette løses på er ved interpolering og ekstrapolering slik vist i figur 4.3. Dette vil trolig gi et godt estimat på hva som kan forventes av virkningsgrader til de ulike effektene generatoren leverer.



Figur 4.3: Generator virkningsgrader mot effekter.

For å finne turbinvirkningsgraden ble samme måte benyttet. Effekten inn på generatoren anses som det samme som ut fra turbinen. Ved å bruke data fra databladet om turbinen og inter- eller ekstrapolere ut i fra dette gis figur 4.4. Det samme kan også gjøres ved bruk av effektkurven og volumstrømkurven hentet fra databladet. Noe som bør kommenteres her er at det laveste punktet for verdiene fra databladet skal også markere den minste tillatte slukeevnen. Nessane benytter altså ofte volumstrømmer som er lavere enn databladet sier er den minimale slukeevnen.





Figur 4.4: Turbin virkningsgrader mot effekter.

For å konvertere massestrømmen til volumstrøm må massestrømmen dele på vannets tetthet. Det er mulig å hente sensordata som beskriver temperaturer rundt anlegget som kan benyttes og interpoleres for et godt estimat for massetettheten til vannet. Dette ville vært ved inntaket til turbinrøret og vannet ville trolig økt litt i temperatur i form av energi tilført ved friksjon i det 3000 meter lange røret. Ved beregninger ble det derimot antatt en konstant massetetthet lik  $999.7 \text{ kg/m}^3$ . Dette tilsvarer massetettheten for mettet vann lik 10 grader Celsius [1].

Ved å benytte affinitet loven ble det benyttet en fallhøyde fra damhøyden ned til stasjonen. Det er litt usikkert nøyaktig hvor i stasjonen turbinen er plassert og det ble gjort et estimat. Det er i tillegg benyttet damhøyden istedenfor vannspeilet som øverste grense. Ettersom Nessane har sensor til å måle vannhøyden i dammen kunne denne høyden blitt benyttet istedenfor.

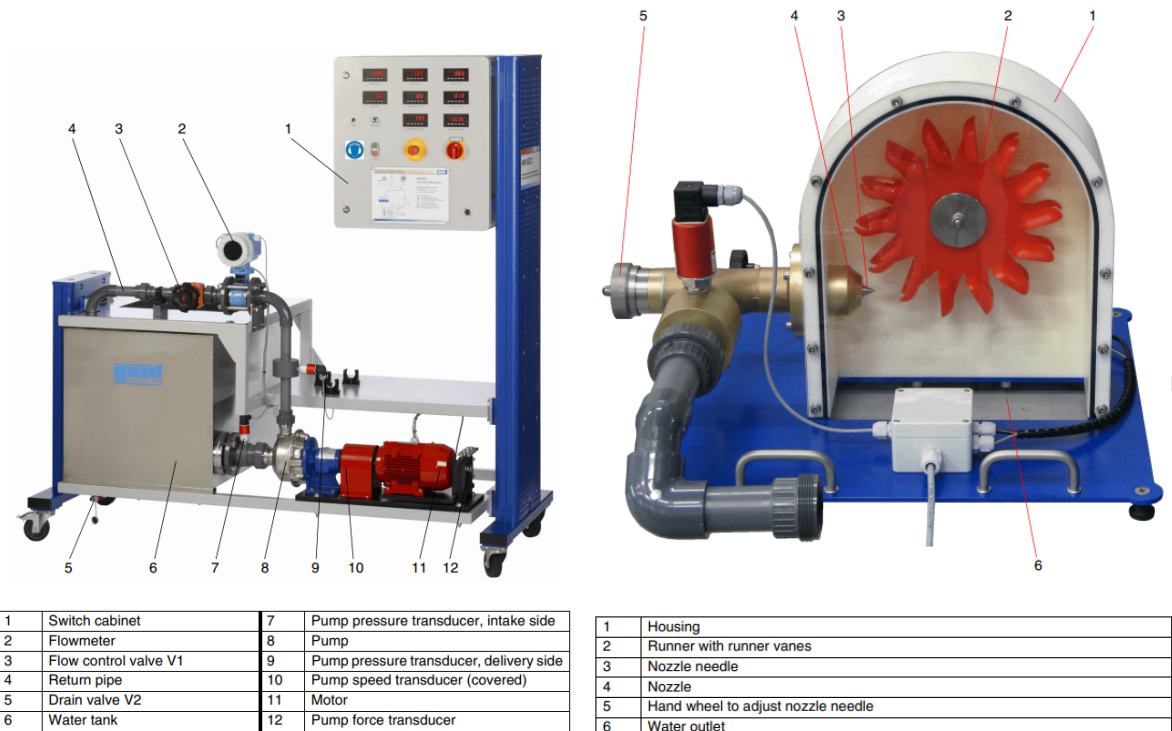
## 5 Metodisk beregning av volumstrøm og effekt basert på dyseåpningen

Dette kapitlet vil ta for seg laboratoriumsforøket hvor volumstrømmen gjennom turbinen og den leverte effekten basert på nålens posisjon i dysen skulle beregnes. Til slutt ble det også sett på om det var mulig å benytte en formel for å finne den effektive dyseåpningen basert på dysen og nålens geometri som kan benyttes for en tilfeldig turbin. Dette kapitlet tar for seg hvordan laboratoriumsforøket ble gjennomført og hva som ble testet.

### 5.1 Materialer og metode rundt labforøket

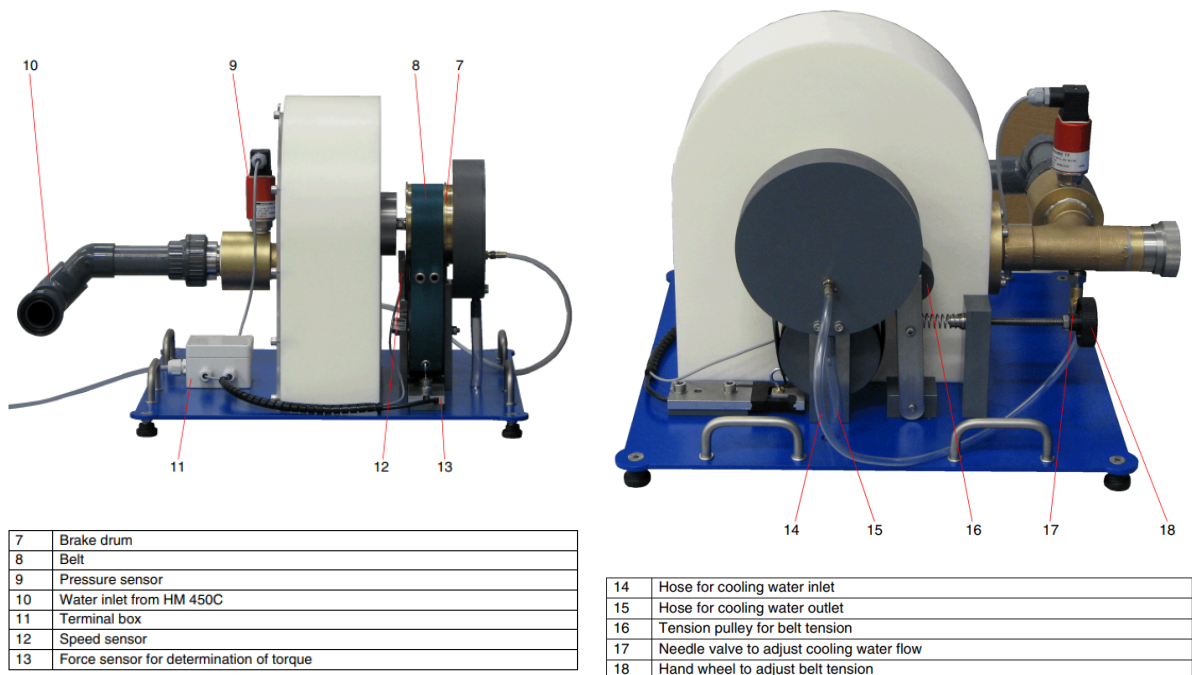
Forøket ble gjennomført på energi- og prosessteknikk sitt laboratorium ved NTNU. Testriggeren som ble brukt var GUNT 450C og GUNT 450.01. GUNT 450C består i korte trekk av en motor, pumpe, vanntank og rør med ventiler. Pumpen løfter opp vann fra vanntanken ved hjelp av motoren. Vannet kan deretter enten slippes ned i tanken igjen eller føres inn i en ekstern turbin. GUNT 450.01 er en peltonturbin hvor dyseåpningen kan justeres ved å flytte på nålen i dysen. Man kan også justere momentet som påføres turbinen. Testriggeren og dens komponenter er vist i figur 5.1. I tillegg til disse komponentene, besto testriggeren også av flere ulike sensorer. En forklaring på hvilke sensorer dette er og deres respektive plasseringer er vist i figur 5.2.

## 5 METODISK BEREGNING AV VOLUMSTRØM OG EFFEKT BASERT PÅ DYSEÅPNINGEN



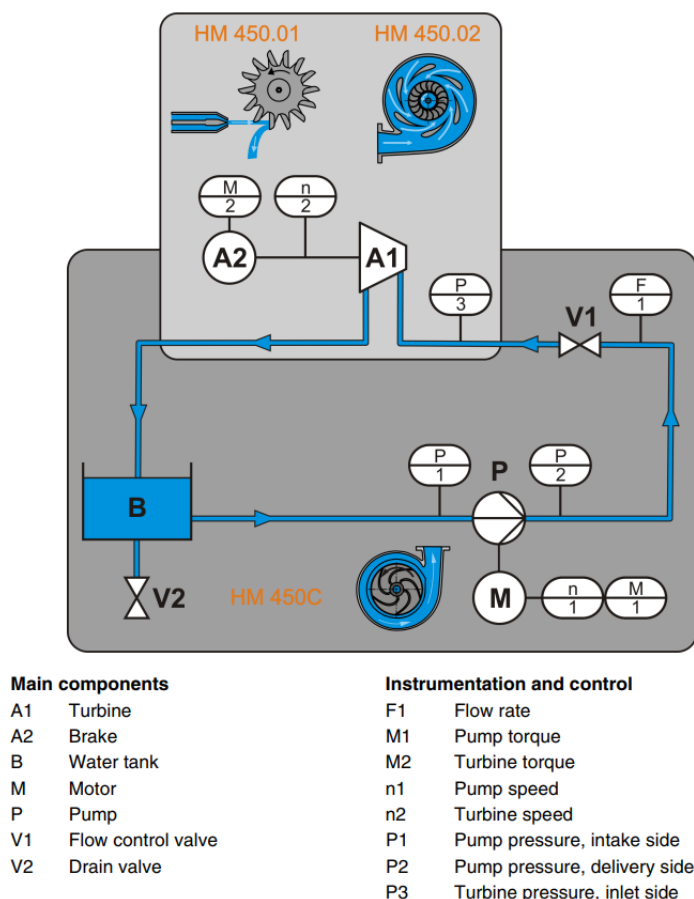
(a) Oppsett og forklaring av GUNT 450C.

(b) Oppsett og forklaring av GUNT 450.01 sett forfra.



(c) Oppsett og forklaring av GUNT 450.01 sett fra siden. (d) Oppsett og forklaring av GUNT 450.01 sett bakfra.

Figur 5.1: Oppsett og forklaring av GUNT 450C og GUNT 450.01.



Figur 5.2: Sensorer fra labben med forklaring og plassering.

Testtriggen måtte klargjøres før forsøket kunne utføres. Dette ble gjort ved å koble sammen GUNT 450C med GUNT 450.01 og ved å tilkoble en PC. Testtriggens nål kan justeres fra posisjon 0 til posisjon 10 hvor 0 er fullstendig lukket og 10 er fullstendig åpen. Likevel er det kun benyttet posisjon 0 til 8 i denne oppgaven. Denne beslutningen skyldes at testtriggens instruksjonsblad kun presenterte åpningsarealet for disse posisjonene. De gitte åpningsarealene ved de ulike nålposisjonene er presentert i tabell 5.2. Formel 3.28 kunne blitt benyttet til å estimere åpningsarealet ved posisjon 9 og 10, men ettersom det ikke er etterprøvbart å sjekke om disse arealene stemmer, ble det besluttet å ikke ta de med.

Tabell 5.2: Nålens slaglengde og dysens utløpsareal ved ulike nålposisjoner.

Nålposisjon	Nålens slaglengde [mm]	Dysens åpningsareal [mm <sup>2</sup> ]
0	0	0.00
1	2	42.02
2	4	80.13
3	6	114.59
4	8	144.59
5	10	170.94
6	12	193.38
7	14	211.90
8	16	226.50

Etter testtriggen og datainnsamlingsprogrammet var klargjort, kunne forsøket begynne. Kontrollventilen (V1) ble fullstendig åpnet og dyseåpningen fullstendig lukket ved å skru nålens håndhjul til posisjon 0. Deretter ble pumpen skrudd på og pumpehastigheten ( $n_1$ ) satt til maks, som i dette tilfellet var 2967 rpm. Til slutt ble nålposisjonen satt til posisjon 0 i dataprogrammet og det ble gjort 5 registreringer.

Nålen ble deretter satt til posisjon 1 ved å vri håndhjulet en omdreining. Dysen ble nå åpnet og en vannstråle traff skovlene til turbinen. Deretter ble ventilen som justerer mengden vann som går til å kjøle turbinen åpnet slik at litt vann går gjennom (nr. 17 i figur 5.1d). Videre ble turbinen bremsset ved å vri på håndhjulet for å stramme beltet. Håndhjulet ble vridd til turbinens hastighet nådde 500 rpm og verdiene ble registrert etter de hadde stabilisert seg. Til slutt ble nålposisjonen satt til posisjon 1 i dataprogrammet og det ble registrert fem nye målinger. Forsøket ble gjentatt til og med nålen nådde posisjon 8. Etter forsøket ble resultatene lagret som en dat-fil.

### 5.1.1 Etterarbeid

Etter all dataen var innsamlet og lagret som en dat-fil startet beregningene. Programmeringsspråkene Matlab og Python ble benyttet til dette. Først ble volumstrømmen beregnet ved hjelp av formlene 3.17, 3.18 og 3.19. Deretter ble gjennomsnittet og forplantningsusikkerheten beregnet ved hver nålposisjon. Dette er basert på de fem målingene som ble tatt i hver posisjon. De tre beregnede volumstrømmene ble så plottet mot den målte volumstrømmen fra forsøket som gjennomsnittsverdier med avvik tilsvarende usikkerheten bergnet fra formel 3.31. Til slutt ble også effekten fra turbinen plottet mot de ulike nålposisjonene med samme metode.

Den nye volumstrømmen når tapene er inkludert for Torricelli og Bernoullis formel er beregnet ved hjelp av formel 3.26 og 3.27. Tapet inkluderer både høydetap grunnet friksjon og singulærtap. For dysen er det usikkerhet rundt  $K_L$ -verdien som benyttes for benden i dysen. Det er også usikkert om det er en innsnevring rett etter trykkmåleren i dysen eller om den indre diameteren er konstant. Videre er det også usikkert hvor mye singulærtap selve nålen i dysen står for og singulærtapene knyttet til dysens kontraksjon ved utløpet. Singulærtapet vil også være større desto mer nålen lukker dysen. Nålens posisjon vil også påvirke gjennomsnittshastigheten som brukes til å bestemme Reynoldstallet, friksjonstapet og singulærtapet. Til slutt må det også nevnes at noe av vannet går til kjøling og dermed ikke går gjennom turbinen. Dette vurderes derimot som minimalt og neglisjeres.

Opgaven dekker kun singulærtapene for innsnevringen, benden og den gradvise kontraksjonen. Disse er basert på estimater ettersom den faktiske  $K_L$ -verdiene ikke er oppgitt. Altså er ikke singulærtapene tilknyttet nålventilen inkludert. Dette skyldes at det manglet tilstrekkelig data for å beregne disse.

For singulærtapet til innsnevringen ble det antatt en  $K_L$ -verdi på 0.5. Den benyttede hastigheten her tilsvarer ved innløpet.  $K_L$ -verdien for benden er antatt lik 0.3. Også her er hastigheten ved dysens innløp benyttet.  $K_L$ -verdien for den gradvise kontraksjonen er satt til 0.03. Her er derimot gjennomsnittshastigheten mellom innløpet og utløpet benyttet.  $K_L$ -verdiene for innsnevringen og benden kan variere fra 0 til 1, mens  $K_L$ -verdien for benden kan variere fra 0.3 til 1.1. Det er kun  $K_L$ -verdien for den gradvise kontraksjonen som er ganske sikker ettersom det finnes data for dyser med en vinkel på 35 grader. [2]

Når det gjelder friksjonstapet ble friksjonsfaktoren funnet ved å iterere Colebrooks likning. Til dette ble Reynoldstallet beregnet med gjennomsnittshastigheten og diameteren på røret frem til kontraksjonen. Videre er det antatt at dysen er laget av messing som gir  $\varepsilon$  en verdi på 0.0015 mm. Gjennomsnittshastigheten er benyttet for friksjonstapet.

Ettersom dyseåpningen ved de ulike nålposisjonene kan variere basert på nålen og dysens geometri ved ulike kraftverk, var det også ønskelig å se om man kunne finne en generisk formel hvor man kan finne dyseåpningen ved hver nålposisjon basert på geometrien. Til dette ble formel 3.28 brukt. Basert på data fra databladet om dysen og nålens geometri, ble  $\alpha_n$  satt til 25 grader,  $D_0$  satt til 16.5 mm og  $s$  satt til en vektor fra 0 til 16 mm med en steglengde på 2 mm. Dette ble plottet mot den effektive dyseåpningen som var gitt i databladet for turbinen på laboratoriet. Videre var det også ønskelig å implementere de benyttede formlene for beregning av volumstrøm fra forsøket på Nessane. Ettersom dataen fra kraftverket ikke var tilstrekkelig, ble ikke dette gjennomført.

### 5.1.2 Antagelser og usikkerhet ved beregningene

For å redusere usikkerheten rundt resultatene fra forsøket ble det gjort to tiltak. Det ene tiltaket var å registrere målingene fem ganger ved hver nålposisjon og deretter presentere gjennomsnittet av disse. Dette ble gjort for å minimere tilfeldige fluktuasjoner. En slik fluktuasjon kan være at det påførte dreiemomentet på turbinen kan variere grunnet vibrasjoner i testriggen. Ved flere målinger vil denne usikkerheten reduseres.

Det andre tiltaket som ble gjort var å inkludere usikkerheten rundt resultatene som et plottet feilfelt i grafene i resultatskapitlet. Denne usikkerheten er den totale usikkerheten rundt volumstrømmene og effekten beregnet. Måten denne usikkerheten er beregnet på er ved å regne ut den totale usikkerheten for alle sensorene og deretter bruke dette til å finne ut hvordan disse usikkerhetene påvirker den endelige volumstrømmen og effekten basert på formel 3.31. Den totale usikkerheten for sensorene inkluderer både systematisk og tilfeldig usikkerhet ved sensorene som vist i formel 3.30. Den tilfeldige usikkerheten ble beregnet fra formel 3.29. For å finne  $t$ -verdien ble vedlegg A benyttet.  $v$  vil i tabellen tilsvare antall målinger minus én. Ettersom det ble gjort fem målinger vil dette tallet da tilsvare fire.  $\alpha/2$  ble beregnes som vist i formel 5.1 ved å benytte et konfidensintervall på 95 prosent. Dette er et estimat som ansees som tilstrekkelig.

$$\alpha/2 = \frac{1 - 0.95}{2} = 0.025 \quad (5.1)$$

Den systematiske usikkerheten skal vanligvis være gitt fra produsenten. Derfor ble det forsøkt å kontakte GUNT for å få de tilsent. Ut fra dataen som ble utdelt fra GUNT var det kun den systematiske usikkerheten for strømningsmåleren som var brukbar. For de resterende sensorene ble det gjort antakelser. Det er også gjort en antakelse for den systematiske usikkerheten ved dysens åpningsareal ettersom denne ble justert manuelt. De variablene som hadde en systematisk usikkerhet var trykksensoren ved pumpens utløp og dysens innløp, strømningssensoren, momentsensoren, turbinens hastighetssensor og dysens åpningsareal. De benyttede systematiske usikkerhetene er presentert i tabell 5.4. Parentesene indikerer sensornavnet fra figur 5.2.

Tabell 5.4: Antatt systematisk usikkerhet ved ulike variabler

Variabel	Usikkerhet
Trykksensor (p1)	$\pm 0.01$ bar
Sensor dreiemoment turbin (M2)	$\pm 0.1$ Nm
Fallhøyde levert av pumpen (H)	$\pm 1$ m
Hastighetsensor turbin (n2)	$\pm 5$ rad/s
Åpningsareal dyse (A)	$\pm 2.6$ mm <sup>2</sup>

De antatte systematiske usikkerhetene til sensorene er basert på hvilken desimal som varierte ved de ulike målingene på samme nålposisjon. Den antatte systematiske usikkerheten til dyseåpningen er basert på den største endringen mellom arealene fra de ulike nålposisjonene. Den største endringen er arealet fra posisjon 0 til posisjon 1 som tilsvarer 42.02 mm<sup>2</sup>. Altså vil en omdreining på nålen tilsvare denne endringen av åpningsarealet. Dersom denne omdreiningen avviker med  $\frac{1}{16}$  får man en systematisk usikkerhet på 2.6 mm<sup>2</sup>. Denne usikkerheten kan igjen endres ved hver nye nålposisjon. Nåleens håndhjul vris om én omdreining for å endre nåleens posisjon ett hakk. Man kan dermed ikke være helt sikker på om man har truffet nøyaktig samme sted som sist. Denne usikkerheten vil igjen forplante seg mer og mer for hver nye omdreining. Ettersom det gjennomføres åtte omdreininger forventes det at de siste posisjonene vil ha større usikkerhet enn de første. Likevel vil differansen i åpningsarealet bli mindre for økende nålposisjoner. Derfor ansees det som tilstrekkelig å holde denne systematiske usikkerheten konstant for alle nålposisjonene. At avviket er så stort som  $\frac{1}{16}$  ved en vridning er usannsynlig, men det tar høyde for at treffsikkerheten i begynnelsen minker ved senere omdreininger.

For bergening av usikkerheten ved formel 3.19, ble usikkerheten til p1 og A2 implementert. Dette betyr at  $R$  fra formel 3.31 tilsvarer  $R(p1, A2)$ . For formel 3.17 ble usikkerheten rundt A og H inkludert. Til slutt ble usikkerheten knyttet til  $\omega$ , T og A inkludert i beregningen for volumstrøm fra formel 3.18.

En annen antagelse som er gjort utenom den systematiske usikkerheten er at det atmosfæriske trykket er konstant. I virkeligheten vil dette endres noe over dagen, men ettersom den ikke endres mer enn én Pascal er dette neglisjert [31]. Det atmosfæriske trykket som benyttes i formel 3.9 er dermed satt til 101325 Pa, som tilsvarer én standard atmosfære.

## 6 Resultater

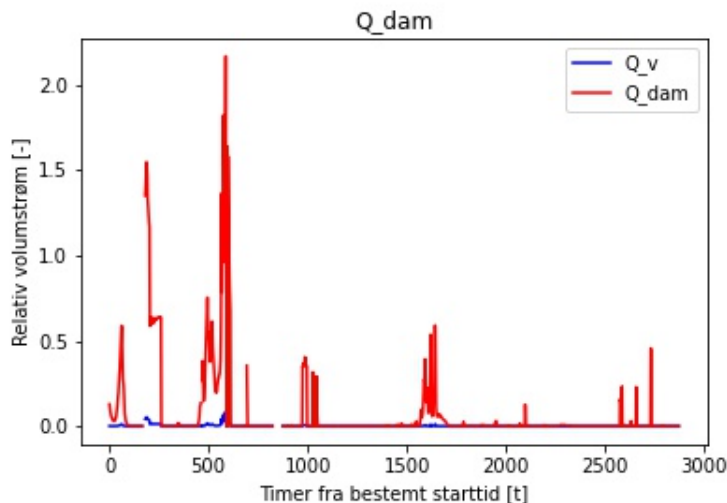
I dette kapittelet vil resultatene bli vist basert på teorien i kapittel 3 og metodene som er beskrevet i kapitlene 4 og 5. Det er også lagt til en beskrivelse for presentasjonen av vannbalansene som beskriver hvordan resultatet har blitt skjult for leseren.

### 6.1 Informasjon rundt presentasjonen av vannbalansene

For å bevare bedriften sine interesser vil resultatene bli presentert som et forholdstall til en bestemt verdi. Når  $Q_{MVF}$  er isolert er det benyttet den lovpålagte minstevannføringen, mens for de resterende grafene er det benyttet den maksimale slukeevnen til turbinen. Det tilsier at x-aksen til alle plottene unntatt i kapittel 6.1.2 har den beregnede volumstrømmen blitt delt på den maksimale slukeevnen til turbinen. All dataen er hentet ut til et bestemt tidspunkt slik at tidsstarten og endringene ut i fra dette vil bli lik. Figurene baseres også på rådata fra Tyde. Det er altså ikke gjort noen forskyvninger med dataen for en bedre passform.

#### 6.1.1 $Q_{dam}$

Figur 6.1 viser volumstrømmen over dammen som funksjon av tiden. Volumstrømmen over dammen er som nevnt i forhold til den maksimale slukeevnen til turbinen. Bakgrunnen til resultatet er hentet fra formel 3.4. Verdiene for vannføringskoeffisientene følger beskrivelsen i delkapittel 4.2.1. For sammenligning er volumstrømmen over v-formen ( $Q_v$ ) lagt til sammen med den totale volumstrømmen over overløpet.

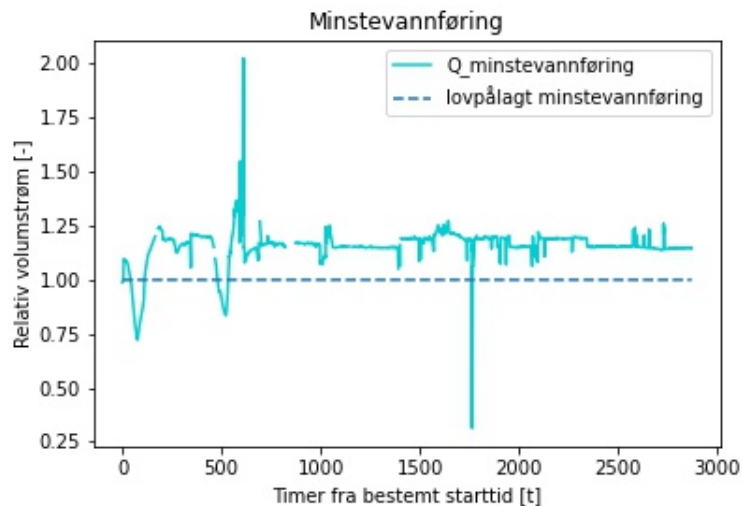


Figur 6.1: Forholdet mellom  $Q_{dam}$  og maks slukeevne til turbinen som funksjon av tid.

#### 6.1.2 $Q_{MVF}$

Figur 6.2 viser forholdstallet mellom volumstrømmen gjennom minstevannrøret og den lovpålagte minstevannføringen. Figuren baseres ikke på noen formler ettersom sensorene oppgir verdiene sine som volumstrøm.

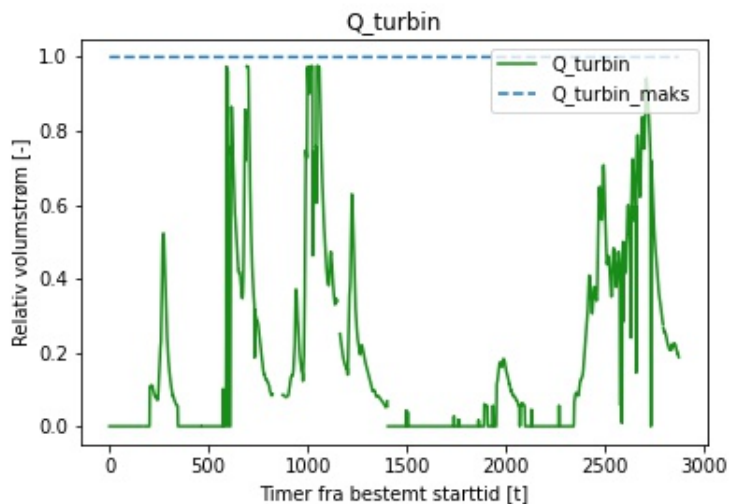




Figur 6.2: Forholdet mellom  $Q_{MVF}$  og lovpålagt volumstrøm som funksjon av tid.

### 6.1.3 $Q_{turbin}$

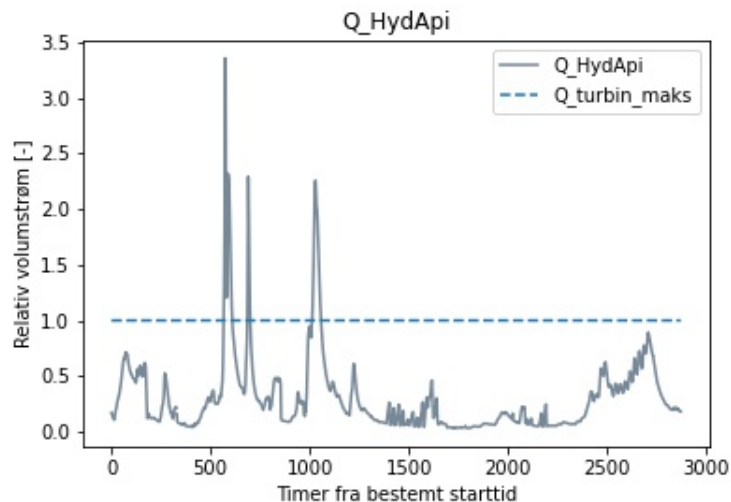
I likhet med de andre plottene vises det i figur 6.3 forholdet mellom volumstrømmen gjennom turbinen og turbinen sin maksimale slukeevne som funksjon av tiden. Formlene benyttet til resultatet er formlene 3.6 og 3.7. For å konvertere bergeningene til en tilsvarende turbin med ulik fallhøyde ble det benyttet formel 3.8.



Figur 6.3: Forholdet mellom  $Q_{turbin}$  og maks slukeevne til turbinen som funksjon av tid.

### 6.1.4 $Q_{HydApi}$

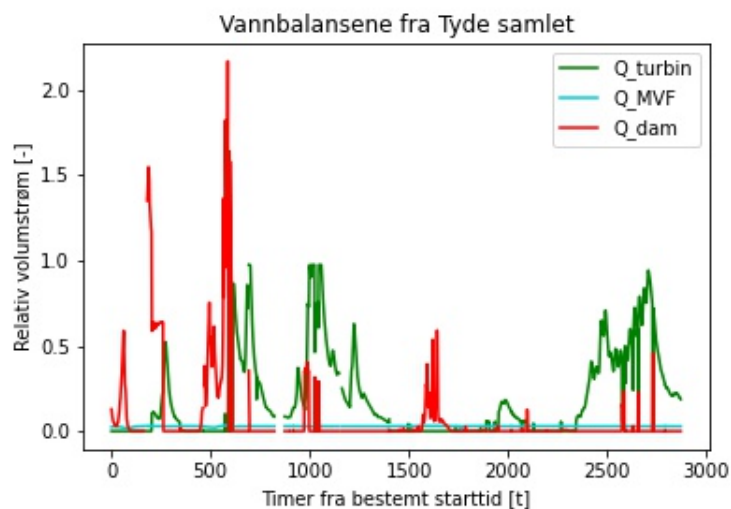
Fra figur 6.4 synes forholdet mellom volumstrømmen til dammen fra NVE og den maksimale slukeevnen til turbinen som funksjon av tiden. Dette er importert data der enheten var oppgitt i  $m^3/s$ . Det er altså ikke gjort noen beregninger eller antagelser.



Figur 6.4: Forholdet mellom  $Q_{HydApi}$  og maks slukeevne til turbinen som funksjon av tid.

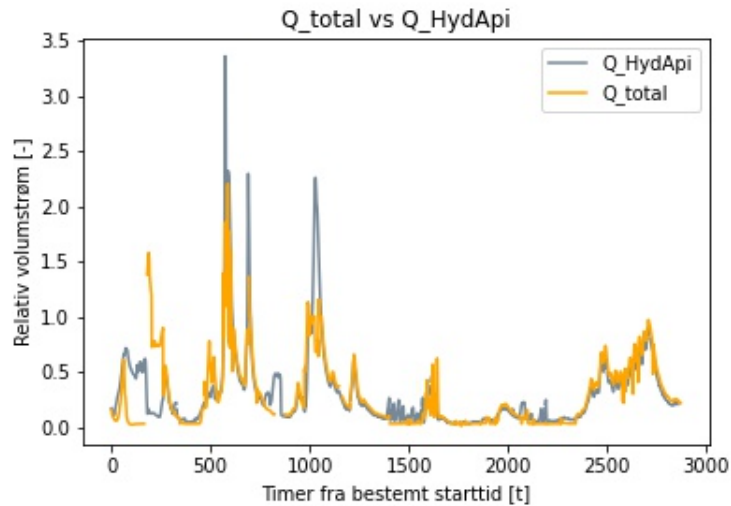
### 6.1.5 $Q_{total}$

For sammenligning viser figur 6.5 volumstrømmene regnet fra dataen hentet fra Tyde. Dette er altså plotene hentet fra figurene 6.1, 6.2, 6.3 og samlet i en figur.



Figur 6.5: Resultatene for vannbalansene samlet.

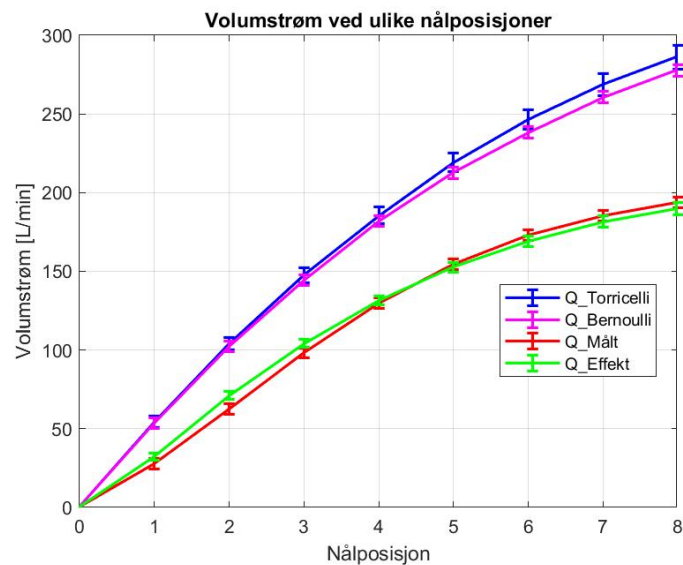
Figur 6.6 viser den totale volumstrømmen for Nessane beregnet fra Tyde og hentet fra HydApi. Her er  $Q_{total}$  lik volumstrømmen over dammen, gjennom minstevannrøret og til turbinen slik forklart i formel 3.11.



Figur 6.6: Forholdet mellom  $Q_{HydApi}$  og  $Q_{total}$ .

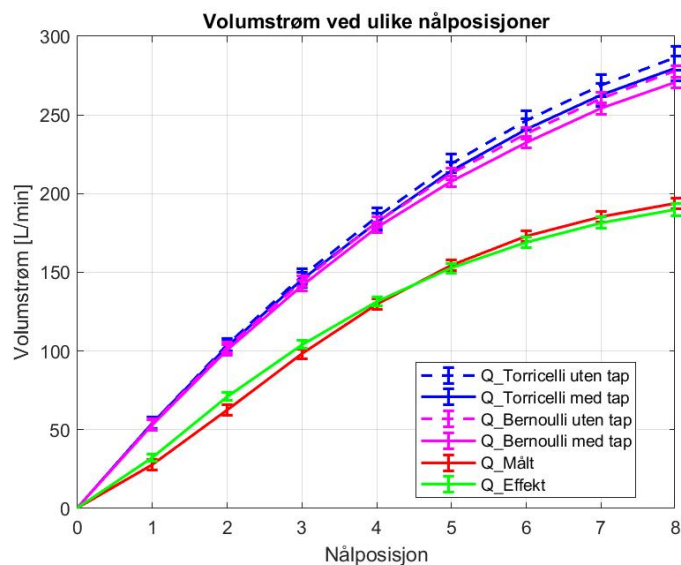
## 6.2 Resultater fra laboratoriumsøket

Figur 6.7 viser gjennomsnittsverdien og usikkerheten for de beregnede volumstrømmene og den målte volumstrømmen. Den blå linjen viser  $Q_{Torricelli}$  (likning 3.17), den rosa linjen viser  $Q_{Bernoulli}$  (likning 3.19) og den grønne linjen viser  $Q_{Effekt}$  (likning 3.18). Til slutt viser den røde linjen den målte verdien for volumstrømmen og avvikene er den totale usikkerheten til beregningene basert på formelen for forplantningsusikkerhet (likning 3.31).



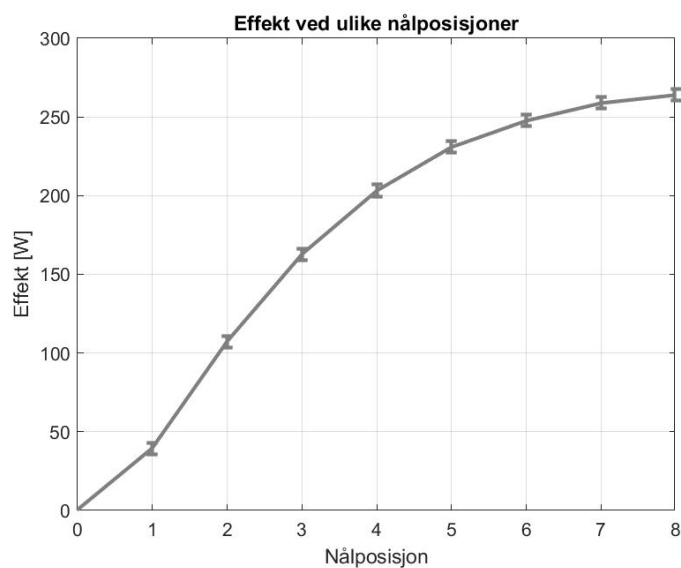
Figur 6.7: Beregnede og målte volumstrømmer ved ulike nålposisjoner.

Figur 6.8 viser hvordan volumstrømmen endres for beregningene basert på Torricelli og Bernoullis formel når de antatte tapene er inkludert, basert på formel 3.24.



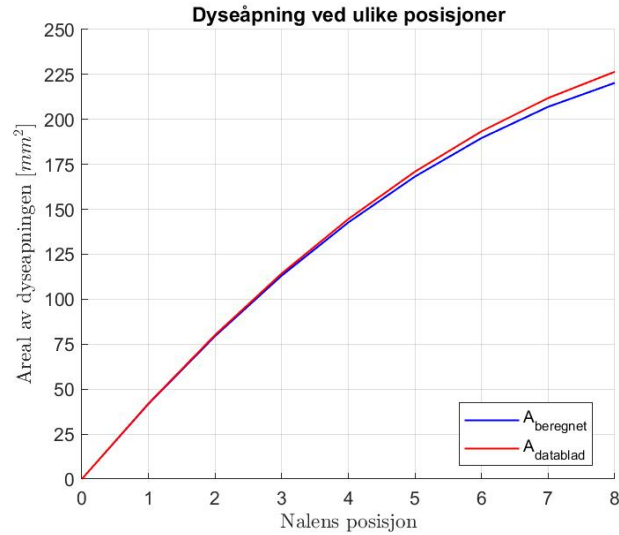
Figur 6.8: Volumstrømmer med tap.

Figur 6.9 viser den mekaniske effekten levert fra turbinen ved de ulike nålposisjonene. Her er det ikke benyttet noen beregninger, da dataen er importert fra forsøkets resultater.



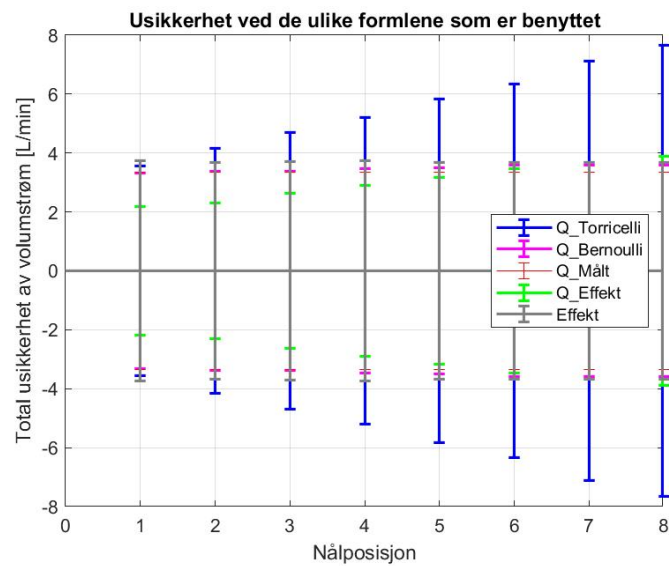
Figur 6.9: Effekt plottet mot nålposisjon.

Figur 6.10 viser det effektive åpningsarealet for dysen ved de ulike posisjonene. Den røde linjen viser arealet ved de ulike posisjonene basert på informasjon fra testriggen. Den blå linjen viser det beregnede arealet basert likning 3.28.



Figur 6.10: Volumstrøm plottet mot nålposisjon.

Figur 6.11 viser hvordan usikkerheten endrer seg for hver nålposisjon for de ulike formlene benyttet til å beregne volumstrøm og effekt. Dette tilsier formel 3.17, 3.18, 3.19 og effekten fra forsøket resultat.



Figur 6.11: Total usikkerhet for hver måling av volumstrøm og effekt.

## 7 Diskusjon

I dette kapitlet vil resultatene bli grundigere diskutert. En stor grad av dette går til å diskutere hvorfor de ulike volumstrømmene ikke stemte bedre overens med hverandre. I den sammenheng vil det bli presentert litt ny teori som kan korrigere for differansene.

### 7.1 Påliteligheten til de ulike vannbalansene

Ideelt skal den beregnede totale vannbalansen være helt lik volumstrømmen fra NVE. Dette ville gjort at man kunne konkludere at volumstrømmene presentert har god pålitelighet. Fra figur 6.6 vises det at  $Q_{HydApi}$ , og kurvene regnet fra data hentet fra Tyde, stemmer bra ved noen tidspunkter og er dårlig ved andre. Dette blir utgangspunktet til å kartlegge resultatene og evaluere eventuelle feilkilder. I likhet med resultat-kapitlet vil volumstrømmene her også bli presentert som en relativ verdi. I dette delkapitlet vil det kun være den maksimale slukeevnen til turbinen.

#### 7.1.1 $Q_{MVF}$

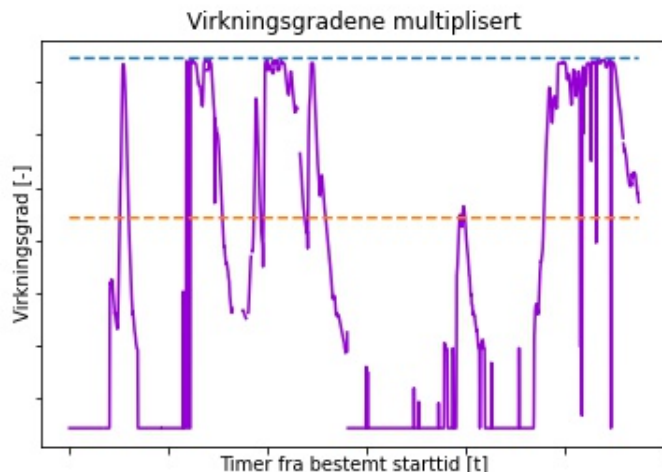
For å evaluere påliteligheten til minstevannføringen sammenlignes den importerte kurven med det de er lovpålagt slik vist i figur 6.2. Der synes det at volumstrømmen ligger relativt mye over det de er lovpålagt. Her er den prosentvis gjennomsnittlige differansen mellom minstevannføringen og den lovpålagte lik 0.156 og medianen lik 0.157. Volumstrømmen er altså gjennomsnittlig 15.6 prosent over det som er lovpålagt. Det er noe Nessane bør vurdere å justere for å få mer effekt ut av småkraftverket.

Ved å importere posisjonen til ventilen i minstevannføringrøret fra Tyde synes det at den forblir konstant. Dette tolkes som noe som er valgt for å minimere at minstevannføringen skal gå under den lovpålagte volumstrømmen. Dersom kravet blir brutt vil det medføre en bot. For Nessane vil det være lurt å se om det kan være fordelaktig å stenge igjen ventilen litt for å få en lavere volumstrøm og heller betale boten oftere. Dette vil isåfall gjøres når kronene som tjenes fra effekten som generatoren produserer over tid er mer enn bøtene. Dette bør i så fall gjøres sammen med etiske vurderinger basert på hvordan mindre vann ut i elven vil påvirke økosystemet. Et annet alternativ er å bytte den nåværende ventilen til en ikke-manuell ventil. Den vil kunne stenge og åpne seg ved behov for en mer konstant volumstrøm.

I alt tolkes grafen for minstevannføringen som troverdig. Dersom den er litt feil vil grafen uansett ikke påvirke den totale vannbalansen mye. Fra graf 6.5 er minstevannføringen nesten ikke synlig. Dette er altså ikke hovedårsaken til at  $Q_{total}$  ikke ligner mer på NVE sin  $Q_{HydApi}$ .

#### 7.1.2 $Q_{turbin}$

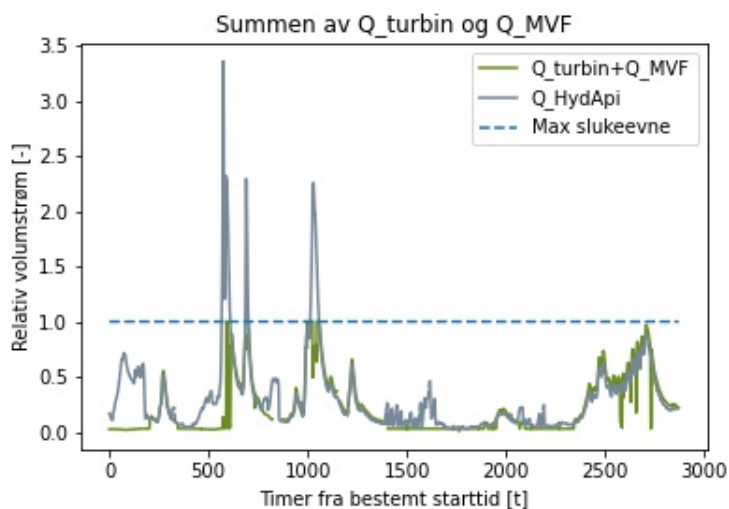
Resultatet for  $Q_{turbin}$  tar hensyn til effekten produsert av generatoren. Her ble det som nevnt brukt ekstra- og interpolasjon slik vist i figur 4.3. Der vises det at mange av verdiene brukt fra Tyde er utenfor tabellen som databladet oppgir. Verdien følger en relativt troverdig kurve, men det er usikkert rundt hvor gode verdiene egentlig er. Ettersom verdiene går gjennom samme prosess igjen for å finne volumstrømmen inn i turbinen, blir eventuelle overdrevne ekstrapolasjoner mye mindre enn reelt.



Figur 7.1: Virkningsgradene multiplisert.

For vurdering av dette er det lagt til figur 7.1. Her er de benyttede virkningsgradene for turbinen og generatoren multiplisert. De stiplede linjene markerer den maksimale og minimale mulige virkningsgraden som er mulig å oppnå uten ekstrapolasjon. Dette tilsier den minste og største verdien fra databladet for generatoren og turbinen multiplisert. Verdiene innenfor de stiplede linjene vil dermed vise det som er interpolert og verdiene utenfor det som er ekstrapolert. Denne figuren kan brukes til å tolke resultatene til figur 6.3.

Som nevnt skal  $Q_{total}$  vurderes opp mot dataen fra NVE. For sammenligning importeres figur 7.2. Der er det i tillegg lagt til minstevannføringen ettersom den er relativt lav. Resterende differanser mellom grafene kan antas er det som går over dammen.



Figur 7.2: Sammenligning av volumstrømmen til turbinen + minstevannføringen med  $Q_{HydApi}$ .

Fra figuren er det klare likheter og differanser. Til tider er  $Q_{turbin}+Q_{MVF}$  over  $Q_{HydApi}$  som kan forklares med det uregistrerte sideinntaket. Denne verdien bør likevel ikke bli veldig mye mer enn HydApi sin data. For sammenligning er  $Q_{HydApi}$  lavere 43.3 prosent av gangene sammenlignet med den totale datamengden.

Fra den beregnede  $Q_{\text{turbin}}$  dataen er det øveste punktet lik 97.5 prosent sammenlignet med den oppgitte maksimale slukeevnen. Årsaken verdien ikke når 100 prosent kan skyldes slitasje, bestemt innstilling, aldri innmatet nok vann, regnefeil eller andre årsaker. For å undersøke om turbinen har nådd sin maksimale slukeevne blir det tatt hensyn til de ti høyeste volumstrømmene. Disse er presentert i tabell 7.1. Her vises det at turbinen ikke kutter nøyaktig på en verdi basert på målingene. Dette kan i midlertidig også forklares med unøyaktigheter på sensorene. Etersom volumstrømmen er beregnet fra effekten ut fra generatoren kan dette også forklare de små differansene i volumstrømmene. Databladene oppgir relativt få sifre som indikerer usikkerhet. Likevel oppgis verdiene fra databladet som garantier og bør derfor ikke være mindre enn volumstrømmen.

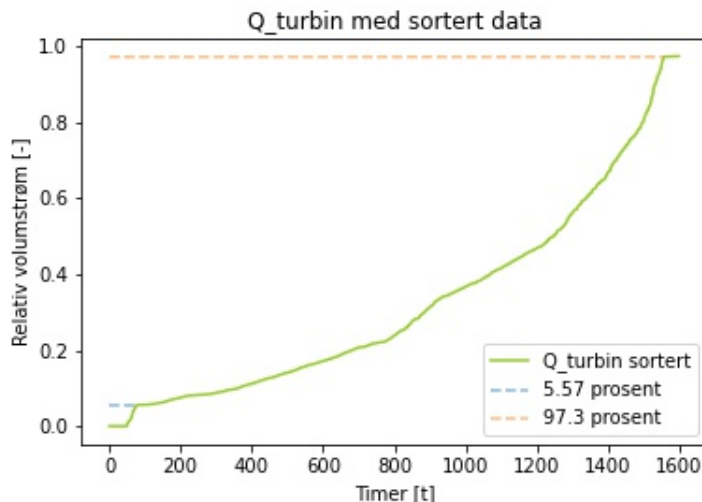
For videre forståelse av den beregnede dataen presenteres de minste volumstrømmene. Her er det litt usikkerhet om hva som gjelder da ulik intern informasjon motsier hverandre. Databladet for turbinen oppgir blant annet at den minimale slukeevnen for turbinen er lik 10 prosent av den maksimale. Generell informasjon fra interne mapper sier at den derimot er lik 4.65 prosent av den maksimale slukeevnen. Ved å benytte den beregnede dataen indikeres det at det siste alternative er mest riktig. Når den minimale slukeevnen settes lik 4.65 prosent av den maksimale tilsvarer dette at 1.49 prosent av datamengden som ikke er lik null er utenfor kravet. Ved samme betingelser, men nå endres den minimale slukeevnen til 10 prosent av den maksimale slukeevnen, økes dette til at 24.88 prosent av all dataen er under kravet. Dette ble også vist i figur 4.4. Også her er alle verdiene som er lik null ekskludert. Av den grunn konkluderes det at den minimale slukeevnen passer best lik 4.65 prosent. For et innblik i hvordan volumstrømmen stiger og stanser ved de høyeste eller laveste volumstrømmene legges til tabell 7.1.

Tabell 7.1: De ti største og minste relative volumstrømmene til turbinen

Plassering	Største relative volumstrømmer [-]	Minste relative volumstrømmer [-]
1	0.97489	0.00544
2	0.97485	0.00841
3	0.97482	0.00937
4	0.97477	0.00978
5	0.97462	0.01311
6	0.97455	0.01338
7	0.97452	0.01439
8	0.97444	0.01644
9	0.97439	0.01702
10	0.97436	0.01742
Største differanse	0.00053	0.01198

Fra tabellen vises det at det er større differanser mellom de minste. Dette indikerer at de minste relative volumstrømmene mest sannsynlig er i oppstartsfasen til turbinen, som gir mening for den bratte stigningen. Dette kan videre bekreftes ved hjelp av figur 7.3. Fra figuren er alle volumstrømmene sortert fra minst til størst. Det er i tillegg fjernet alle verdiene lik null untatt et par for bedre visuell effekt. Der kommer det fram at de minste verdiene stiger veldig raskt før de får en knekk. Den samme knekken skjer ved slutten. Dette passer godt med kravene om en minste og maksimal volumstrøm i turbinen og gjør dataens form troverdig.



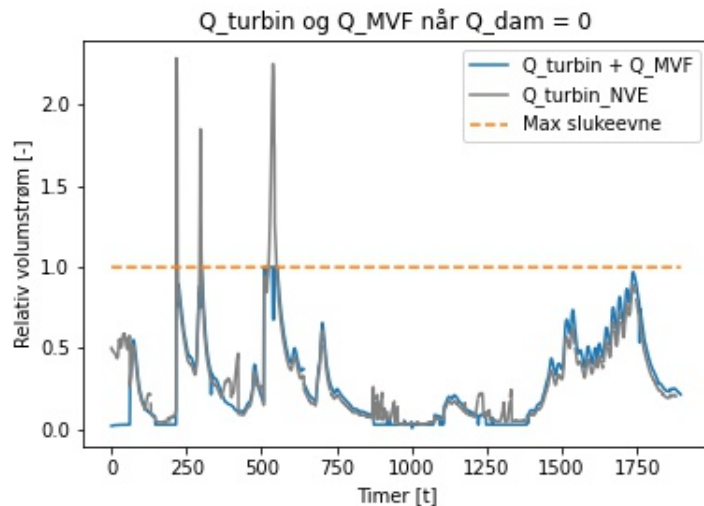


Figur 7.3:  $Q_{turbin}$  med sortert data.

Ved å zoome inn på grafen synes det at grafen har et slags terrassepunkt der volumstrømmen er lik 5.7 prosent. Det samme gjelder når grafen er omtrent 97.3 prosent. For at dette skal være lettere å se er det lagt til to stiplede linjer som viser hvor dette er. Å forskyve grafen opp eller ned for en passform sammenlignet med databladet blir dermed ikke et alternativ. Ideelt burde grafen ekspanderes slik at de laveste punktene blir lavere og høyeste punktene blir høyere. Dette er ut ifra kravene fra databladet om en minste slukeevne lik 4.65 prosent og en maksimal lik 100 prosent.

Fram til nå har det blitt antatt at de positive differansene mellom  $Q_{HydApi}$  og  $Q_{turbin} + Q_{MVF}$  skyldes volumstrømmen over dammen og det ekstra sideinntaket. Videre ønskes det å lage et bilde av nøyaktigheten til hver enkelt sensordata alene. For å få til det er det lagd figur 7.4. Måten plotet er bygd opp på er at hver gang sensoren fra  $Q_{dam}$  påstår at det ikke går vann over kanten, plottes dataen tilsvarende samme tidspunkt for  $Q_{HydApi}$ ,  $Q_{turbin}$  og minstevannføringen. Formålet med dette er at  $Q_{total}$  skal ha minst mulige variabler og dermed feilkilder. Dette gjør at formel 3.11 endres til likning 7.1 ettersom  $Q_{dam}$  er lik null for alle de tilsvarende tidspunktene.

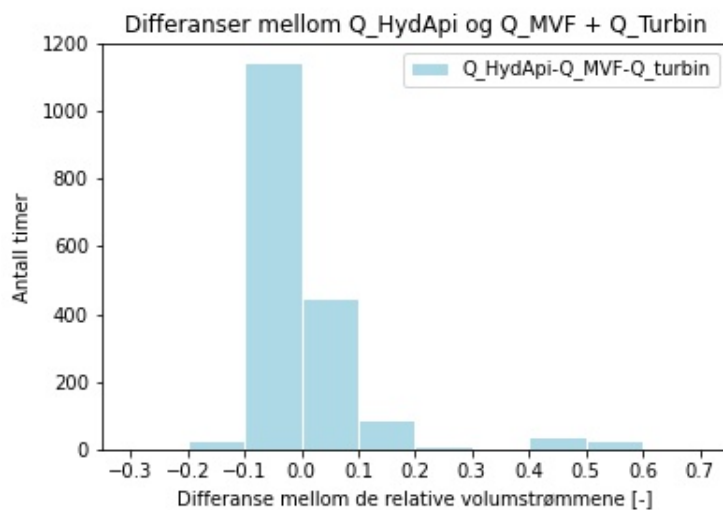
$$Q_{total, ny} = Q_{turbin} + Q_{MVF} \quad (7.1)$$



Figur 7.4:  $Q_{turbin}+Q_{MVF}$  når  $Q_{dam}$  er lik 0.

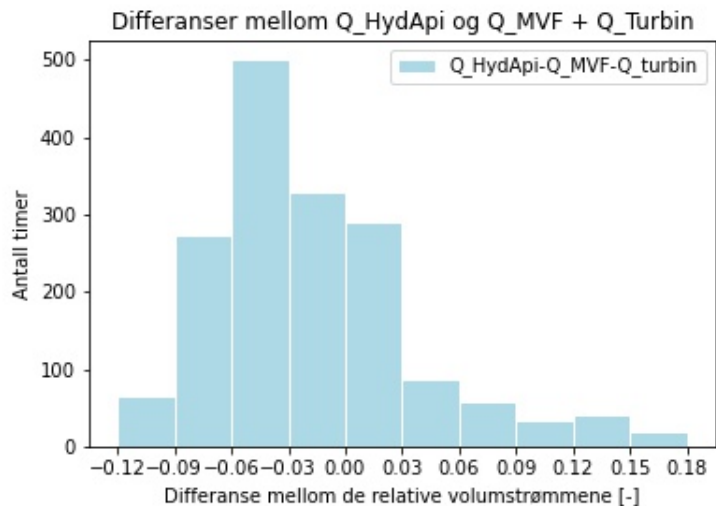
Her vises det en god sammenheng mellom målingene til store deler av tidspunktene. Merk at nå er ikke tidspunktene like sammenhengende lengre, og det kan være flere timer mellom hver endring i x-aksen. Prosentandelen av dataen som er over NVE ved tilsvarende tidspunkt har også gått opp. Der det før var 43.3 prosent av den totale andelen fra plottet har nå blitt endret til 66.2 prosent av den nye andelen.

For videre analysering av resultatene fra figur 7.4 legges det til histogram 7.5. Her kartlegges differansen mellom den beregnede volumstrømmen til turbinen + minstevannføringen ( $Q_{total,ny}$ ) med  $Q_{HydApi}$ . De positive verdiene tilsier da at volumstrømmen fra NVE er størst. Histogrammet viser slik tidligere forklart at den beregnede dataen oftere er større enn den fra NVE. Likevel oppstår de største differansene når  $Q_{HydApi}$  har høyest verdi. Svært sjeldent er  $Q_{total,ny}$  mer en 20 prosent av maksimal volumstrøm over  $Q_{HydApi}$ . Punktene mellom 40- og 60 prosent skyldes verdiene som oppstår i starten når generatoren ikke genererer effekt. Ved å fjerne de første 100 punktene fra figur 7.4 vil disse verdiene forsvinne fra histogrammet.



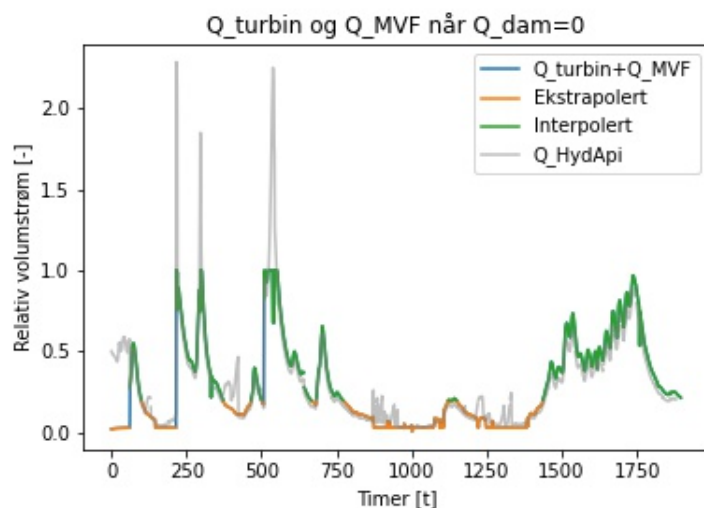
Figur 7.5: Differansen mellom volumstrømmen fra NVE og  $Q_{total,ny}$ .

For en nøyere analyse zoomes det inn på histogrammet med lavere differanse på volumstrømmene. Dette resulterer i histogrammet på figur 7.6. Fra dette vises det at omtrent 65 prosent av all dataen er lik hverandre  $\pm 6$  prosent. Økes intervallet til  $\pm 10$  prosent av maksimal volumstrøm endres det til 85 prosent av dataen. Dette passer relativt bra med tanke på at NVE ikke tar med dataen for sideinntaket.



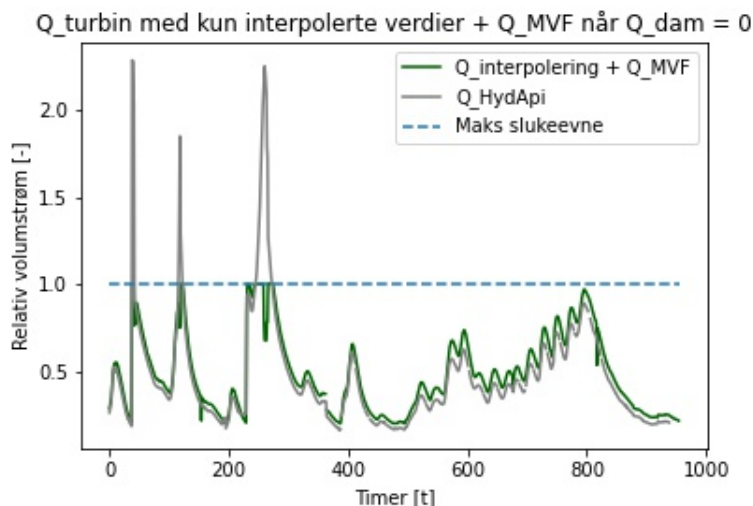
Figur 7.6: Differansen mellom volumstrømmen fra NVE og  $Q_{total,ny}$  zoomet inn.

Videre ønskes det å se på om interpoleringen og ekstrapolering vil ha noe med differansene å gjøre. Figur 7.7 har separert  $Q_{turbin}$  med verdiene der det benyttes interpolerte og ekstrapolerte virkningsgrader. Ettersom grafen består av to datasett vil ikke kurven lengre bli sammenhengende. For å løse dette ble det lagt til den originale grafen kalt " $Q_{turbin} + Q_{MVF}$ " i bakgrunnen. Det er også lagt til en skygge av  $Q_{HydApi}$  sin data for sammenligning.



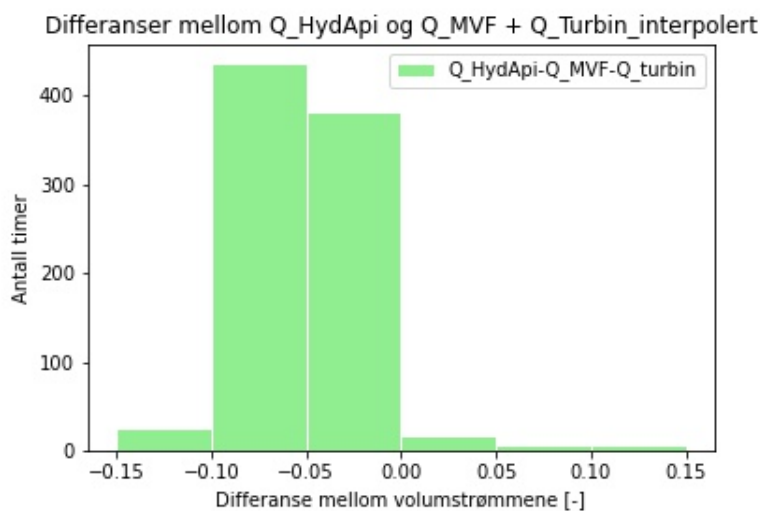
Figur 7.7:  $Q_{turbin}$  separert mellom der virkninggraden har blitt inter- og ekstrapolert.

Fra grafen vises det at det er de laveste volumstrømmene som også opplever ekstrapolasjon av virkningsgradene. Dette var forventet ettersom effektene fra Tyde under den minste gitte effekten i databladet var det som ble ekstrapolert. Grensen mellom den inter- og ekstrapolerte delen av  $Q_{\text{turbin}}$  finnes ved omtrent 17 prosent av den maksimale slukeevnen.



Figur 7.8:  $Q_{\text{turbin}}$  kun vist der det interpoleres og  $Q_{\text{dam}}$  er lik 0.

I figur 7.8 har graf 7.7 blitt videre filtrert til å bare vise de interpolerte verdiene. Denne grafen passer svært godt med  $Q_{\text{HydApi}}$  der den interpolerte nesten alltid ligger litt over. Dette er som sagt forventet ettersom  $Q_{\text{HydApi}}$  antageligvis ikke regner med volumstrømmen fra sideinntaket. Dette gjør også at vannbalansen for sideinntaket kan estimeres.

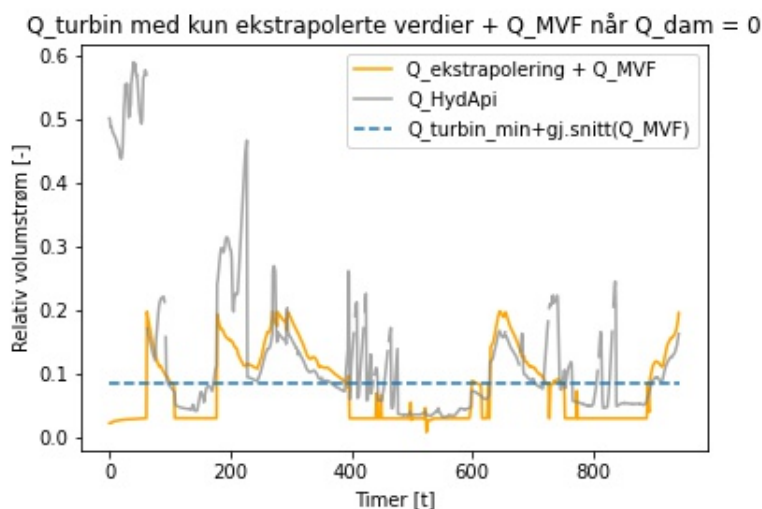


Figur 7.9: Differanser mellom  $Q_{\text{HydApi}}$  og " $Q_{\text{turbin}}$  der det er interpolert" +  $Q_{\text{MVF}}$  når  $Q_{\text{dam}}$  er lik 0.

Fra histogram 7.9 vises differansen mellom  $Q_{\text{HydApi}}$  og " $Q_{\text{turbin}}$  der det er interpolert" +  $Q_{\text{MVF}}$  når  $Q_{\text{dam}}$  er lik 0. Ettersom differansene er relativt konstant gir dette et grunnlag for å anta at sideinntaket gir en volumstrøm lik 0-10 prosent av den maksimale volumstrømmen

til turbinen. Dette gir et estimat på hva  $Q_{\text{total}}$  bør ligge over  $Q_{\text{HydApi}}$  for resterende vannbalanser.

Figur 7.10 viser ”de ekstrapolerte verdiene til  $Q_{\text{turbin}} + Q_{\text{MVF}}$  mot  $Q_{\text{HydApi}}$ . Det er i tillegg vist den minimale slukeevnen for turbinen. Denne grafen har også blitt lagt til gjennomsnittsvolumstrømmen til minstevannføringen. Det gjør at grafen viser svært bra når Nessane ikke produserer elektrisk energi. Når den ekstrapolerte grafen treffer denne linjen faller volumstrømmen for turbinen nær null. Årsaken den ikke treffer null skyldes at dataen til minstevannføringen er lagt til. Dette styrker også antagelsen om at turbinens minste slukeevne er lik 5.7 prosent.



Figur 7.10:  $Q_{\text{turbin}}$  kun vist der det ekstrapoleres og  $Q_{\text{dam}}$  er lik 0.

I seg selv har grafen en relativt dårlig passform med  $Q_{\text{HydApi}}$ .  $Q_{\text{HydApi}}$  har store svingninger mellom hver time sammenlignet med de ekstrapolerte verdiene som er mer glatt. Likevel er det klare tegn til likheter på enkelte steder. Tidene der den ekstrapolerte grafen er nesten null, altså at det bare går vann gjennom minstevannføringen, kan ignoreres av den grunn at volumstrømmen er mindre enn den minimale slukeevnen.

Ettersom formålet med grafen var å diskutere om ekstrapolering var en god løsning blir det hovedfokuset her. Grafene har gode sammenhenger der begge grafene er glatte og dermed anses det som en akseptabel metode. I disse periodene er også den ekstrapolerte dataen litt over  $Q_{\text{HydApi}}$  sin data som tidligere diskutert gir mening. Ettersom virkningsgradene kun avhenger av effekten levert av generatoren ville ekstrapoleringen aldri kunne forutsaket svingningene uten en stor endring i effekt fra generatoren. Den gule grafen oppleves også som glatt som tyder på at metoden for ekstrapolering som ble gjort gir gode virkningsgrader til den respektive effekten. Likevel er det usikkert om det er nok informasjon fra grafen til å bestemme om det er en god metode. Dette er på tross at det er ingen tegn som tilsier at metoden skulle være dårlig heller. Det er også sett på hvorfor de ekstrapolerte verdiene opplever mye variasjon med  $Q_{\text{HydApi}}$  og det ikke gjelder de interpolerte verdiene. Dette skyldes mest sannsynlig størrelsen på volumstrømmene som ble ekstrapolert framfor ekstrapoleringen.

Ettersom de ekstrapolerte effektene også er de som gir lavest volumstrømmer kan grafen i tillegg benyttes til å analysere dette. Som sagt har trolig taggene til `Q_HydApi`-grafene for ekstrapoleringen noe å gjøre med lave volumstrømmer. Her blir det viktig å sammenligne figur 7.10 med andre grafer ettersom den er veldig filtrert og en endring i x-aksen kan tilsvare mange timer i differanse mellom klokkeslettene. Dette var derimot ikke like viktig tidligere, da fokuset var mer rettet mot likheter og fokuset nå er mer rettet mot differanser.

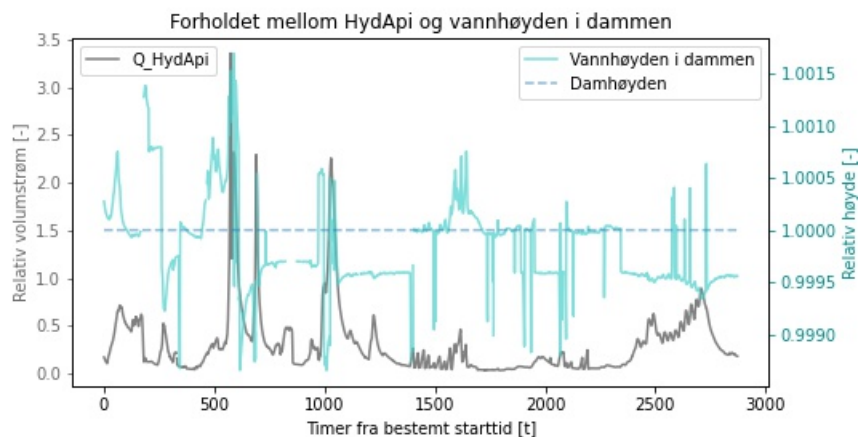
En årsak som kan forklare taggene er at Nessane ønsker å spare vannet i dammen for å ha en høyere volumstrøm senere. Dette stemmer kun dersom vannnivået i magasinet er relativt lavt. Taggene rundt time 400-500 fra figur 7.10 tilsvarer timene rundt 1500 fra graf 6.6. Her sier vannbalansene at denne vannmengden aldri eksisterer. Som forklaring på dette er det listet opp tre ulike årsaker. Disse er nevnt nedenfor.

- Ikke et ønske om å produsere til ethvert tidspunkt
- Alternative vannveier
- Sensorfeil

Ved et ønske om å ikke produsere til ethvert tidspunkt menes for eksempel at det ikke er økonomisk lønnsomt å produsere strøm, maskinene ønsker ikke å produsere strøm i tider der turbinen jobber rundt minimum slukeevne og vedlikehold på maskineriet. Da vil Nessane i så fall enten spare vannet et sted eller benytte noen alternative vannveier. Ettersom turbin-kurven har god passform med `Q_HydApi` når `Q_dam` er lik null med høye volumstrømmer, vurderes det som lite sannsynlig at det er sensorfeil. `Q_turbin` har også en relativt glatt kurve som viser samsvar mellom de ulike timene.

Ved å importere trykkdata for hovedventilen vises det derimot at trykket etter hovedventilen ofte er lik null tilsvarende samme tidspunkt der volumstrømmen til turbinen er lik null. Hovedventilen er altså stengt når det ikke går vann til turbinen. Dette gjør at dersom det finnes alternative vannveier må det være før hovedventilen. Dersom "By-Pass" systemet til turbinen er etter hovedventilen er dette alternativet ikke årsaken til den manglende vannmengden.

Fra tidligere grafer ble det vist at denne vannmengden ikke renner over overløpet. Periodene med uregistrerte volumstrømmer kommer ofte etter tider der mye vann har blitt ført gjennom turbinen. For å finne svar på om det samles i reservoaret sammenlignes `Q_HydApi` med vannhøyden i dammen slik vist i figur 7.11. Her er vannhøyden fra sensoren blitt delt på den reelle vannhøyden. For ekstra klarhet tilhører `Q_HydApi` grafen den venstre aksene og høydegrafene den resterende aksene. Her synes det at i periodene rundt timen 1500 så økes vannhøyden i dammen. Om forholdet mellom volumstrømmen tilsvarer høydeendringen i dammen er derimot uvisst.



Figur 7.11:  $Q_{HydApi}$  sammenlignet med vannhøyden i dammen.

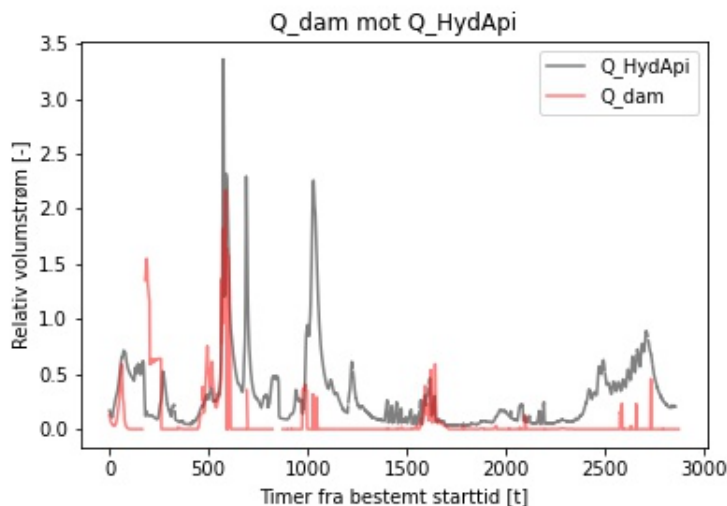
Det går likvel an å sammenligne  $Q_{HydApi}$  med grafen for  $Q_{total}$  fra resultat kapitlet. Forholdet mellom summen av volumstrømmene totalt burde dermed blitt lik, minus summen av volumstrømmen for sideinntaket. Likevel er summen av  $Q_{total}/Q_{HydApi}$  lik 0.976. Den forventede største volumstrømmen er altså relativt mye mindre enn  $Q_{HydApi}$ . Årsaken til at det regnes som relativt mye er at det er multiplisert sammen data for nesten 3000 timer. Dette gjør at teorien om at de ukjente vannmengdene fra HydApi som ikke går til turbinen eller over overløpet, holdes i reservoaret ikke er en god nok forklaring generelt. Her er det likevel noen feilkilder da både dataen fra Tyde og dataen fra HydApi ikke registrerer data til enhver time. For å kompensere for dette bygges tallet 0.976 kun ved timene der alle sensorene benyttet til oppgaven registrerer data samtidig. Dermed er forklaringen at vannet holdes i reservoaret ikke en god nok forklaring til å beskrive differansene. Trolig vil også sensorfeil være årsaken, men det vil ses på når  $Q_{dam}$  er diskutert.

Ettersom databladet til turbinen også oppgir verdier for volumstrøm til ulike effekter er det også mulig å estimere volumstrømmen til turbinen uten å benytte formel 3.7. Dette gjøres ved å inter- eller ekstrapolere volumstrømmen ut ifra effekten til generatoren. Dette er altså helt likt som å finne virkningsgraden bare nå med volumstrømmen. Den største differansen mellom metodene tilsvarer 0.12 prosent av den maksimale slukeevnen til turbinen. Dette var relativt forventet. Ettersom  $g$  antas er konstant og  $H_0$  er konstant,  $\eta_{turbin}$  og  $P_{mek}$  er oppgitt i databladet, blir det bare massetettheten til vannet som utgjør en differanse. Av metodene er det også den beregnede  $Q_{turbin}$  fra likning 3.7 som gir høyest verdi. Den alternative metoden å gå utenom formelen for volumstrøm gjennom en turbin anses derfor for en god metode med mulighet å spare litt beregning. Også denne metoden må benytte affinitet loven vist i likning 3.8.

### 7.1.3 $Q_{dam}$

For  $Q_{dam}$  ble det benyttet en rekke antagelser for å komme fram til resultatet vist i figur 6.1. At  $C_{d,v}$  var konstant lik 0.585 var en av den. Som vist i figuren i resultatet utgjorde den v-formede delen svært lite av den totale volumstrømmen over dammen. En slik antagelse var dermed passende for Nessane ettersom  $C_{d,v}$  koeffisienten hadde svært liten påvirkning for den totale vannbalansen.

For å videre si noe om antagelsene rundt  $Q_{\text{dam}}$  bør den først sammenlignes med  $Q_{\text{HydApi}}$ . I likhet med kapittel 7.1.2 importeres kurvene for de aktuelle datasettene. Dette resulterer i figur 7.12. Sammenlignet med volumstrømmen til turbinen har  $Q_{\text{dam}}$  flere tider der verdiene er lik null.  $Q_{\text{dam}}$  har i tillegg flere tagger som går raskt opp og ned. Begge disse synlige verdiene anses som troverdig. Volumstrømmen over dammen kan ses på som tap da vannet heller kunne blitt brukt til å produsere strøm. Derfor ønskes det at denne verdien er mest mulig null.



Figur 7.12:  $Q_{\text{HydApi}}$  sammenlignet med  $Q_{\text{dam}}$ .

Fra figur 7.12 vises det en stor ulikhet relativt tidlig i figuren. Grafene har godt samsvar de første timene og timene rundt 1600, men for resterende tidspunkter er det lite samsvar. Særlig skaper  $Q_{\text{dam}}$  sin veldig høye verdi for omtrentlig time 250 usikkerhet til om dataen kan anses som riktig. Til tider er amplituden til grafene mye høyere enn  $Q_{\text{HydApi}}$  og til andre er den mye lavere. Stedene der  $Q_{\text{HydApi}}$  er mer enn én sammenlignet med  $Q_{\text{dam}}$  vil være feil. Dette skyldes at  $Q_{\text{turbin}}$  ikke blir høyere enn én. Likevel oppfattes grafene som de har godt samsvar om volumstrømmen har økt eller blitt redusert fra forrige time. Fasongen til kurvene ser altså relativt like ut, men forholdet til stigningene og senkingene er derimot relativt ulike.

I motsetning til delkapittel 7.1.2 er det her færre muligheter for vannet å forsvinne før det når sensoren. Ved å kun fokusere på vannmengden som forsvinner over overløpet vet man at ingenting lagres i reservoaret. Dette er fordi reservoaret da allerede vil være fullt. Dette gjør at tiden ved amplitudene til grafene bør være relativt lik. Det er heller ingen ventiler eller andre faktorer å ta hensyn til langs et rør sammenlignet med  $Q_{\text{turbin}}$ . I tillegg er det ingen minste og maksimal volumstrøm å sammenligne med. Det gjør at  $Q_{\text{dam}}$  har færre faktorer som kan medføre feilkilder, men også få muligheter til å sammenligne resultatet med.

I likhet med forrige delkapittel ønskes det å dele opp grafen i tidspunktene der turbinen ikke produserer noe. Dette tilsier at volumstrømmen fra HydApi enten går til reservoaret eller minstevannføringen. Denne grafen ble derimot ikke veldig informativ og anses ikke som relevant å vise. Mange av verdiene er rundt null og grafen har samme konklusjon som figur 7.12. Dette tilsier altså at passformen er relativ lik men at forholdstallene på hvor mye grafen skal synke eller stige er ustabile.

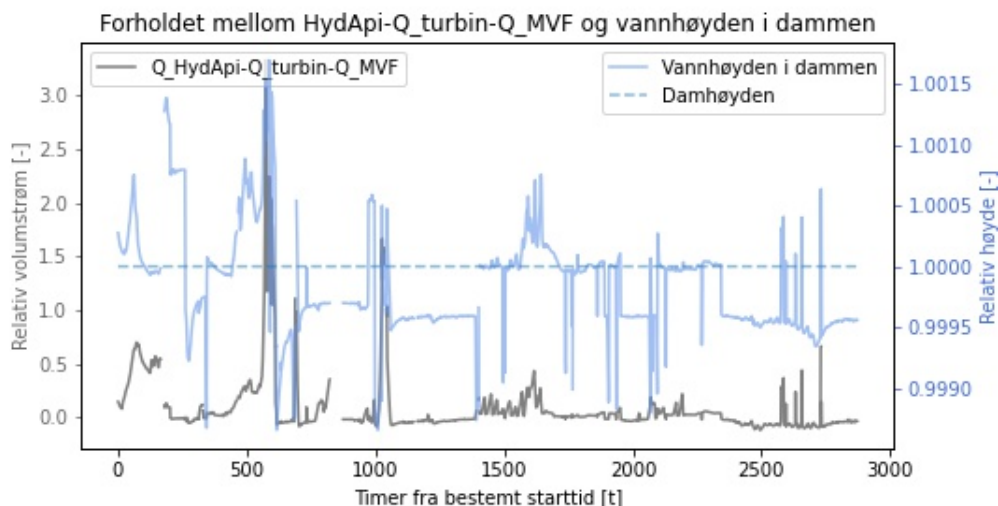


Ved å identifisere at  $Q_{\text{dam}}$  har amplituder som bør dempes noen steder og strekkes ut andre, kan det ses på om de tidligere antagelsene er årsaken til dette. Her er det hovedsakelig vannføringskoeffisienten  $C_{d,r}$  som bør ses på. Den ignorerte midtdelen anses fortsatt som ubetydelig og dersom det hadde blitt tatt med beregninger for dette hadde de antageligvis ikke blitt synlig i de presenterte figurene. Ved å se på vannføringskoeffisienten og verdiene som er valgt vil det laveste mulige tallet bli lik 0.8584. Dette er når  $h/b$  er lik 0.4. Utover dette vil grafen kun økes ved økt vannføringskoeffisient. Det vil altså ikke være mulig å strekke ut grafen ved hjelp av vannoverføringskoeffisienten, men kun dempe eller øke. Dette gjelder også ved bruk av ISO standard. Her er det derimot mulig å få en lavere koeffisient ved ekstrapolering. Likevel gir tabellen og grafen i ISO 3846 et inntrykk at den verdien blir rett under 0.850 ved en  $h/b$  tilnærmet lik null. Denne metoden anses dermed heller ikke som en metode til å løse problemet for den dårlig utstrakte grafen til  $Q_{\text{dam}}$ .

Ettersom vannføringskoeffisienten ikke anses som årsaken til problemet vil heller ikke antagelsene om å ignorere  $h/p_h$ , samt fasongen på overløpet være årsaken. Plasseringen på sensoren vil trolig ikke heller medføre stort fallhøydetap slik vist på figur 4.2. Av disse grunnene anses det derfor ikke som at det er antagelsene som har noe å si for de lite passende kurvene. Det er også tenkt på om små bølger kan påvirke resultatet. Dette anses også som usannsynlig da hvert enkelte plot baseres på gjennomsnittsverdien til tilsvarende time.

Dermed blir det naturlig å konkludere med en ujevn  $h$  verdi fra likning 3.4 som er årsaken til differansene. Dette skyldes da sensorfeil i form at sensoren ikke klarer å måle vannhøyden nøyaktig nok til enhver tid. Ved enhver måling kan det registreres feile verdier som vil gi dårlige resultater. Det er uvisst hva slags sensorer som benyttes, men disse kan blant annet ha blir påvirket av vær og temperatur. De kan også være gamle og utdaterte. Fra figur 7.11 vises det hvordan vannhøyden endres som funksjon av hver time. Grafen er preget av mange sprang i høyden. Dette kan indikere en dårlig sensor. Trolig ville kurven vært glattere der det ville vært tydelig når hovedventilen åpnes. Hypotesen styrkes også av de dårlige sensorene ved ristene ved innløpet. Disse ble som tidligere diskutert vurdert som ødelagte og ettersom sensorene er relativt nærme hverandre kan det være noen sammenhenger der.

At sensorene er dårlige vises enda bedre i grafen 7.13. Denne presenterer hvordan høyden i dammen justeres ut ifra differansen på volumstrømmen inn og ut fra dammen. Merk at volumstrømmen over overløpet ikke er tatt med. Disse grafene bør derfor se veldig like ut der en økning i den ene grafen bør tilsvare en økning i den andre. Det stemmer relativt bra også, men som allerede diskutert er forholdet mellom grafene litt av. Her bør det kommenteres at geometrien til reservoaret eller elven til Nessane er ukjent og en tilført vannmengde vil ikke alltid tilsvare lik endring i høyden på vannspeilet. Dette vil bli litt som for et trapesformet overløp i delkapittel 3.2.3. Her vil det kreve mer vann for å fylle arealet ettersom lengden til overløpet utvides ved økt høyde. Likevel anses det som en bra konklusjon at sensoren til  $Q_{\text{dam}}$  ikke klarer å måle nøyaktige nok verdier til at dem kan brukes til å vise et nøyaktig nok bilde av vannbalansen over lysåpningen.



Figur 7.13: Sammenligne  $Q_{HydApi}$  med volumstrømmen som forsvinner fra dammen.

En alternativ årsak til dårlige sensorer er at det er vanskelig å finne riktig  $C_{d,r}$  verdi tilsvarende de respektive lave vannhøydene. Som nevnt oppgir Sintef i sin bok om overløpskoeffisienter at verdien er unøyaktig for høyder under 50 mm over overløpskanten [29]. Det står ikke om hvorfor som gir grunn til å spekulere. Oppgaven om å kartlegge vannbalanser baserer seg for denne delen i et grått territorium. Med dette menes at det baserer seg på svært usikker teori der blant annet forskningsrapporter ikke ønsker å oppgi estimater på hva verdien kan være. Det samme gjelder ISO standarden. Det er som nevnt heller ikke sikkert at  $Q_{HydApi}$  er riktig, men etter diskusjonen i forrige delkapittel var det mye som samsvarte med  $Q_{turbin}$ . Dette gjør at  $Q_{HydApi}$  kan vurderes som mer troverdig enn  $Q_{dam}$ .

## 7.2 Oppsummering og vurdering av $Q_{total}$

Fra tidligere har hvert enkelte element som danner  $Q_{total}$  blitt sammenlignet med  $Q_{HydApi}$ . I dette kapitlet vil det ut ifra dette diskuteres muligheter til å presentere en bedre vannbalanse og potensielle forbedringer. Det vil også bli sett på muligheter til å flette inn  $Q_{HydApi}$  inn i Tyde for å fjerne eventuelle feilkilder.

Fra turbinkapitlet ble det vist at kurven fra turbinen har troverdig kurve. Den er både glatt, stabil og ved høye volumstrømmer har den veldig god passform med  $Q_{HydApi}$ . Den har likevel litt lav volumstrøm med tanke på databladets maksimale slukeevne. Den reelle minimale slukeevnen passet heller ikke helt inn med den minimale slukeevnen fra databladet. Dette ble videre bekreftet når de lave volumstrømmene ble analysert.  $Q_{turbin}$  sine verdier der de er lik null samsvarer også svært godt med trykket fra hovedventilen. Dette gir godt grunnlag til å anta at kurven for  $Q_{turbin}$  er svært god.

Til analysering av minstevannføringen ble det kun sammenlignet med det de var lovpålagt og rørets ventil. Her virket det som en troverdig kurve der det var lagt til rom for at  $Q_{MVF}$  skal kunne falle litt. Kurven virket stabil som gir grunnlag til å anse den troverdig. Eventuelle feilkilder ved denne volumstrømmen vil uansett prosentvis ikke ha mye å si sammenlignet med det totale vannregnskapet. På tross av de lave volumstrømmene vil det være viktig å huske at hver plot for den reelle grafen markeres med enheten  $m^3/s$  og differansen mellom hvert plot er en time. Små tiltak vil dermed kunne påvirke store vannmengder over lang tid.

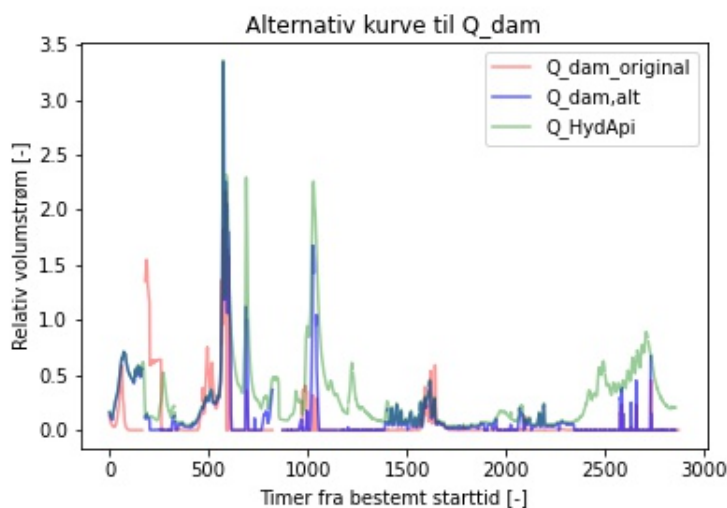
$Q_{\text{dam}}$  vurderes som den minst troverdige kurven. Dette skyldes hovedsakelig at sensoren gir mange sprang i høyden. Disse sprangene har gjerne også store amplituder og er uforutsigbare. Ved å sammenligne turbinproduksjonen og høyden fra dammen går det an å forutsi når dammen tappes for vann. Forholdet mellom hvor mye høyden endres i forhold til vannmengden som går til turbinen er derimot uvisst. Fra konsesjonssaken ble det presentert verdier som gjør det mulig, men disse verdiene anses ikke som brukbare. Det blir dermed ikke mulig å bruke dataen fra  $Q_{\text{turbin}}$  til å vurdere vannhøyden og dermed troverdigheten til sensoren brukt til å måle  $Q_{\text{dam}}$ .

Med få muligheter til å justere eller korrigere  $Q_{\text{dam}}$  blir man nødt til å se på alternative metoder. En av dem vises i formel 7.3 og kommer fra formlene vist i 7.2. Her må det merkes at verdiene ikke er de tidligere beregnede verdiene, men nå mer generelt.  $Q_{\text{dam}}$  er altså det samme som  $Q_{\text{dam,alt}}$  matematisk. Forskjellen er at  $Q_{\text{dam,alt}}$  ikke stammer fra sensoren som viser høyden til vannet i dammen, men heller er beregnet fra verdiene gitt i formel 7.3.

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{turbin}} + Q_{\text{MVF}} + Q_{\text{dam}} \quad Q_{\text{total}} = Q_{\text{HydApi}} + Q_{\text{sideinntak}} \quad (7.2)$$

$$Q_{\text{dam,alt}} = Q_{\text{HydApi}} + Q_{\text{sideinntak}} - Q_{\text{MVF}} - Q_{\text{turbin}} \quad (7.3)$$

Figur 7.14 viser resultatet fra likning 7.3. For estimat for hva sideinntaket er har det blitt antatt fem prosent av den maksimale slukeevnen til turbinen. Dette stammer fra figur 7.9. I noen perioder vil  $Q_{\text{dam,alt}}$  være negativ. Det skyldes at sideinntaket har lavere volumstrøm eller turbinen bruker mer vann fra reservoaret enn reservoaret blir tilført. Dette løses med å sette  $Q_{\text{dam,alt}}$  lik null.



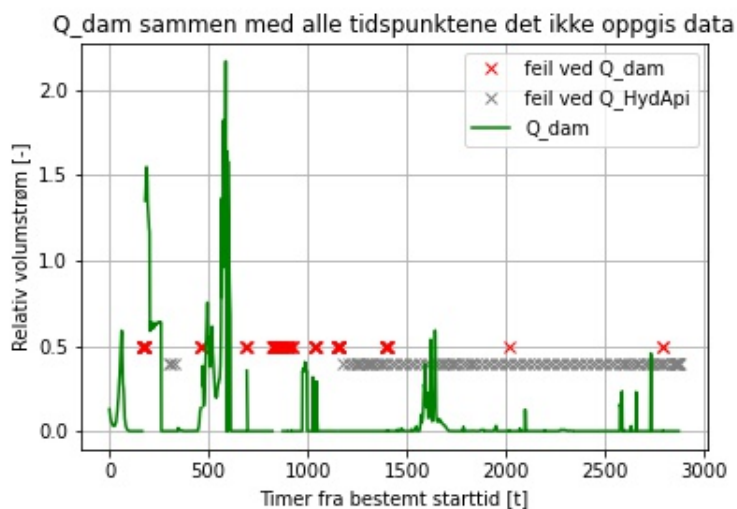
Figur 7.14: Sammenligning alternativ graf til  $Q_{\text{dam}}$  med den originale.

Figuren gir en bedre passform med  $Q_{\text{HydApi}}$  som er forventet. Det er likevel ingen garanti for at den er mer riktig, men ettersom  $Q_{\text{turbin}}$  og  $Q_{\text{HydApi}}$  har store likheter når de isoleres anses det som det beste alternativet. Denne metoden er likevel veldig avhengig at både  $Q_{\text{HydApi}}$  og generatoren registrerer riktig verdier. Dersom generatoren ikke oppgir å ha produsert strøm,

men HydApi registrerer vannmengden vil dette bli registrert som vann over lysåpningen.

Gjennom analysen av kraftverket ble det også funnet ut av at det er en stor sammenheng mellom sensorene når de ikke oppgir data. Differansen mellom sensoren som oppgir mest data mot minst er lik et tidspunkt. Alle sensorfeilene skjer i tillegg samtidig bortsett fra to timer på to ulike sensorer. Med sensorfeil menes det i de tre neste avsnittene at sensoren ikke oppgir data for tilsvarende tidspunkt. Hvorfor Nessane har disse timene der all dataen ikke måles kan være lurt å se på. Ettersom  $Q_{\text{turbin}}$  antageligvis måler sensoren fra stasjonen vil den være tre kilometer unna sensorene som måler ved dammen. Hvorfor det er så stor korrelasjon mellom tidspunktene som ikke oppgir data mellom sensorene anses som spesielt.

I figur 7.15 vises disse tidspunktene. Sensorfeilene fra Nessane skjer oftere sammenlignet med HydApi men er også mer tettpakket. Differansen mellom hvor ofte Tyde ikke oppgir data og HydApi er lik 15 timer. Fra tidligere har det derimot blitt vist at når sensorene viser data igjen så samsvarer tallene godt med  $Q_{\text{HydApi}}$ . Dette gjelder likevel ikke for  $Q_{\text{dam}}$  til enhver tid. Den store differansen rundt time 200 kommer etter flere timer uten data. De resterende tidspunktene uten data er  $Q_{\text{dam}}$  ofte lik null og gjør det vanskelig å avgjøre om timene uten data har noen sammenheng med veldig store sprang i høyden fra sensoren som måler vannspeilet i dammen. Ved å sammenligne sensoren med vannspeilet ser man derimot at store sprang kommer uavhengig av sensorfeil. Konklusjonen med at sensoren til å måle  $Q_{\text{dam}}$  er dårlig står dermed fortsatt, men at det kan være en korrelasjon mellom at det oppstår store sprang når det blir oppgitt ny data. Likvel anses det som rart at de andre sensorene ikke opplever det problemet når de mister data til samme tidspunkt.



Figur 7.15: Tidspunktene uten data sammenlignet med  $Q_{\text{dam}}$ .

I resultatet på figur 6.6 vises det at HydApi registrerer flere vannmengder rundt time 750. Fra figur 7.15 vises det at dette er ved samme tidspunkt der det oppstår mye uregistrert data. Det er muligheter for at feilene kan forklare disse vannmengdene. Det er derimot ingen forklaring til den manglene vannmengden ved time 1500. Denne feilkilden kan altså ikke forklare alt, men kan være med på å forklare noe.

### 7.3 Volumstrøm ved ulike dyseåpninger

Fra figur 6.7 vises det at volumstrømmen beregnet fra formel 3.18 ser ut til å stemme ganske bra overens med den målte volumstrømmen fra testtriggen. Formel 3.17 og 3.19 har derimot høyere verdier. Likevel ser de ut til å følge samme form som de andre linjene, men med en litt brattere stigning. Denne forskjellen kan skyldes flere årsaker. Delkapitlene under vil ta for seg de ulike formlene som ble benyttet og diskutere differanser og troverdigheter. I tillegg starter det med å diskutere dysens åpningsareal.

#### 7.3.1 Dysens åpningsareal ved ulike nålposisjoner

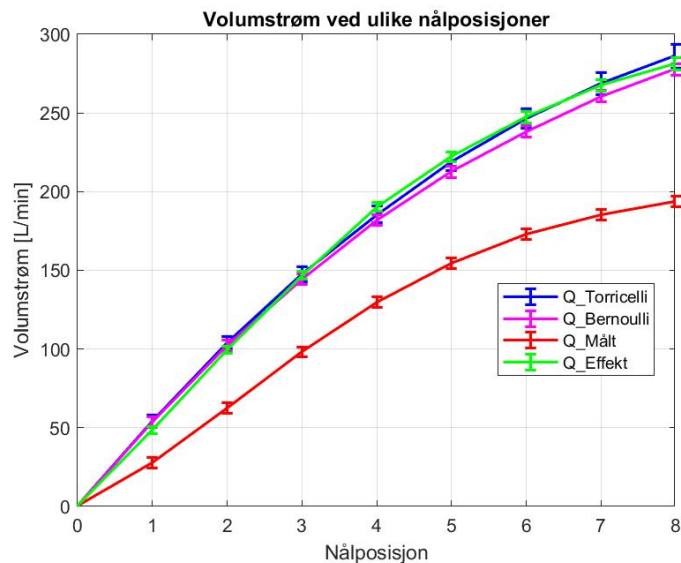
Åpningsarealene er basert på tverrsnittarealet av linjen som står normalt på nålen og som treffer dysens utløp som vist i figur 3.6. Det er usikkert hvorfor testtriggens instruksjonsblad ikke presenterer åpningsarealene ved posisjon 9 og 10. En årsak kan være at nålen trekkes så langt tilbake at linjen som skal stå normalt på nålen og treffe dysens utløpskant ikke treffer nålen. En annen årsak kan være at åpningsarealet ikke kan bli større enn dysens faste åpningsareal ved utløpet. Denne årsaken er derimot tvilsom ettersom åpningsarealet ved posisjon 8 er større enn dysens faste utløpsareal på 213.82 mm<sup>2</sup>. Hvorfor dette åpningsarealet er større enn det faste utløpsarealet er usikkert.

Basert på figur 6.10 ser det ut til at den beregnede dyseåpningen fra formel 3.28 stemmer relativt bra med de gitte verdiene fra testtriggen instruksjonsblad. Videre ser det ut som den er mer treffsikker ved de små åpningsarealene enn de store.

#### 7.3.2 Q\_Effekt

Dette delkapitlet tar for seg formel 3.18. Denne formelen ser ut til å stemme best overens med den målte verdien for volumstrømmen. Formelen benytter sensorer for det påførte bremsemomentet og turbinens rotasjonshastighet. Med andre ord bruker den mekaniske sensorer for turbinen, mens de andre formlene tar utgangspunkt i trykk- og høydesensorer for vannet. Videre settes kontrollvolumet for denne formelen fra dysens utløp til etter vannet har truffet skovlene på turbinen. Altså vil formelen inkludere energioverføringen fra vannet til turbinens aksel og tapene dette innebærer.

Som nevnt i teorien finnes den mekaniske effekten til turbinen ved å multiplisere bremsemomentet med rotasjonshastigheten. Videre er den mekaniske effekten lik den hydrauliske effekten multiplisert med turbinens virkningsgrad som vist i formel 3.15. Altså bør Q\_effekt ligge på samme nivå som Q\_Torricelli og Q\_Bernoulli dersom Q\_effekt benytter  $P_{hyd}$  istedenfor  $P_{mek}$ . Dersom den gjør det kan det indikere at Q\_effekt inkluderer flere tap enn de andre formlene ettersom denne formelen inkluderer energikonverteringstap i form av turbinens virkningsgrad. Figur 7.16 viser at denne hypotesen ser ut til å stemme.

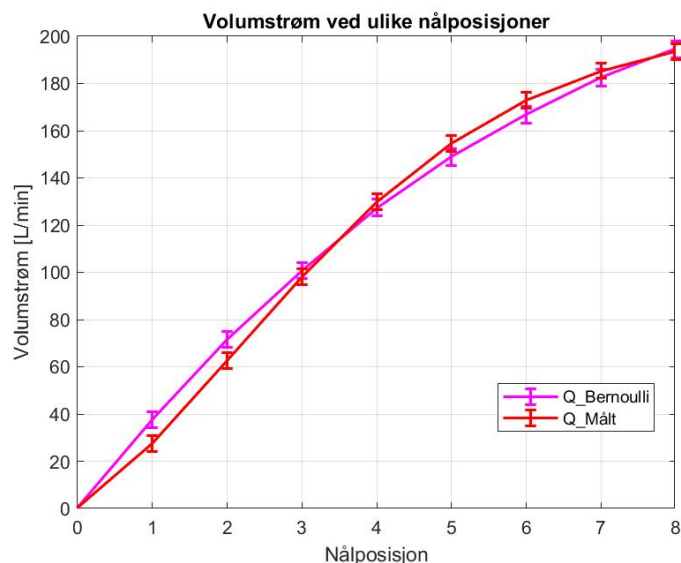


Figur 7.16: Volumstrømmer når den hydrauliske effekten benyttes.

Dette kan antyde at antagelsene rundt de beregnede tapene for Toricellis og Bernoullis likning ikke var tilstrekkelige. Tapene ser ut til å stå for en signifikant større andel enn det som ble presentert i figur 6.8 i resultatkapitlet. Hoveddifferansen mellom  $Q_{\text{effekt}}$  og de to andre formlene kan dermed skyldes at  $Q_{\text{Torricelli}}$  og  $Q_{\text{Bernoulli}}$  ikke tar for seg at energien i vannet skal konverteres til mekanisk energi i turbinen. Dette kan skyldes at deres systemgrenser stopper ved dysens utløp og dermed ikke inkluderer dette tapet. Altså virker det som turbinens effekt og virkningsgrad er vesentlig for beregninger av volumstrømmer gjennom en turbin ettersom den inkluderer konverteringstap for energien.

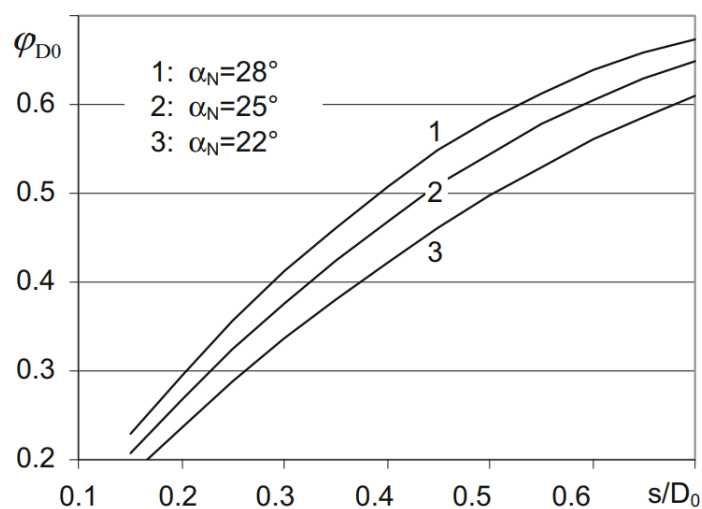
### 7.3.3 $Q_{\text{Bernoulli}}$

Dette delkapittelet tar for seg formel 3.19. Volumstrømmen som ble beregnet ved Bernoullis likning ligger over den målte volumstrømmen. Dette kan som nevnt over skyldes at antakelsene rundt tapsberegningene ikke var tilstrekkelig. Som nevnt i teorien finnes det flere måter man kan inkludere tapene på. Den ene måten er ved å multiplisere formelen med utløpskoeffisienten. Dersom den settes til 0.7 får man en volumstrøm som vist i figur 7.17. Dette ser ut til å stemme bedre enn for volumstrømmen fra resultatet.



Figur 7.17: Beregnet volumstrøm fra Bernoullis likning ved å sette  $C_D = 0.7$ .

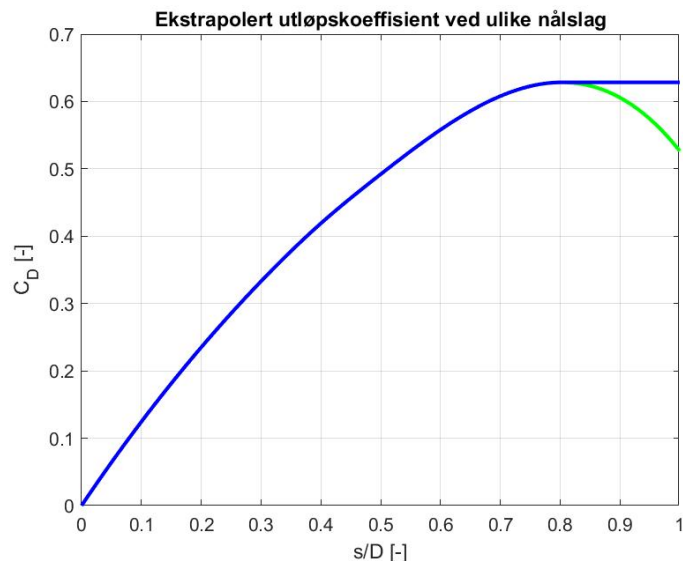
I realiteten vil ikke utløpskoeffisienten være konstant ettersom dysens åpning ved utløpet vil bli større ved å flytte nålen lengre bak. Det finnes eksperimentelle formler for utløpskoeffisienten for en dyse med standardisert geometri. Det er derimot uvisst hvor anvendbare disse er ettersom flere faktorer kan variere. Zhang presenterer en eksperimentell graf for utløpskoeffisienten for en dyse med en nål med samme vinkel på nålen som testtriggen benyttet i boken *Pelton Turbines* [32]. Grafen er vist i figur 7.18.



Figur 7.18: Utløpskoeffisient ved ulike slaglengder. [32]

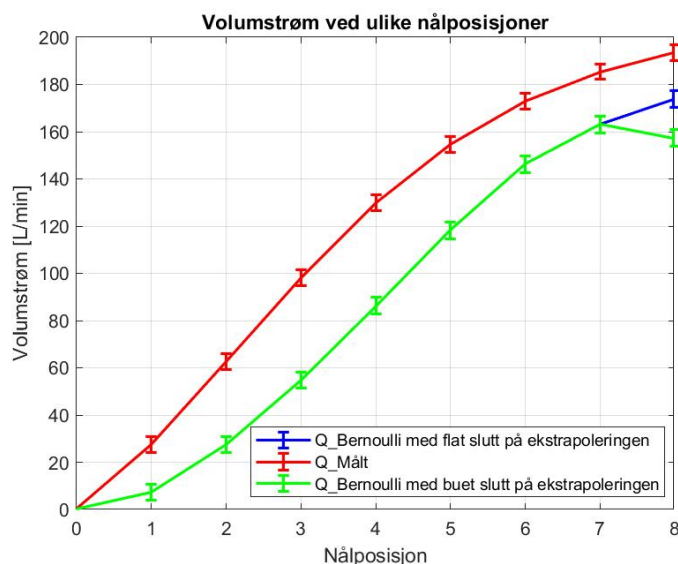
Den benyttede  $\alpha_N$  er på 25 grader. Symbolet  $\varphi$  på y-aksen er et annet symbol som kan benyttes for utløpskoeffisienten  $C_D$ . For hver nålposisjon øktes nålslaget med 2 mm fra 0 til 16 i forsøket. Dysens diameter er konstant lik 16.5 mm. Man vil dermed få enkelte verdier som ligger utenfor området som er spesifisert i figur 7.18. Som løsning på dette ble grafen ekstrapolert. Resultatet av dette er synliggjort i figur 7.19. Ettersom stigningen på grafen gradvis avtar er det usikkert om den vil synke eller om den vil få et platå. Den grønne linjen viser den opprinnelige

ekstrapoleringen, mens den blå viser tilsvarende der  $C_D$  ikke avtar etter maksimalpunktet er nådd.



Figur 7.19: Ekstrapolering av utløpskoeffisient fra figur 7.18.

Figur 7.20 viser volumstrømmen ved å benytte formel 3.17 og benytte  $C_D$ -verdier fra ekstrapoleringen i figur 7.19. Den blå linjen benytter den blå ekstrapoleringslinjen for  $C_D$ -verdiene fra figur 7.19, mens den grønne linjen følger den tilsvarende fargede linjen.



Figur 7.20: Ekstrapolering av utløpskoeffisient fra figur 7.18.

Ved å ekstrapolere den eksperimentelle grafen for utløpskoeffisienten fra Zhang og implementere den i formel 3.19, ser den beregnede volumstrømmen ut til å være lavere enn den målte volumstrømmen. Det er ikke overraskende at de ikke samsvarer ettersom det er flere aspekter mellom testriggens dyse og den dysen Zhang benytter som ikke er inkludert. For eksempel kan det være ulik størrelse på nålen og dysens diameter, materialet, strømningshastigheten, dysens vinkel og så videre. Med andre ord virker det som det er vanskelig å finne tapene ved å benytte



utløpskoeffisienten. Likevel ser formen på grafene ut til å samsvare bedre. Dette kan tilsi at det stemmer at utløpskoeffisienten endres ved ulike åpninger.

En annen måte å beregne tap er ved å inkludere trykktapet i formelen. Ut fra figur 6.8 er det synliggjort at det er større tap knyttet til de høye volumstrømmene enn de små. Dette skyldes trolig at hastigheten på strålen er større ved disse posisjonene. Intuitivt kan det være naturlig å anta at hastigheten er større ved mindre dyseareal, men dette resulterer også i at mindre vann slipper gjennom. Hastigheten er beregnet ved å dividere den målte volumstrømmen på tverrsnittsarealet. Ettersom strømningssensoren er plassert etter turbinen vil den målte volumstrømmen også reduseres samtidig som arealet minkes. Videre er det mye usikkerhet rundt de valgte parameterne for å beregne tap da disse baseres på antakelser. Ettersom gjennomsnittshastigheten er mye større enn hastigheten ved innløpet, vil tapene beregnet med denne hastigheten også gi større tap. Dersom man tar med tapet knyttet til nålventilen vil antakelig tapene øke betydelig. Dette skyldes at man bruker gjennomsnittshastigheten og at  $K_L$ -verdiene for ventiler er vesentlig høyere jo mer stengt ventilen er. For eksempel vil en  $\frac{3}{4}$  åpen sluseventil ha en  $K_L$ -verdi på 17 [2]. Ved å inkludere dette tapet antas det at tapet økes betraktelig.

Selv ved alle disse antakelsene for tapsberegning virker det likevel som usannsynlig at tapet som er assosiert med nålen skal stå for den resterende differansen mellom  $Q_{Bernoulli}$  og  $Q_{Målt}$  i figur 6.8. Videre er det vanskelig å finne eksakte verdier for dysens utløpskoeffisient. For det første vil den ikke være konstant ettersom åpningsarealet varierer. Den justerte  $Q_{Bernoulli}$  basert på Zhangs eksperimentelle utløpskoeffisient for en nål med lignende vinkel så heller ikke ut til å stemme overens med  $Q_{målt}$  som vist i figur 7.18. Altså ser hypotesen om at mye av differansen mellom  $Q_{Bernoulli}$  og  $Q_{Målt}$  skyldes tap i energiomformingen ut til å styrkes.

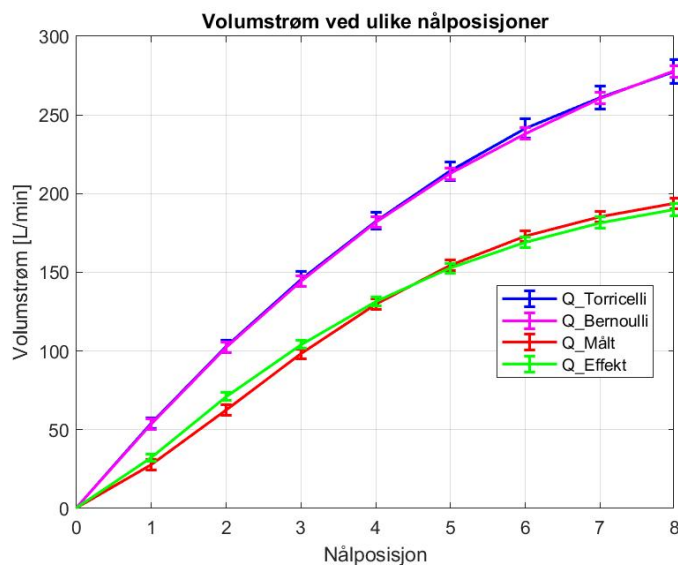
#### 7.3.4 $Q_{Torricelli}$

Dette delkapittelet tar for seg formel 3.17. Volumstrømmen som er beregnet ved Torricellis likning har også mye høyere verdier enn den målte volumstrømmen. Dette gjelder både med og uten tap som vist i figur 6.8. Videre ser grafen ut til å sammenfalle veldig bra med grafen som benytter Bernoullis formel. Dette skyldes antakelig at begge formlene mangler data der tapene er basert på antakelser. Volumstrømmen basert på Torricellis likning er også tilnærmet lik grafene for  $Q_{Bernoulli}$  når man inkluderer  $C_D$ . Derfor er det ikke gjort tilsvarende beregninger for  $Q_{Torricelli}$  i dette kapittelet. En annen grunn for at grafene er så like kan være at den benyttede høyden i formelen ikke kommer fra en egen sensor som først antatt.

Høyden som testtriggen registrer er basert på sensorer som måler trykket inn og ut av pumpen og strømningsmåleren. Måten høyden er beregnet på i testtriggen er ved å kombinere formel 3.13 med kontinuitetslikningen (formel 3.10) og løse formelen for  $\Delta z$ . Tallet én fra formelen vil da tilsvare inn i pumpen, mens to tilsvare ut av pumpen. Ettersom denne formelen trenger strømningsmåleren for å beregne høyden ble det sett på alternative metoder for å beregne høyden. Den nye måten høyden ble beregnet på er vist i formel 7.4. Denne formelen inkluderer i tillegg et høydetap ettersom vannet må løftes høyere når turbinen er montert på testtriggen enn høydedataen fra dataprogrammet viste.

$$\Delta H = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \quad (7.4)$$

Ved å sette referans høyden til null ved pumpens utløp vil formel 7.4 gi høyden som tilsvarer trykkdifferansen mellom pumpens utløp ( $p_1$ ) og dysens utløp ( $p_2$ ). Utløpstrykket ved dysens utløp antas å være lik én standard atmosfære. Dermed benytter nå  $Q_{\text{Torricelli}}$  kun trykksensoren ved pumpens utløp til å beregne volumstrømmen. Ved å substituere  $H$  fra formel 7.4 inn i formel 3.26, kan volumstrømmen med tap beregnes ved bruk av trykksensoren ut av pumpen i stedet for testtriggens beregnede høyde som benytter strømningssensoren. Den nye grafen for volumstrømmen som er basert på denne endringen i Torricellis formel er presentert i figur 7.21.



Figur 7.21: Beregnede og målte volumstrømmer nå  $Q_{\text{Torricelli}}$  justeres

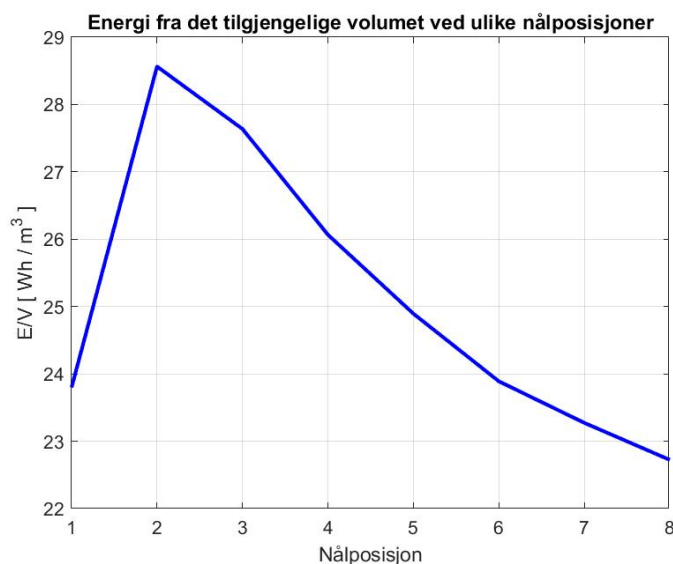
Ut fra figur 7.21 kan man se at den beregnede volumstrømmen fra Torricellis og Bernoullis likning nå er tilnærmet identiske. Dette skyldes antakelig at begge formlene nå benytter trykket og dyseåpningen som variabler for å beregne volumstrømmen. Ideelt sett var det ønskelig å bruke formler som benyttet ulike variabler. Det var også dette som var utgangspunktet når Torricellis likning ble valgt, men det viste seg i ettertid at høyden måtte beregnes fra trykket på testtriggen. Når det er sagt, benytter de to formlene ulike trykksensorer. Videre kan man se at det eneste som skiller formel 3.27 og 3.26 er at formel 3.27 tar med hastigheten ved innløpet. Fra resultatene kan man se at bidraget fra denne hastigheten var minimal.

En annen årsak til at de to formlene er så like er at begge utledes fra Bernoullis likning. Ved utledningen fra Bernoullilikningen til Torricellilikningen settes hastigheten inn lik null ettersom den er mye mindre enn hastigheten ut. I tillegg antas det at trykket inn og ut er likt. I testtriggen er det en pumpe som erstatter fallhøyden fra et vannmagasin. Dermed vil også trykket økes etter vannet kommer ut av pumpen. Av den grunn vil Torricellis formel ikke lenger være anvendelig ettersom trykket må være likt ut og inn av systemet for at den skal gjelde. Likevel viste formelen at det er mulig å beregne volumstrømmen basert på ulike trykksensorer.

#### 7.4 Effekt ved ulike dyseåpninger

Ut fra figur 6.9 kan man se at effekten er størst ved de nålposisjonene som gir størst dyseåpning. Likevel er stigningstallet størst ved lavere nålposisjoner. Altså vil en justering mellom de små dyseåpningene gi et større utslag for effekten enn en justering ved de store dyseåpningene.

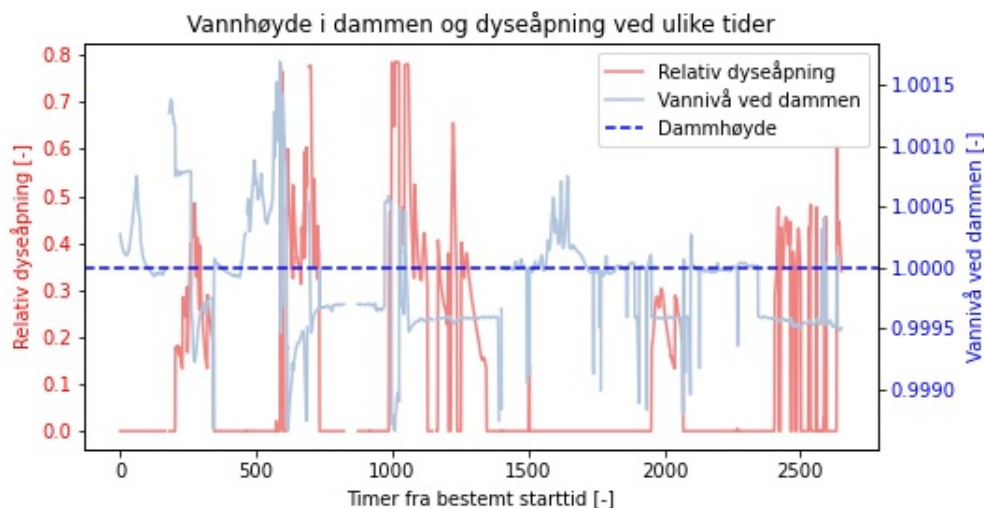
Dersom man dividerer effekten på den tilsvarende volumstrømmen ved hver nålposisjon, kan man se hvor mye effekt man får ut av vannet som strømmer gjennom. Enhetene omformes så til  $\text{Wh}/\text{m}^3$ . Den tilgjengelige energien fra volumet vises i figur 7.22 ved de ulike nålposisjonene. Utfra figuren kommer det tydelig fram at energien man får av det korresponderende volumet er størst ved posisjon 2 og avtar deretter gradvis. I motsetning til figur 6.9 ser det dermed ut som man får mer energi ut av vannmengden ved lavere åpningsarealer kontra store åpningsareal.



Figur 7.22: Energi per tilgjengelig volum.

Nålposisjonen kan dermed brukes til å regulere om man ønsker å produsere mest mulig effekt eller mest energi per mengde vann. Dersom man ønsker å produsere mest mulig effekt fra turbinen bør dysen være helt åpen. Det vil gi en høy volumstrøm, som vil være gunstig i perioder med mye vann i vannmagasinet eller når det renner vann over overløpet. Ønsker man derimot å hente mest mulig energi fra vannet som er tilgjengelig, anbefales det å ha et lavere åpningsareal på dysen. Dette vil være fordelaktig i perioder med lav vannføring i elva. På denne måten kan nålen være et viktig virkemiddel for å få utnyttet mer av vannet som strømmer gjennom kraftverket.

Figur 7.23 viser dyseåpningen og vannhøyden i Nessane ved ulike tider. Dyseåpningen er plottet mot den venstre aksene, mens vannivået ved dammen er plottet mot den høyre aksene. I likhet med tidligere er damhøyden også tatt med for å vise når det renner vann over magasinet og når magasinet fylles eller tømmes. Også her er vannhøyden til Nessane delt på damhøyden for å skjule reell data. Den relative dyseåpningen er et forholdstall mellom den aktive dyseåpningen og den maksimale dyseåpningen. Som tidligere diskutert, viser trolig sensoren som måler vannhøyden i dammen mange tvilsomme verdier. Likevel anses den som brukbar til dette kapitlet ettersom den klarer å vise relativt bra når det renner vann over dammen.



Figur 7.23: Vannhøyden i dammen og dyseåpning ved ulike tider i Nessane.

Fra figuren synliggjøres det at åpningen på dysen stort sett øker når vannhøyden ved dammen overstiger damhøyden. Ellers er dysen lukket. Det er også tydelig at dyseåpningen sjelden er på en konstant verdi over lengre tid. Dette kan indikere at Nessane er flinke til å regulere nålposisjonen for å få mest mulig effekt ut av vannet. Basert på resultatet fra forsøket, kunne man fått mer effekt ved å åpne dysen fullstendig i de periodene det renner vann over dammen og ellers ha en dyseåpning på cirka 20 prosent. På den måten ville mindre vann gått tapt over dammen og man ville fått produsert maksimalt med effekt basert på figur 6.9 i perioder med stor vannføring. I de periodene med mindre vannføring ville man fått produsert mest mulig energi basert på det tilgjengelige volumet, som vist i figur 7.22.

På den andre siden kan en dyseåpning på 20 prosent føre til at magasinet tømmes mer enn ønskelig. Sånn sett er det fornuftig å ikke slippe vann gjennom turbinen for å lagre mer energi i magasinet. For eksempel vises det ved 2000 merket i figur 7.23 at vannivået i dammen synker når dysen har en åpning på omtrent 30 prosent og deretter øker når dysen stenges. Videre er den maksimale dyseåpningen som er brukt i Nessane er 79.8 prosent. Som nevnt i avsnittet over, kunne man produsert mer effekt ved å åpne den fullstendig. Likevel er ikke dette ønskelig ettersom det forårsaker en større volumstrøm enn turbinens maksimale slukeevne. Volumstrømmen ved denne dyseåpningen tilsvarte 97.4 prosent av den maksimale slukeevnen til turbinen. Fra tabell 7.1 kan man se at dette er på nivå med de høyeste volumstrømmene. Altså kan ikke dysen åpnes mer og 80 prosent blir den maksimale dyseåpningen for Nessane. Basert på figur 6.9 vil endringen i effekt variere lite med større dyseåpninger. Dermed ser 80 prosent dyseåpning ut som en god maksimalåpning.

Som oppsummering gjør nålen kraftverket mer fleksibelt ut ifra om målet er å generere effekt fort eller om målet er å produsere mest mulig energi utfra det tilgjengelige volumet. Likevel er det begrensninger til dette som å spare vann ved dammen, vedlikehold og at volumstrømmen ikke kan overstige turbinens maksimale slukeevne.

## 7.5 Usikkerhet tilknyttet forsøket

Fra resultatene viser figur 6.11 hvordan den totale usikkerheten for resultatene utbrer seg ved hver nålposisjon. Denne figuren er hovedsakelig tatt med ettersom det var vanskelig å se nøyaktig

hvor stor usikkerheten var basert på de andre figurene. Videre gir det også en god anledning til å studere usikkerheten nøyere. Usikkerheten for  $Q_{\text{Bernoulli}}$  og den målte effekten ser ut til å holde seg på omtrent samme nivå som  $Q_{\text{Målt}}$  kontinuerlig.  $Q_{\text{Effekt}}$  starter med en lavere usikkerhet, men ender til slutt opp på det samme nivået.  $Q_{\text{Torr}}_{\text{icelli}}$  er kanskje den som skiller seg ut mest. Denne begynner på samme nivå som  $Q_{\text{Målt}}$ , men ender til slutt opp med det dobbelte. Dermed kan det se ut som det var fornuftig å beregne høyden i Torricellis formel fra trykksensorer i stedet ettersom dette også kan redusere usikkerheten som vist for  $Q_{\text{Bernoulli}}$  usikkerhet.

Disse usikkerhetene gjenspeiler også variasjonen i i sensorene. Trykksensoren som ble benyttet til  $Q_{\text{Bernoulli}}$  endret seg lite, mens høyden til  $Q_{\text{Torr}}_{\text{icelli}}$  varierte mer. På den andre siden er det derimot overraskende at  $Q_{\text{Effekt}}$  og effekten ikke er mer like ettersom de benyttet samme sensorer. Det eneste som skiller dem er at  $Q_{\text{Effekt}}$  i tillegg inkluderte usikkerheten til dysens åpningsareal. Altså ser partiellderiveringen i formel 3.31 ut til å være mer utslagsgivende enn først antatt for usikkerhetsberegningen. Til slutt kan det også sies at det er større usikkerhet ved større dyseåpninger. Dette baseres på gjennomsnittet for de ulike resultatenes usikkerhet ved hver nålposisjon.

## 7.6 Oppsummering av forsøket

Basert på de ulike formlene benyttet til å beregne volumstrøm, vil det anbefales å bruke formel 3.18 som tar utgangspunkt i de mekaniske sensorene. På denne måten blir tapene inkludert i form av virkningsgraden til turbinen. For de andre formlene var det mer komplisert å finne de eksakte tapene. Det er ganske sikkert at det er tap som forårsaker differansen mellom disse formlene og den målte volumstrømmen. Dette begrunnes i at den beregnede volumstrømmen fra den hydrauliske effekten var såpass lik volumstrømmen fra de andre benyttede formlene. Ved å multiplisere formel 3.17 og 3.19 med en  $C_D$  lik 0.7, stemte formlene mye bedre med den målte volumstrømmen. Om denne  $C_D$  verdien er riktig er derimot usannsynlig ettersom den skal variere ved ulike dyseåpninger og bør utledes eksperimentelt for den spesifikke dysen. Altså er antakelig hovedårsaken til at det er en så stor differanse fra  $Q_{\text{Målt}}$  til  $Q_{\text{Bernoulli}}$  og  $Q_{\text{Torr}}_{\text{icelli}}$  grunnet at de ikke inkluderer tapene i form av energikonvertering. Dette inkluderer derimot turbinens virkningsgrad. Altså ser det ut til at det er nødvendig å inkludere turbinens virkningsgrad i beregninger for volumstrømmer gjennom turbiner for å få med alle tapene.

I tillegg til vansker rundt tapene for formel 3.17 og 3.19, var det lite variasjon i trykksensorene før dysen. Det samme gjelder trykket ut av dysen ettersom dette ble antatt konstant likt det atmosfæriske trykket. Videre var det særlig mye trøbbel rundt Torricellis likning ettersom testtriggen benyttet høyde levert fra en pumpe som ble beregnet fra volumstrømmen og trykket istedenfor fysisk fallhøyde.

Når det kommer til effekt fra nålen, vil høyere nålposisjoner bidrar til å generere mer effekt, mens lavere posisjoner bidrar til å generere mer energi per mengde vann. Forholdet mellom volumstrømmen og åpningsarealet er essensielt for dette. Selv om et mindre åpningsareal vil øke hastigheten, vil det også bidra til en lavere volumstrøm. Basert på forsøket var det dermed en høyere hastighet på vannstrålen ved større åpningsareal enn først antatt. Dette gjenspeiles i den produserte effekten. Likevel ble det brukt mer vann ved disse åpningsarealene enn ved mindre åpningsareal. Dette tilsier at det vil lønne seg å benytte et mindre åpningsareal i perioder med lite vann for å få utnyttet vannmengden mest mulig.

## 7.7 Veien videre

Som en avslutning til kapitlet legges det til alternative metoder og ettertanker rundt oppgaven. Her vil også muligheter som vannbalansene har åpnet opp for bli diskutert.

En måte vurdert, men ikke gjort, er å importere nedbørsdata fra en ekstern nettside. Dette kunne for eksempel vært ”norsk klimaservicesenter” som man kan laste ned nedbøret for en værstasjon i nærheten av Nessane [12]. Sammen med denne statistikken og informasjon rundt nedbørsarealet fra konsesjonssaken kan det lages estimater på hvor mye vann som bør passere kraftverket. Dette ville vært en alternativ måte som gir mulighet for å ha mer data å sammenligne med.

Ved en bedre kartlegging av vannbalansene vil det nå være muligheter til å effektivisere vannforbruket til Nessane. Det kan for eksempel være bedre reguleringen av minstevannføringen eller mer effektiv vannføring til turbinen. Fra oppgaven ble det funnet ut at den mest effektive vannføringen er ved lav åpning ved dyseåpningen. For Nessane kan det være økonomisk gunstig å ha lav volumstrøm oftere. Dette må likvel kombineres med økonomiske aspekter som strømprisen i området. En jevn volumstrøm ved den mest effektive dyseåpning vil nok ikke lønne seg. Dette skyldes at strømprisen oftere er høyere på dagen enn natten som gjør at Nessane bør produsere mer strøm på dagen.

Ettersom Nessane hadde sensorer som ble vurdert til ikke brukbare, vil det være naturlig at disse kan byttes. Av de som er sett på tilsvarer dette den som måler vannspeilet ved dammen, og et par trykksensorer ved inntaket.

Videre bør det undersøkes hvorfor Tyde opplever disse tidene der all sensordataen forsvinner. Siden det antas det er over 3000 meter mellom sensorene på Nessane, vil årsaken til feilene trolig være kommunikasjonen med Tyde.

Når det kommer til laboratoriumsforøket, vil veien videre være å teste formelen for  $Q$ -effekt på et fullskala kraftverk for å se om formelen stemmer like bra i virkeligheten som i laboratoriet. Et annet aspekt som kan undersøkes nærmere er å se om effekten og energien per vannmengde ved de ulike nålposisjonene for et kraftverk stemmer overens med resultatet fra forøket.

Det er usikkert om  $Q_{Bernoulli}$  og  $Q_{Torricelli}$  er brukbare for en impulsturbin ettersom vannet strømmer gjennom et luftrom som en stråle før det treffer turbinen. Dermed vil hastigheten være mer i fokus enn trykket. For en reaksjonsturbin vil derimot vannet strømme gjennom et rør både før og etter det treffer turbinen. Dermed vil trykkdifferansen være viktigere enn hastigheten, noe særlig  $Q_{Bernoulli}$  utnytter. Likevel vil ikke dette inkludere energien turbinen henter ut fra vannet med mindre turbinens effekt inkluderes i formelen. Videre kunne det også vært interessant å se om det er tap tilknyttet det faktumet at vannstrålen forlater et lukket rør og beveger seg gjennom et luftrom før den treffer skovlene.

## 8 Konklusjon

Fra resultatet vises det en relativt stor differanse mellom  $Q_{HydApi}$  og  $Q_{total}$ . Et uregistrert sideinntak for  $Q_{HydApi}$  gjør at det forventes at  $Q_{total}$  skal ofte ligge over  $Q_{HydApi}$  kurven. Minstevannføringen er relativt lik det som Nessane er lovpålagt. Her virker det som ventilen til minstevannrøret er satt til at minstevannføringen skal ligge litt over det som er lovpålagt for å unngå bøter når volumstrømmen faller litt. Denne volumstrømmen er derimot veldig liten og anses derfor ikke som noe som skaper differanser mellom  $Q_{HydApi}$  og  $Q_{turbin}$ . Ved å filtrere dataen når  $Q_{dam}$  er lik null vises det at det er et godt forhold mellom  $Q_{turbin}$  og  $Q_{HydApi}$ . Dette gjør at volumstrømmen til sideinntaket også kan estimeres til å bli omtrentlig lik fem prosent av den maksimale slukeevnen til turbinen. Ved å videre sammenligne  $Q_{HydApi}$  med  $Q_{dam}$  vises det at det er en stor differanse mellom kurvene. Her antas det at det er sensorene som gir feil høyde for vannspeilet som er årsaken til differansene. Ved estimatet for sideinntaket går det likevel an å anslå en alternativ kurve for  $Q_{dam}$  som sannsynlig er mer lik realiteten.

Resultatet fra laboratoriumsforøket viste en mye større variasjon mellom volumstrømmene som ble beregnet basert på dyseåpningen. Av disse volumstrømmene traff  $Q_{Effekt}$  best med den målte volumstrømmen.  $Q_{Torricelli}$  og  $Q_{Bernoulli}$  hadde omtrent like store volumstrømmer der begge lå over  $Q_{målt}$ . Differansen mellom disse skyldtes antakeligvis at  $Q_{Effekt}$  inkluderte tapene assosiert med energikonvertering i form av turbinens virkningsgrad.  $Q_{Torricelli}$  og  $Q_{bernoulli}$  hadde derimot ingen mulighet til å inkludere dette tapet. Av den grunn anses det som nødvendig å inkludere tapene relatert til turbinen når man måler volumstrømmen gjennom turbinen basert på dyseåpningen. Effekten ved de ulike dyseåpningene var størst ved større dyseåpninger, mens energien fra det tilgjengelige volumet var størst ved mindre dyseåpninger.

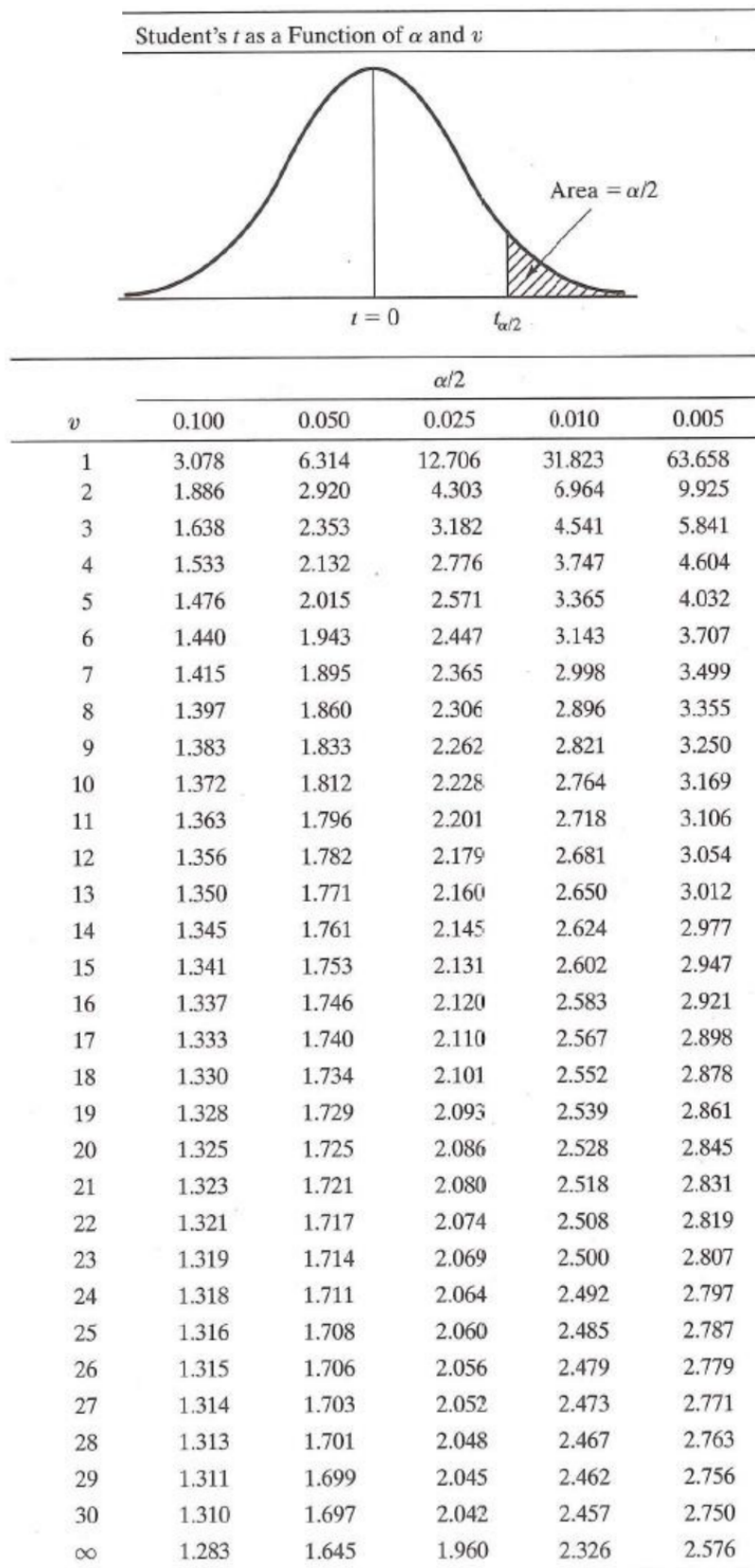
## Referanser

- [1] Çengel, Y. A & Cimbala, J. M. *Fluid Mechanics: fundamentals and applications*, 1. ed. McGraw-Hill, 2006.
- [2] Çengel, Y. A & Cimbala, J. M. *Fluid Mechanics: fundamentals and applications*, 3. ed. McGraw-Hill, 2014.
- [3] Chaudhry, M. Hanif. *Open-Channel Flow*, 2nd ed. Springer Science + Business Media, LLC, 2008.
- [4] Cundiff, John S. *Fluid Power Circuits and Controls Fundamentals and Applications*. 1. utg. CRC Press, 2001.
- [5] Google. *Google Maps*. URL: <https://www.google.com/maps/place/6994+Nessane/@61.1440332,6.2553773,12.95z/data=!4m6!3m5!1s0x463df4e29b8e1ea7:0x27f70f079f44f922!8m2!3d61.1344539!4d6.2754228!16s%2Fg%2F1230d12h>.
- [6] Guttormsen, Odd. *Vassdragsteknikk II*. Accession Number: 998910640604702202 Num Pages: iii+304 Place: Trondheim Source: NO-TrBIB Type: book. 1988. URL: [https://urn.nb.no/URN:NBN:no-nb\\_digibok\\_2016102508044](https://urn.nb.no/URN:NBN:no-nb_digibok_2016102508044).
- [7] Hofstad, Knut & Halleraker, Jo Halvard og Bakken, Tor Haakon. *vannkraft*. I: *Store norske leksikon*. 25. jan. 2023. URL: <https://snl.no/vannkraft>.
- [8] Dulf Eva H. & Muresan Cristina I. *Applications of Mathematical Models in Engineering*. MDPI, 2022.
- [9] International Standard. *ISO 3846:2008*. ISO. URL: <https://www.iso.org/standard/38065.html>.
- [10] Kothari D. P. & Nagrath I. J. *Electric Machines*, 5th ed. McGraw-Hill, 2020.
- [11] Kumar, Shiv. *Fluid Mechanics (Vol. 2)*, 4th ed. ANE Books Pvt. Ltd, 2023.
- [12] Norsk klimaservicesenter. *Observasjoner og værstatistikk - Seklima*. URL: <https://seklima.met.no/observations/>.
- [13] NVE. *Hvor mye kraft kan vi få ved oppgradering og utvidelse av kraftverkene?* URL: <https://www.nve.no/nytt-fra-nve/nyheter-energi/hvor-mye-kraft-kan-vi-fa-ved-oppgradering-og-utvidelse-av-kraftverkene/>.
- [14] NVE. *Kart over nedbørfeltet til Nessane kraftverk*: URL: <https://webfileservice.nve.no/API/PublishedFiles/Download/200906063/1151786>.
- [15] NVE. *Konsesjonssøknad for Nessane kraftverk*. URL: <https://webfileservice.nve.no/API/PublishedFiles/Download/200906063/541352>.
- [16] NVE. *Kraftproduksjon*. URL: <https://www.nve.no/energi/energisystem/kraftproduksjon/>.
- [17] NVE. *Minstevannføring*. URL: <https://www.nve.no/energi/tilsyn/miljoetilsyn-va-sdragsanlegg/minstevannforing/>.
- [18] NVE. *Måren kraftverk*. URL: <https://www.nve.no/konsesjon/konsesjonssaker/konsesjonssak/?id=4247&type=V-1>.
- [19] NVE. *Naturkartlegging i samband med utbyggingsplan for Nesselvi i Balestrand kommune*. URL: <https://webfileservice.nve.no/API/PublishedFiles/Download/200906063/541359>.
- [20] NVE. *Nessakraft SUS*. URL: <https://webfileservice.nve.no/API/PublishedFiles/Download/200906063/1297842>.
- [21] NVE. *Retningslinjer for flomløp*. URL: <https://www.nve.no/media/14847/retningslinjer-for-flomloep-med-tre-tillegg-desember-2022.pdf>.



- [22] NVE. *Sagelvi kraftverk*. URL: <https://www.nve.no/konsesjon/konsesjonssaker/konsesjonssak/?id=4601&type=V-1>.
- [23] NVE. *Status for ny vannkraftproduksjon*. URL: <https://www.nve.no/energi/energisystem/vannkraft/status-for-ny-vannkraftproduksjon/>.
- [24] *NVE Atlas*. URL: <https://atlas.nve.no/Html5Viewer/index.html?viewer=nveatlas#>.
- [25] ResearchGate. *Arrangement of a typical Pelton wheel turbine*. URL: [https://www.researchgate.net/figure/Arrangement-of-a-typical-Pelton-wheel-turbine-source-11\\_fig1\\_333728969](https://www.researchgate.net/figure/Arrangement-of-a-typical-Pelton-wheel-turbine-source-11_fig1_333728969).
- [26] Rosvold, Knut A. & Halleraker, Jo Halvard. *vannkraftverk*. I: *Store norske leksikon*. 25. jan. 2023. URL: <http://snl.no/vannkraftverk>.
- [27] Stavanger Aftenblad. *Inntektsstrømmen*. URL: <https://www.aftenbladet.no/magasin/i/BWRa90/inntektsstroemmen>.
- [28] Tinfos. *Nessane*. URL: <https://www.tinfos.no/prosjekter/nessane/>.
- [29] Tveit, Odd Atle. *Vannføringskurver for overløp*. Accession Number: 999719451524702202 ISBN: 9788214003161 Place: Trondheim Series: SINTEF rapport (SINTEF. Vannrensing og VA : trykt utg.) STF22 A97313 Source: NO-OsNB Type: book. 1997. URL: [https://urn.nb.no/URN:NBN:no-nb\\_digibok\\_2015090108016](https://urn.nb.no/URN:NBN:no-nb_digibok_2015090108016).
- [30] Wheeler, Anthony J. & Ganji, Ahmad R. *Introduction to Engineering Experimentation*. 3. utg. Pearson, 2010.
- [31] Yr.no. *Detaljert værvarsel for Trondheim som tabell*. Yr. 26. apr. 2023. URL: <https://www.yr.no/nb/detaljer/tabell/1-211102/Norge/Tr%C3%B8ndelag/Trondheim/Trondheim>.
- [32] Zhang, Zhengji. *Pelton Turbines*. Springer International Publishing Switzerland, 2016.

## A T-fordeling



Figur A.1: T-fordeling. [30]

