

Ingvild Lunder

Virkningsgradsmålinger av Peltonturbin med termodynamisk målemetode ved Grunnåi kraftverk

Masteroppgave i Energi og miljø
Veileder: Ole Gunnar Dahlhaug
Medveileder: Bjørn Winther Solemslie
Juli 2022

Ingvild Lunder

Virkningsgradsmålinger av Peltonturbin med termodynamisk målemetode ved Grunnåi kraftverk

Masteroppgave i Energi og miljø
Veileder: Ole Gunnar Dahlhaug
Medveileder: Bjørn Winther Solemslie
Juli 2022

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



Kunnskap for en bedre verden

Sammendrag

Virkningsgraden beskriver en vannkraftturbinens tilstand og ytelse, og det er viktig for både eiere og leverandører at denne kan måles så nøyaktig som mulig. Masteroppgaven omhandler virkningsgradsmålinger for Pelton turbiner basert på gjennomførte målinger ved Grunnåi kraftverk i april 2022. Metoden for målingene er den termodynamiske målemetoden. Grunnleggende elementer ved målemetoden er undersøkt, med særlig fokus på energifordelingen. Det er foretatt analyser av hvorvidt det er forsvarlig å utføre målinger i avløpet utenfor måleområdet, satt til 4-10 turbindiameterer nedstrøms for turbinen, av den internasjonale elektrotekniske kommisjon (IEC41) [1]. Det er undersøkt hvor stor innflytelse ulike varmefenomener har i en åpen kanal ettersom varmeoverføring med omgivelsene er grunnen til å ikke foreta målinger lengre enn 10 turbindiameterer unna. For å ta hensyn til at den spesifikke mekaniske energien endrer seg fra punkt til punkt i avløpets tverrsnitt, ble temperaturen i områder med større hastighet vektet tyngre enn områder med lavere hastighet. Videre ble de vektede virkningsgradsresultatene sammenlignet med de uvektede.

I avløpet ble målingene registrert ved å benytte et horisontalt rektangulært rør med fire hastighets- og temperatursensorer. Disse ble regulert i fire ulike høyder, og dekket dermed 16 punktmålinger per tverrsnitt. Prosedyren ble gjentatt for fire avstander i avløpet; henholdsvis 2, 4, 7 og 11 turbindiameterer (D) nedstrøms for turbinen. Resultatene viser at bestpunkt (BEP) ligger på mellom 40% - 60% last for de ulike avstandene, med en absolutt måleusikkerhet på mellom 0,69% - 0,7%. Målingene ved 4D og 7D samsvarer med tidligere forskning, og ved å benytte de som referanse, framkommer det at 2D og 11D ligger innenfor usikkerheten på de fleste driftspunkt. De vektede- og uvektede resultatene viser, med unntak av 11D, at vekting har mindre effekt lenger ned i avløpet. Dette kan forklares med at vannet gradvis blir mer blandet, som tyder på at målinger nærmere enn IEC41-anbefalingene burde bli vektet. Virkningsgraden ved 11D viser avvik fra de andre

avstandene. Dette kan skyldes at bjelkestengselet, som skulle holde vannivået oppe, var plassert i nærheten av 11D og kan ha ført til manglende gjennomstrømning nær bunnen. Det at vekting utgjør en forskjell ved 11D kan skyldes en sving i utløpet oppstrøms for denne avstanden, som kan medføre en mindre uniform energifordeling. Ved å betrakte varmelednings- og strålingseffekt, viste det at virkningsgraden ved 11D hadde fått en maksimal økning på 0,045% om vannet ikke hadde blitt påvirket av omgivelsene. Dette kan indikere at varmeoverføring fra omgivelsene er neglisjerbar selv ved denne avstanden.

Abstract

The efficiency describes the condition and performance of a hydropower turbine, and it is important for both owners and suppliers that this can be measured as accurately as possible. This master's thesis deals with efficiency measurements for Pelton turbines based on completed measurements at Grunnåi power plant in April 2022. The method of measurements is the thermodynamic measurement method. Basic elements of the measurement method have been investigated, with a particular focus on the distribution of energy. Analyses have been carried out on whether it can be justified to carry out measurements in the drain outside the measuring range, set at 4-10 turbine diameters (D) downstream of the turbine, by the International Electrotechnical Commission (IEC41) [1]. It has been investigated how much influence different heat phenomena have in an open channel as heat transfer with the surroundings is the reason why measurements should not take place further away than 10 turbine diameters. To take into account that the specific mechanical energy changes from one point to another in the cross section of the drain, temperature within areas with a greater speed was weighted heavier than areas with a lower speed. Furthermore, the weighted efficiency results were compared to the unweighted ones.

In the drain, the measurements were recorded using a horizontal rectangular tube with four velocity and temperature sensors. These were regulated at four different heights, thus covering 16 point measurements per cross section. The procedure was repeated for four distances in the drain; 2, 4, 7 and 11 turbine diameters respectively. The results show that the best efficiency point (BEP) is between 40% - 60% load for the various distances, with an absolute measurement uncertainty between 0.69% - 0.7%. The measurements at 4D and 7D correspond to previous research, and by using them as a reference, it becomes evident that 2D and 11D are within the uncertainty at most operating points. With the exception of 11D, the weighted and unweighted results show that weighting has less effect further down the drain.

This can be explained by the fact that the water gradually becomes more mixed, which indicates that measurements closer than the IEC41 recommendations should be weighted. The efficiency of 11D shows deviations from the other distances. This may be because the beam fence, which was supposed to keep the water level up, was located near 11D and may have led to a lack of flow near the bottom. The fact that weighting makes a difference at 11D may be due to a turn upstream of this distance, which may result in a less uniform energy distribution. By considering heat conduction and radiation, it showed that the efficiency of 11D had received a maximum increase of 0.045% if the water had not been affected by the surroundings. This may indicate that heat transfer from the surroundings is negligible even at this distance.

Takk til

Jeg vil først og fremst takke veileder Ole Gunnar Dahlhaug og medveileder Bjørn Winther Solemslie som har hjulpet meg gjennom semesteret og gitt verdifulle bidrag. Videre vil jeg takke vit.ass Jan-Karl Lasse Escher og Øyvind Haave for hjelp med både forarbeid og utførelse av målingene. Joar Grilstad, Trygve Opland og Halvor Haukvik har også vært til god hjelp under forberedelser på vannkraftlaboratoriet. Til slutt vil jeg takke venner, kjæreste og familie for deres hjelp og støtte opp gjennom semesteret.

Innhold	7
---------	---

Innhold

Sammendrag	1
Abstract	3
Takk til	5
Innhold	7
Tabeller	11
Figurer	15
Tegnforklaring	17
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn og tidligere studier	1
1.2 Min oppgave	5
1.3 Om Grunnåi kraftverk	6
2 Teori	7
2.1 Virkningsgrad	7

2.2	Termodynamisk målemetode	8
2.3	Affinitetsligningene	8
2.4	Virkningsgradsmåling med flere hastighets- og temperaturmålere i avløpet	10
2.5	Varmeoverføring med omgivelsene	10
2.6	Usikkerhet	13
3	Metode	17
3.1	Forberedelse	17
3.2	Termodynamisk målemetode	18
3.3	Prosedyre for gjennomføring	21
3.4	Generatoreffekt	26
3.5	Kalibrering	27
4	Resultat og diskusjon	29
4.1	Uvektet virkningsgrad	30
4.2	Vektet virkningsgrad	43
4.3	Hastighets- og temperaturfordeling	49
4.4	Varmepåvirkning fra omgivelsene	60
5	Konklusjon	65
6	Videre arbeid	67
	Referanser	69
A	Kalibrering	71
B	Usikkerhetsanalyse	81

Innhold	9
C Eksempel på virkningsgradsberegning	87
D Målerammen i avløpet ved Grunnåikraftverk	91
E Interpolering	93

Tabeller

1.1	Turbindata ved Grunnåi kraftverk	6
3.1	Måleutsyr benyttet ved Grunnåi	18
3.2	Ekstraustyr benyttet ved Grunnåi	18
3.3	Måleplan ved Grunnåi kraftverk	22
4.1	Absolutt differanser, oppgitt i prosent, mellom virkningsgraden for de ulike avstandene for alle driftspunkt.	36
4.2	Innløpstemperaturen gjennom dagen under målingene tatt ved 11D og tilhørende generatoreffekt der "rep" indikerer repeterende driftspunkt.	43
C.1	Generell data	87
C.2	Fysiske egenskaper basert på ligninger fra IEC41	87
C.3	Måledata	88

Figurer

2.1	Entropi-entalpi-diagram	9
2.2	Illustrasjon som viser tverrsnittet av en åpen kanal med varme- fenomener som kan oppstå. T viser til temperatur og q viser til varmeoverføring per lengdemeter av utløpet.	11
3.1	Nivåkvoter for Grunnåi kraftverk	19
3.2	Målesonden etter at den er blitt montert	23
3.3	Målesonden	23
3.4	Målerammen montert i avløpet	24
3.5	Nærmere bilde av målerammen montert i avløpet	25
3.6	Illustrasjon av utløpets tverrsnitt med kontrollflater, hvor hastighets- og temperatursensor er plassert i midten av disse. Dimensjonene er ikke vist i figur, da bredden vil variere etter det måles i avløpet og høyden etter vannivået.	26
4.1	Normalisert uvektet virkningsgrad for alle fire avstandene i utløpet med absolutt usikkerhet.	32
4.2	Forskjellen i normalisert uvektet virkningsgrad for alle avstandene i utløpet før og etter justering (hvor målingene der avstanden mellom måleramme og vannivå var mindre enn toleransegrensen på 30 cm er fjernet). Rød indikerer før, og blå etter justering.	35

4.3	Normalisert uvektet virkningsgrad for alle avstandene etter justering.	37
4.4	Normalisert virkningsgradskurve for de ulike høydene ved 11D før justering.	39
4.5	Temperaturdifferanse mellom innløp og utløp for 8 driftspunkt ved 11D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.	42
4.6	Normalisert differanse mellom volumstrømmen basert på hastighetsdata og iterativ volumstrøm.	44
4.7	Sammenligning av normalisert vektet- og uvektet virkningsgrad for alle avstandene	47
4.8	Resultatene av normalisert vektet virkningsgrad for alle avstandene.	48
4.9	Hastighet-og temperaturfordeling i utløpet for 4 driftspunkt ved 2D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.	51
4.10	Normalisert uvektet virkningsgrad for høydene og breddene ved 2D.	52
4.11	Hastighet-og temperaturfordeling i utløpet for 4 driftspunkt ved 4D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.	54
4.12	Normalisert uvektet virkningsgrad for høydene og breddene ved 4D	55
4.13	Hastighet-og temperaturfordeling i utløpet for 4 driftspunkt ved 7D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.	57
4.14	Normalisert uvektet virkningsgrad for høydene og breddene ved 7D	58
4.15	Hastighetsfordeling i utløpet for 4 driftspunkt ved 11D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.	59
4.16	Normalisert uvektet virkningsgrad for breddene ved 11D	60
4.17	Endring i virkningsgrad uten strålingseffekt med 4D som referansestart	62
4.18	Endring i virkningsgrad uten varmlledning med 4D som referansestart	63
4.19	Endring i virkningsgrad uten varmeledning ved 11D over tid med 4D som referanse	64
A.1	Kalibrering for trykksensor PT-29	72
A.2	Kalibrering for trykksensor PT-26	73

A.3	Kalibrering for trykksensor PT-29	74
A.4	Kalibrering for trykksensor PT-30	75
A.5	Kalibrering for trykksensor PT-30	76
A.6	Kalibrering for trykksensor PT-30	77
A.7	Kalibrering for trykksensor PT-02	78
A.8	Kalibrering for trykksensor PT-02	79
A.9	Kalibrering for trykksensor PT-02	80
B.1	Excel-ark for beregning av usikkerhet Grunnåi	82
D.1	Målerammen i avløpet ved Grunnåi kraftverk	92
E.1	Målte hastighetsverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 2D	94
E.2	Målte temperaturverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 2D	95
E.3	Målte hastighetsverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 4D	96
E.4	Målte temperaturverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 4D	97
E.5	Målte hastighetsverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 7D	98
E.6	Målte temperaturverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 7D	99
E.7	Målte hastighetsverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 11D	100
E.8	Målte temperaturverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 11D	101

Tegnforklaring

Forkortelser

BEP	Best efficiency point
IEC	International Electrotechnical Commission
NTNU	Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
RSS	Root of the Sum of the Squares

Latinske symboler

A	Areal (m)
c	Hastighet (m s^{-1})
c_p	Spesifikk varmekapasitet ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
E	Spesifikk energi (J kg^{-1})
e	Absolutt feil
g	Gravitasjonskonstant (m s^{-2})
H	Trykkehøyde (m)
h	Entalpi (J K^{-1})
h	Høyde (m)
P	Effekt (kW)
p	Trykk (Pa)

Q	Volumstrøm ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
S	standardavvik
s	Entropi (J K^{-1})
T	Temperatur ($^{\circ}\text{C}$)
t	Tid (s)
V	Volum (m^3)
z	Kvotehøyde (m)

Dimensjonsløse numre

f	Relativ feil
η	Virkningsgrad

Greske symboler

Δ	Differanse
ρ	Tetthet (kg m^{-3})

Hevet og senket skrift

abs	Absolutt
atm	Atmosfærisk
f	Fjell
1	Hydraulisk målepunkt innløp
2	Hydraulisk målepunkt utløp
h	Hydraulisk
i	Tellevariabel
1-1	Mekanisk målepunkt innløp
2-1	Mekanisk målepunkt utløp
m	Mekanisk
P	Generator
Sond	Målesonde
v	Vann

Kapittel 1

Introduksjon

1.1 Bakgrunn og tidligere studier

Det er viktig både for leverandører og kjøpere at vannkraftturbiner svarer til forventet virkningsgrad, og virkningsgradsmålninger benyttes ofte for å dokumentere turbiners effekt og deres tilstand. Det er derfor essensielt at måleteknikken som ligger til grunn er så nøyaktig som mulig, både for at eiere av turbiner skal vite status på eget utstyr, men også med tanke på teknologiutvikling hos leverandørene. For tiden benyttes blant annet retningslinjene i den internasjonale standarden IEC41 når man skal vurdere ytelsen til hydrauliske turbiner, lagringspumper og pumpeturbiner [1].

Norwegian Research Centre for Hydropower Technology (HydroCen) skal levere kunnskap og innovative løsninger til norsk vannkraftsektor. NTNU er vertsinstitusjon og hovedforskningspartner i HydroCen sammen med SINTEF Energi og Norsk institutt for naturforskning (NINA). HydroCen har rundt 50 nasjonale og internasjonale partnere fra forskning, industri og forvaltning. Ifølge deres nettside [2] skal HydroCen «gjennom sin forskningsinnsats bidra til å opprettholde og styrke Norges posisjon som en ledende vannkraftnasjon og sikre at norsk vannkraftsektor kan møte komplekse utfordringer og utnytte mulighetene i fremtidens fornybare energisystem».

HydroCen er et av sentrene i Forskningsrådets ordning med forskningscentre for miljøvennlig energi (FME). Et av senterets prosjekter, som denne oppgaven er knyttet til, handler om å forbedre måleteknikken for prototype-virkningsgrad i Pelton-turbiner for blant annet å optimalisere driften av denne type turbiner [3].

1.1.1 Målemetoder

Det er flere anerkjente og godkjente metoder for å beregne virkningsgraden til en turbin. Volumstrøm er en parameter det er utfordrende å beregne nøyaktig, dette

fordi det ofte er vanskelig å få tilgang til vannstrømmen eller fordi målemetodene innebærer begrensninger. For å velge metode nevner IEC41 tre punkter som må vurderes: Begrensninger som følge av anleggets utforming, begrensninger på grunn av driftsforhold og kostnader knyttet til utstyr og installasjon.

Når det kommer til måling av volumstrømmen finnes det absolutte målinger, relative målinger og den termodynamiske målemetoden. De absolutte målemetodene innebærer direkte beregning av volumstrømmen. Relative målemetoder må benyttes sammen med en absolutt målemetode da en slik test ellers kun gir relativ informasjon om volumstrømmen, og dermed også om virkningsgraden. Denne metoden kan likevel være nyttig dersom usikkerheten knyttet til den absolutte målingen av volumstrømmen blir for stor. Både de absolutte og relative metodene blir ofte anvendt for lavtrykksturbiner. Den termodynamiske målemetode er ofte å foretrekke når det kommer til turbiner med trykkehøyde over et visst nivå. I følge IEC41 er denne høyden satt til 100 meter.

Det vil videre i dette kapittelet bli gitt en kort oppsummering av ulike metoder, med fordeler og ulemper presentert i IEC41 [1]

Absolutte målemetoder

Trykk-tid metoden: Det grunnleggende prinsippet for denne metoden er at man raskt bremses vannstrømmen samtidig som man måler trykkøkningen mellom to punkter i en uniform seksjon av røret. Trykkøkningen som oppstår i røret er avhengig av strømningens starthastighet og rørets geometri, og på den måten kan man beregne volumstrømmen. Denne målemetoden har god nøyaktighet, og målingene kan også utføres mens anlegget er i drift. Målemetoden er imidlertid helt avhengig av gunstige geometriske forhold. Det må være konstant tverrsnitt mellom de to punktene som blir målt, samt ingen frie overflater. Lengden mellom punktene må være minst ti meter.

Hastighetsmåling metoden: Her benyttes flygler som hastighetsmålere. Disse blir plassert i tverrsnittet på enten et lukket rør eller en åpen kanal. Det grunnleggende prinsippet er at hvert flygel måler en gjennomsnittlig hastighet ved et gitt punkt i tverrsnittet. Disse hastighetene vil bli integrert over hele tverrsnittet for å finne volumstrømmen. Metoden har god nøyaktighet, og det er en fleksibel metode da metoden kan benyttes for ulike fluider både i et lukket rør og i åpen kanal. Det skal likevel sies at en nøyaktig måling krever et tilstrekkelig antall flygler til å få dekket hele tverrsnittet. Dette kan være tidkrevende og den totale usikkerheten kan potensielt bli større med flere sensorer ettersom sensorene kommer med en viss usikkerheten i seg selv.

Pitotrør metoden: I denne metoden benyttes det dynamiske trykket til å beregne den

lokale hastigheten. Det tas målinger flere steder i tversnittet for å kunne kalkulere volumstrømmen. Metoden kan benyttes i de fleste rør, men har en stor begrensning ved at nøyaktigheten i målingene minker og usikkerheten øker ved lavere hastigheter.

Sporingsmetoder: Alle sporingsmetoder baserer seg på å injisere sporstoffer i strømmingen. Dette gjøres enten for å analysere fortyningen nedstrøms for injeksjonspunktet eller for å spore sporstoffene i systemet. Transittidsmetoden er en av de anbefalte metodene i følge IEC41 og her måles tiden sporstoffet bruker på å bevege seg mellom to tversnitt. Denne metoden har god nøyaktighet, og er uavhengig av rørets geometri. Det kan ikke være noe ytterligere tilførsel av strømming eller lekkasje etter sporstoffene er injisert til det måles. Utstyret kan være vanskelig å få installert, og i tillegg trengs det store mengder sporstoffer dersom tversnittet er stort eller hvis det er høy hastighet på strømmingen.

Relativ målemetode

Winter-Kennedy metoden: Denne metoden kan ikke brukes alene, men må kalibreres mot en absolutt målemetode. Det grunnleggende bak denne metoden er å måle det statiske differansetrykket, som er forårsaket av sentrifugalkraften, mellom den indre og ytre veggen i spiralhuset. Metoden er billig og enkel å bruke. Når den først er satt opp og kalibrert mot en absolutt metode, kan volumstrømmen overvåkes under kontinuerlig drift. Den har større usikkerhet enn andre metoder, og ved lav volumstrøm og turbulens vil unøyaktigheten øke.

Termodynamisk målemetode

Til forskjell fra de andre metodene, blir ikke volumstrømmen her målt direkte. Grunnlaget for denne metoden er at man antar at all tap fra strømmingen går over i varme. Ved å finne temperaturøkningen over turbinen, samt trykket, kvotenivået og hastigheten der temperaturen måles, kan virkningsgraden regnes ut. Fordelen er at man slipper å måtte måle volumstrømmen direkte, noe som kan være en utfordring. Dette er en metode som egner seg godt for høytrykksturbiner. Driften av anlegget må likevel stanses for å installere utstyret som trengs for målingene. Dersom det er et grunt inntak eller vannet er ledet gjennom rør som går på utsiden av anlegget, vil det være gunstig å foreta målingene om natten for å unngå temperaturvariasjoner i vannet. Det er den termodynamiske målemetoden som vil bli anvendt i denne oppgaven, og som er forklart mer detaljert i kapittel 2.

1.1.2 Energifordeling i avløpet

Det er flere fordeler ved å få et klarere og mer nøyaktig bilde av energifordelingen i avløpet. En av fordelene er å få redusere usikkerheten knyttet til virkningsgrads-

målingene.

For den termodynamiske målemetoden er det størst usikkerhet bak de termiske målingene. I følge standarden skal man derfor legge til en usikkerhet på 0,6% av den mekaniske energien i utløpet og 0,2% i innløpet. Dette understreker betydningen av mer eksakt kunnskap om energifordelingen i avløpet.

I 2008 undersøkte H. Hulaas, E. Nilsen og L. Vinogg i Norconsult og E. Bøkkø i E-CO vannkraft 25 tidligere målinger, da med fokus på energifordeling i avløpet for Pelton turbin. Resultatene viser at ved vertikal aksling er det størst variasjon i bredden, da vannet fra skovlene havner i avløpet på ulike steder. Med horisontal aksling vil vannet havne samme sted i bredden, men her vil det være større variasjon i høyden da vannet forlater skovlene med ulik hastighet. Generelt vil det være mindre variasjon i energifordelingen med horisontal aksling. [4].

Ved å benytte hastighetssensorer sammen med temperatursensorer kan gjennomsnittstemperaturen i avløpet beregnes ved å vekte temperaturen etter hvor hastigheten er størst, for deretter å ta gjennomsnittet. Det kan også bli tatt et gjennomsnitt av alle temperaturmålingene uten å benytte hastighetssensorer til å vekte; ofte kalt uvektet måling. En tredje måte er å finne gjennomsnittstemperaturen ved å benytte samlerør der vannet strømmer inn i flere hull og videre til et blandebatteri i midten der det er plassert én temperatursensor. De to første vil bli referert til som punktmålinger, og siste samlerør. En av fordelene med samlerør er at det krever færre sensorer, som både fører til reduserte kostnader, og også redusere usikkerhetsfaktorer knyttet til sensorene. I doktoravhandlingen til O. G Dalhaug [5] ble disse tre måtene undersøkt. Det ble konkludert med at differansen mellom vektede og uvektede virkningsgradmålinger var av liten betydning. Flere sensorer for temperaturen versus ett blandebatteri i midten viste en differanse på 0,2%, med en usikkerhet på ± 2 mK. Usikkerheten knyttet til energifordelingen i avløpet ble undersøkt ved å øke antall punktmålinger per tverrsnitt. Det var tydelig at usikkerheten går ned ved å øke antall punktmålinger, særlig ved bestpunkt. Det er imidlertid usikkert om den totale usikkerheten går ned, ettersom det oppstår nye usikkerhetsfaktorer knyttet til flere sensorer i avløpet. Disse analysene ble gjort på Francis turbin, så resultatene er ikke nødvendigvis overførbare til en åpen kanal som er tilfellet med Pelton turbin.

I hovedoppgaven til A. Høydal [6] ble hastighetssensorer benyttet sammen med temperatursensorer for virkningsgradmålinger av en Pelton turbin med horisontal aksling. Det viste seg at virkningsgraden, med og uten vektning, hadde en differanse på 0,02% ved bestpunkt. Dette tyder på at kartlegging av hastigheten i avløpet på en horisontal Pelton ikke er nødvendig. Dette fordi temperaturfordelingen er jevn, noe som stemmer godt med teorien om at det generelt er mindre variasjon i

energifordelingen med horisontalaksling.

1.2 Min oppgave

Det ble i april 2022 gjennomført virkningsgradsmålinger ved Grunnåi Kraftverk, med hovedfokus på energifordelingen i utløpet. Grunnleggende elementer ved den termodynamiske målemetoden er undersøkt. Det er foretatt analyser om hvorvidt det er forsvarlig å utføre målinger i avløpet utenfor måleområdet satt av IEC41. Det er undersøkt hvor stor innflytelse ulike varmefenomener har i en åpen kanal. Videre ble de vektete virkningsgradsresultatene sammenlignet med de uvektede.

For å kunne beregne virkningsgrad med den termodynamiske målemetoden må ulike parametere måles, som temperatur ved innløp og utløp. For å unngå de mange luftboblene i vannstrømmen rett etter turbinen og for å sikre en tilstrekkelig blanding av vannet, er det nødvendig å måle temperaturen et stykke nedstrøms for turbinen. Etter IEC41 standarden er denne avstanden satt til 4-10 turbindiametere [1]. Maksimumverdien på 10 turbindiametere er satt for å begrense varmeoverføring med omgivelsene. Kravet om hvor temperaturmålingene skal tas i avløpet kan imidlertid innebære utfordringer. Det kan være at avløp fra flere turbiner møtes i dette området eller at utformingen av avløpet gjør det vanskelig å komme til akkurat her.

Ved bruk av den termodynamiske målemetoden antar man at varmeoverføring med omgivelsene er neglisjerbar, og at økning av temperaturen over turbinen kun kommer av tap av nyttbar energi. Imidlertid er det ikke anbefalt å ta målinger lenger unna enn 10 turbindiametere nedstrøms nettopp på grunn av potensiell varmeoverføring med omgivelsene. Dette kan særlig være et problem i Norge, der vannet ofte holder lavere temperatur enn fjellet. Fjellet kan da gi fra seg varme til vannet, noe som vil resultere i en tilsynelatende dårligere virkningsgrad enn det som er realiteten. Det ble derfor ved Grunnåi sett på ulike varmefenomener, og på betydningen av disse. Motivasjon har vært både å underbygge forutsetningen for den termodynamiske målemetoden om at varmeoverføring med omgivelsene er neglisjerbar innenfor IEC41-kravet om hvor det er anbefalt å ta temperaturmålingene, men også for å undersøke om dette kan gjelde utenfor kravet.

I forbindelse med prosjektoppgaven, som var en del av forberedelsene til denne masteroppgaven, ble det ved Steindal kraftverk utført virkningsgradsmålinger på to Pelton turbiner [7]. Måleprosedyren som ble anvendt ved Steindal Kraftverk kan anses som mer tradisjonell, der det ble gjort en rekke forenklinger. Blant annet ble det foretatt forenklet beregning av hastigheten i avløpet. Den ble satt til en middelverdi ut ifra volumstrømmen for turbinen og arealet av utløpet. En slik forenkling kan forsvareres ettersom den kinetiske energien ofte utgjør en svært liten del av den totale energien som betraktes i avløpet. Uten nøyaktig beregning av hastighet

nedstrøms for turbinen, blir det da også nødvendig å foreta forenklinger i beregningen av temperaturfordelingen. Det vil være misvisende å anta at hastigheten er identisk ved alle temperatursensorene. Temperaturen i områder med høyere vannhastighet bør derfor ideelt sett vektas tyngre enn for områder med lavere hastighet. Som nevnt tidligere, ble det i hovedoppgaven til A. Høydal [6] konkludert med at vekting ikke utgjorde betydelig forskjell. Ettersom turbinen hadde horisontal aksling, mens det er vertikal aksling ved Grunnåi var det av interesse å undersøke dette nærmere. Det ble derfor plassert hastighetssensorer i nærheten av hver temperatursensor.

1.3 Om Grunnåi kraftverk

Kraftverket består av to aggregat, og målingene ble utført på det nyeste av disse, installert i 2019. Kraftverket er en del av Skiensvassdraget. Kraftverket har begrenset reguleringsgrad, og anses derfor som et elvekraftverk, til tross for et tilhørende magasin [8]. Målingene ble utført på en vertikal Pelton-turbin bestående av fem dyser. Turbindata, hentet fra Skagerak Kraft sine plantegninger og hjemmeside, kan sees i tabell 1.1.

Grunnåi kraftverk	
Turbin	Vertikal pelton
Antall dyser	5
Designet fallhøyde	385 m
Designet effekt	10,3 MW
Årlig produksjon	11 GWh
Eier	Skagerak Kraft
Bygget	2019
Vassdragtilhørighet	Skiensvassdraget

Tabell 1.1: Turbindata ved Grunnåi kraftverk

Kapittel 2

Teori

■ Store deler av teorien i dette kapittelet er direkte hentet fra prosjektoppgaven som var et forarbeid til denne masteroppgaven [7], som videre er basert på kompendiet Hydraulisk måleteknikk [9] og den internasjonale standarden IEC41 [1].

2.1 Virkningsgrad

Virkningsgrad for en turbin kan defineres som følger:

$$\eta = \frac{P}{P_h} \quad [-], \quad (2.1)$$

som er et produkt av følgende mekaniske og hydraulisk virkningsgrad:

$$\eta_m = \frac{P}{P_m} \quad [-] \quad (2.2)$$

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} \quad [-], \quad (2.3)$$

der P_h er den tilgjengelige effekten fra vannet før turbinen, P er effekten levert fra akslingen til generatoren og P_m er effekten levert fra løpehjulet til akslingen. Videre kan effekten uttrykkes $P = \rho Q g H = \rho Q E$, som er et produkt av tetthet, ρ , volumstrøm, Q , og spesifikk energi, E . Innsatt i ligning 2.3 gir dette:

$$\eta_h = \frac{E_m}{E_h} \quad [-], \quad (2.4)$$

der E_m og E_h er henholdsvis differansen i vannets spesifikke mekaniske og spesifikke hydrauliske energi. Det er videre den hydrauliske virkningsgraden som skal betraktes, der E_m og E_h bestemmes av parameterne trykk, hastighet, høyde, og, for den mekaniske energien, temperatur, se ligning 2.5 og 2.6.

$$E_h = \frac{1}{\bar{\rho}}(p_1 - p_2) + g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) \quad [\text{J/kg}] \quad (2.5)$$

$$E_m = \bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1}) + g(z_{1-1} - z_{2-1}) + \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1}^2) + \bar{c}_p(T_{1-1} - T_{2-1}) \quad [\text{J/kg}] \quad (2.6)$$

Den spesifikke hydrauliske energien er et uttrykk for energien som er tilgjengelig for turbinen, mens den spesifikke mekaniske energien er et uttrykk for energien som er overført fra vannet til turbinaksen. Videre er g gravitasjonskonstanten, $\bar{\rho}$ vannets gjennomsnittstetthet, \bar{a} gjennomsnittlige isotermiske faktor og \bar{c}_p den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten mellom innløp og utløp. Beregning av disse koeffisientene kan bestemmes etter ligninger gitt i IEC41 [1].

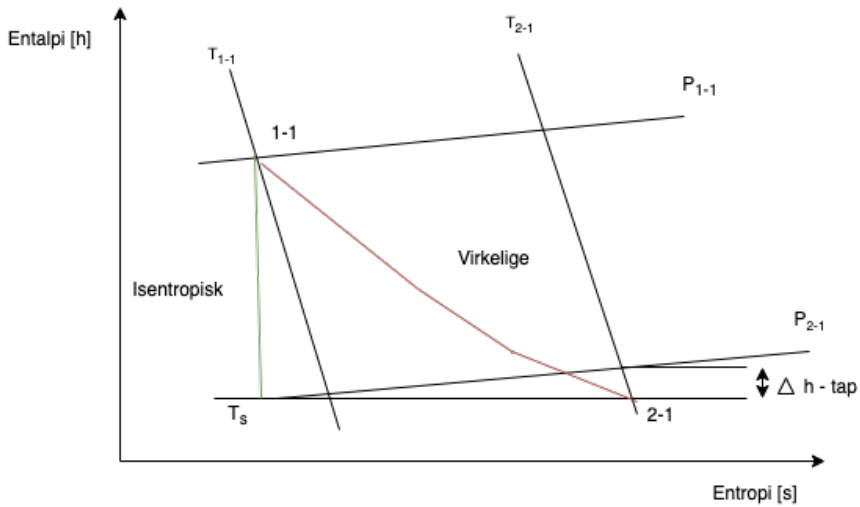
2.2 Termodynamisk målemetode

Termodynamisk målemetode er en metode for å regne ut den hydrauliske virkningsgraden for turbiner og pumper. Metoden bygger på termodynamikkens første lov som slår fast at energi verken kan oppstå eller forsvinne. I et turbinsystem blir hydraulisk energi konvertert til mekanisk energi [9]. Dette er ikke en tapsfri prosess. Tapet av nyttbar energi kan sees i sammenheng med økning av temperaturen i vannstrømmen gjennom systemet, eller med andre ord; endring i entropi som resultat av irreversible prosesser [10]. Dette kan sees grafisk i figur 2.1. Leddet med temperaturdifferansen kan sees i ligning 2.6.

Dette utgjør grunnlaget for den termodynamiske målemetoden. Vi antar at varmeoverføringen med omgivelsene er neglisjerbar og at tap av virkningsgrad for turbinen kan defineres ut ifra temperaturøkningen i vannstrømmen gjennom turbin-systemet. Dette er målemetoden som ble benyttet for måling av virkningsgraden ved Grunnåi kraftverk. En mer detaljert beskrivelse av metoden gis i kapittel 3.

2.3 Affinitetsligningene

Volumstrømmen og effekten vil endre seg fra målepunkt til målepunkt, noe som gjør det vanskelig å sammenligne måledata. Ved hjelp av affinitetsligningene vil



Figur 2.1: Entropi-entalpi-diagram. Den røde linjen viser den virkelige prosessen og den grønne linjen den ideelle isentropiske prosessen.

man imidlertid justere effekten, P_1 , og volumstrømmen, Q_1 , slik at alle målingene er relaterte til samme trykkhøyde:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{H_2}{H_1} \right)^{3/2} \quad [\text{MW}] \quad (2.7)$$

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{H_2}{H_1} \right)^{1/2} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2.8)$$

H_2 er trykkhøyden designet for turbinen, mens H_1 bestemmes av den spesifikke hydrauliske energien og gravitasjonskonstanten, gitt ligning:

$$H_1 = \frac{E_h}{g} \quad [\text{m}] \quad (2.9)$$

2.4 Virkningsgradsmåling med flere hastighets- og temperaturmålere i avløpet

Her er det hentet inspirasjon fra hovedoppgaven til Arild Høydal, som omhandler virkningsgradsmåling med flere hastighets- og temperatursensorer i avløpet [6].

Temperaturmåling på flere forskjellige punkter i avløpet, gir mer informasjon om temperaturen i avløpet enn om man bruker samlerør. Ved å i tillegg sette hastighetsmålere nær de ulike temperatursensorene, er det mulig å ta mer hensyn til temperaturen der det er større gjennomstrømming av vann. Avløpet blir delt inn i kontrollflater der hver kontrollflate inneholder en hastighets- og temperatursensor. Dette baserer seg på teorien for spesifikk mekanisk energi (se avsnitt 2.1). Hver kontrollflate får indeks i , og kan skrives:

$$E_{m,i} = \bar{a}(p_{1-1} - p_{2-1,i}) + \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1,i}^2) + g(z_{1-1} - z_{2-1,i}) + \bar{c}_p(T_{1-1} - T_{1-2,i}) \quad [\text{J/kg}] \quad (2.10)$$

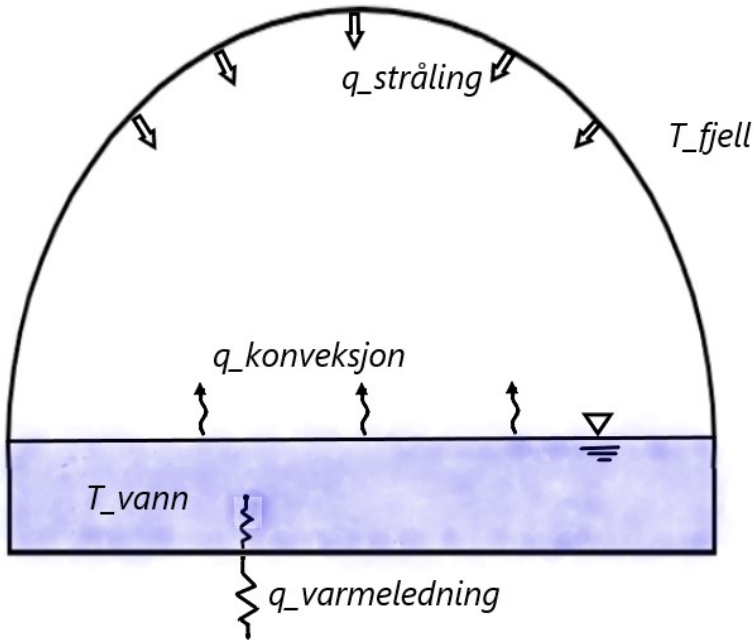
Videre skal den spesifikke mekaniske energien for hver kontrollflate vektet etter volumstrømmen som strømmer gjennom. Det gjøres ved at volumstrømmen gjennom hver kontrollflate blir delt på den totale volumstrømmen gjennom avløpet. Den totale spesifikke mekaniske energien blir da:

$$E_{m,\text{tot}} = \sum_i \left(\frac{c_{2-1,i} A_i}{c_{2-1,\text{tot}} A_{\text{tot}}} E_{m,i} \right) \quad [\text{J/kg}] \quad (2.11)$$

der A_i og $c_{2-1,i}$ er henholdsvis arealet og hastigheten for kontrollflaten i , mens A_{tot} og $c_{2-1,\text{tot}}$ er henholdsvis det totale arealet og summen av alle hastighetene i avløpet.

2.5 Varmeoverføring med omgivelsene

I følge IEC41 standarden kan man ikke måle temperaturen mer enn 10 turbindiameterer nedstrøms for turbinen. Dette som følge av at vannet kan ha blitt varmet opp av omgivelsene. I Norge er ofte vannet kaldere enn luften og fjellveggen, og derfor kan vannet i avløpet bli varmet opp av omgivelsene. Dette vil gi en tilsynelatende dårligere virkningsgrad enn det som er realiteten. Dette delkapittelet tar for seg hva slags varfefenomener som kan forekomme i en åpen kanal. Se figur 2.2 for en



Figur 2.2: Illustrasjon som viser tverrsnittet av en åpen kanal med varmefenomener som kan oppstå. T viser til temperatur og q viser til varmeoverføring per lengdemeter av utløpet.

illustrasjon. Teorien i dette delkapittelet er hentet fra boken "*Conduction of Heat in Solids*" [11] og samtale med professor Erling Næss (NTNU).

2.5.1 Stråling

Stråling er av betydning i de tilfeller der fjellveggen har en signifikant høyere temperatur enn vannet. Det vil da finne sted en varmeoverføring fra fjellveggen til vannoverflaten. Synsfaktor F_{ij} er den delen av varmefluksen som forlater overflate A_i som treffer overflate A_j . Dette er en faktor fra 0-1, og i dette tilfelle hvor vannoverflaten er omringet av fjellet, vil synsfaktoren fra vannet til fjellveggen, $F_{v \rightarrow f}$, være 1. Videre vil gjensidighetsregelen være gjeldende, som sier at $F_{v \rightarrow f} A_v = F_{f \rightarrow v} A_f$.

Emissivitet, ϵ , går fra 0-1, og beskriver hvor mye av varmen som blir absorbert, der emissiviteten til et svart legeme er 1. I verste tenkte tilfelle, ettersom man ønsker

så lite varmepåvirkning som mulig, vil $\epsilon_f = \epsilon_v = 1$. Varmeoverføring fra fjellveg til vannet per lengdemeter, $q_{f \rightarrow v}$, vil derfor være følgende:

$$q_{f \rightarrow v} = \frac{(T_f^4 - T_v^4)\sigma}{\frac{1-\epsilon_f}{\epsilon_f A_f} + \frac{1}{F_{v \rightarrow f} A_v} + \frac{1-\epsilon_v}{\epsilon_v A_v}} \quad [\text{W/m}], \quad (2.12)$$

der Stefan–Boltzmann konstant, σ , er $5,67 \cdot 10^{-8} [\text{W/m}^2\text{K}]$ og A er det utstrålende overflatearealet. Innsatt emissiviteten, synsfaktoren og Stefan-Boltzmann konstanten vil ligningen bli redusert til:

$$q_{f \rightarrow v} = 5,67 \cdot 10^{-8} A_v (T_f^4 - T_v^4) \quad [\text{W/m}] \quad (2.13)$$

der T_f og T_v er henholdsvis fjellveggen- og vannets temperatur. Videre er det av interesse å beregne temperaturøkningen av vannet per lengdemeter, ΔT_v , som følge av stråling fra fjellveggen. Dette er gitt av ligning:

$$\Delta T_v = \frac{q}{c_p \dot{m}} \quad [\text{K/m}] \quad (2.14)$$

der $\overline{c_p}$ er spesifikk varmekapasitet og \dot{m} er massestrømmen.

2.5.2 Varmeledning

Fluksen gjennom de to mediene (vann og fjellveggen) kan defineres:

$$q'' = \frac{T_{fjell} - T_{vann}}{R_{fjell} - R_{vann}} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.15)$$

Det er mye større motstand i fjellet, R_f , enn i vannet, R_v . Motstanden i vannet kan derfor neglisjeres bort i ligning 2.15. Jo lenger inn i fjellet man kommer, jo mer vil fjellets temperaturen avvike fra vannets temperatur. Temperaturenprofilen i fjellet er gitt av tids- og stedsfunksjonen:

$$T(x, t) = T_i \operatorname{erf} \left[\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}} \right] \quad [\text{K}], \quad (2.16)$$

hvor T_i er initialtemperaturen i fjellveggen, erf er feilfunksjonen og α er definert følgende:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p}, \quad (2.17)$$

som en funksjon av fjellets- tetthet, ρ , spesifikk varmekapasitet, c_p og termisk konduktivitet, k . Videre sier Fouriers lov at

$$q'' = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.18)$$

Ved bruk av Fouriers lov ved $x = 0$, altså i skille mellom fjellet og vannet, sammen med hastighetsprofilen i fjellet ender man opp med ligning:

$$q'' = k(T_{fi} - T_v) \frac{1}{\sqrt{\pi \alpha t}} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.19)$$

2.5.3 Konveksjon

Man kan anta at vannets overflatetemperatur og omgivelsetemperaturen er tilnærmet lik og at fri og tvungen konveksjon derfor har lite betydning. Kondensering fra vannet til luften kan derimot spille inn, og fuktighet i luften må derfor betraktes. I det tilfelle vil det skje en varmeoverføring fra vannet til luften, og vannet vil dermed bli avkjølt. I motsenning til de andre varmefenomene vil kondenseringen av den grunn resultere i en tilsynelatende bedre virkningsgrad. Det vil i denne oppgaven ikke bli undersøkt effekten av konveksjon ettersom stråling og varmeledning antas å ha større innvirkning på vannets temperatur.

2.6 Usikkerhet

Alle målinger innebærer en viss usikkerhet, selv om de gjennomføres med korrekte prosedyrer etter internasjonale standarder. Med statistiske metoder kan konfidensintervallet beregnes, og det er i dette området den faktiske verdien ligger. Dette usikkerhetsområdet blir etter IEC41-standarden satt til et sannsynlighetsnivå på 95 % [9].

Usikkerhetene kan kategoriseres i tre ulike grupper: Upålitelighetsfeil, systematiske feil og tilfeldige feil. IEC41 beskriver hvordan man skal ta hensyn til disse usikkerhetene.

I det følgende benyttes IEC41 [1], samt kompendiet fra Arne Kjølle [9] som kilde.

Det er to forskjellige måter å oppgi usikkerhet på, henholdsvis relativ og absolutt

usikkerhet. Der e_x er den absolutte usikkerheten for en målestørrelse x , er den relative usikkerheten, f_x , gitt som e_x/x .

Upålitelighetsfeil

Dette kan være feil i instrumentene eller menneskelige feil, og resulterer i ugyldige målinger. Slike feil er ofte lette å oppdage ved at ett eller flere av målepunktene avviker sterkt fra de andre målepunktene.

Systematiske feil

Dette er feil som ligger i instrumentet eller målemetoden, og er dermed vanskelige å oppdage selv om man øker antall målinger. For måleutstyret følger det med sertifikater som beskriver hvor stor usikkerhet man kan regne med. En del utstyr må forhåndskalibreres før det benyttes. Systematiske feil er resterende feil, og kan henge sammen med kvaliteten på kalibreringen. Slike feil kan oppdages ved utskiftning av utstyr eller målemetode, men kan også avdekkes basert på erfaring og vurdering av utstyret som er benyttet. For evaluering av disse feilene, må de ulike påvirkningene identifiseres. Deretter må det settes en grense for akseptabel usikkerhet for hver av disse. Slike ukontrollerte påvirkninger blir antatt å ha en gaussisk fordeling [1].

Tilfeldige feil

Disse er forårsaket av små variasjoner og forstyrrelser som hindrer et måleinstrument i å gi samme verdi fra en måling til en annen ved måling av samme fysiske egenskap. Ved å øke antall målinger vil de ofte avvike fra en middelverdi slik at fordelingen tilnærmer seg en normalfordeling. Usikkerhetsintervallet, e_x , er gitt av standardavviket, s_x , t-verdien, $t_{\alpha,n}$, fra Student-t fordelingen og antall målepunkter, n , og er gitt av ligning:

$$e_x = \pm \frac{t_{\alpha,n} \cdot s_x}{\sqrt{n}} \quad (2.20)$$

$$s_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (2.21)$$

Total usikkerhet

Denne beregnes som en kombinasjon av systematiske feil, e_s , og tilfeldige feil, e_t , og det er disse som definerer konfidensintervallet på 95 %. Disse summeres ved hjelp av RSS-metoden (Root of the Sum of the Squares). Den totale usikkerheten er gitt ved:

$$e_{\text{tot}} = \sqrt{e_t^2 + e_s^2} \quad (2.22)$$

2.6.1 Usikkerhet for virkningsgrad

Her benyttes RSS-metoden. Siden virkningsgrad for en turbin er gitt av spesifikk hydraulisk energi og spesifikk mekanisk energi, trengs usikkerheten for begge disse. Den totale usikkerheten blir

$$f_{\eta_h} = \frac{e_{\eta_h}}{\eta_h} = \sqrt{f_m^2 + f_h^2} \quad (2.23)$$

Metoden for beregning av den totale usikkerheten for virkningsgraden er gitt i vedlegg B.

Kapittel 3

Metode

■ Ved Grunnåi kraftverk er det gjennomført virkningsgradsmålinger med den termodynamiske målemetoden. Dette kapittelet beskriver programvarer og utstyr som er benyttet, målemetode og gjennomføring av målingene ved kraftverket. I prosjektoppgaven [7] ble det blant annet utarbeidet en plan for måleprosedyren som skulle foregå ved Grunnåi. Deler av teksten i dette kapittelet er hentet fra eller inspirert av prosjektoppgaven.

3.1 Forberedelse

For å utføre målingene ved Grunnåi kraftverk var det nødvendig med grundig forarbeid for å legge til rette for gode målinger. Dette kapittelet beskriver programvarer som er benyttet, samt måleutstyr og annet utstyr.

3.1.1 Programvare

Programvaren National Instruments LabView ble brukt til all innsamling og lagring av data ved Grunnåi kraftverk. Mye tid har gått med til å lære seg og bygge opp et program i LabView for registrering og lagring av signaler fra trykk-, temperatur og hastighetssensorene. Matlab er benyttet blant annet for å beregne virkningsgrad og usikkerhet.

3.1.2 Utstysrliste

For å utføre måling av virkningsgrad har ulike komponenter blitt brukt. Blant annet ulike sensorer og spesialtilpasset koffert-PC. Dette delkapittelet vil ta for seg utstyr som er blitt brukt for målingene. Måleutstyret, og annet utstyr kan sees i tabell 3.1

og tabell 3.2.

Måleutstyr	Antall	Bruksområde
GE Druck UNIK-5000 0-2,5 bara	1	Atmosfæretrykk
GE Druck UNIK-5000 0-50 bara	2	Trykk ved innløp
SBE 38 Digital Thermometer	5	Innløps- og utløps temperatur
Current Meter OTT (flygel)	4	Hastighet i utløp
Spesialtilpasset koffert PC	1	Logging
PT-100 sensor	2	Fjell- og betong temperatur
Datainnsamling chassis NI-cDAQ-9172	1	Kobler modul og LabView
Modul NI-9361	1	Registrere signal fra flygel

Tabell 3.1: Måleutstyr benyttet ved Grunnåi

Utstyr	Antall	Bruksområde
kWh-teller	1	Kontrollerer generatoreffekt
10 liters bøtte	1	Måle volumstrøm i målesonde
Målesonde	1	For å få tilgang til vannet ved innløp
Liggeunderlag	1	Isolere målesonde

Tabell 3.2: Ekstraustyr benyttet ved Grunnåi

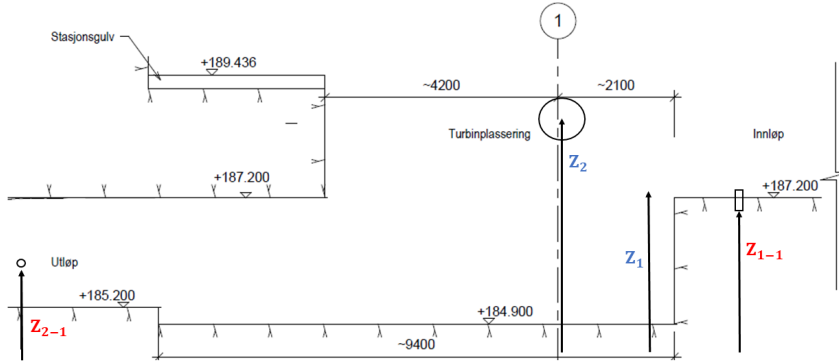
3.2 Termodynamisk målemetode

Som nevnt tidligere kreves flere ulike parametre for å beregne virkningsgraden, som trykk, temperatur, hastighet og vannivået. Referansepunktene for det som ble målt ved innløp og utløp kan sees i figur 3.1. Dette er i utgangspunktet maskintegninger fra Skagerak Energi, som er modifisert for å vise hvor de ulike sensorene ble plassert. Indeks z_{1-1} viser plassering av målesonden i innløpet, eller mer spesifikt, temperaturmåleren på målesonden.

Indeks z_{2-2} viser plassering av temperatursensorene i avløpet. Denne høyden vil variere ettersom målerammen med sensorene ble regulert i høyden. Videre er z_1 senter av innløp og z_2 turbinsenter.

3.2.1 Hydraulisk energi

Den spesifikke hydrauliske energien er summen av trykkenergi, potensiell energi, kinetisk energi og termisk energi (se ligning 2.5). I det dette delkapittelet blir det



Figur 3.1: Nivåkvoter for Grunnåi kraftverk. Rødt refererer til hvor parameterne for den spesifikke mekaniske energien ble målt (z_{1-1} og z_{2-1}), mens blått er for hvor den spesifikke hydrauliske energien ble målt (z_1 og z_2)

stegvis forklart hvordan de ulike leddene regnes ut.

Trykkenergi bestemmes av differansen mellom trykket ved punkt 1 og 2, og kan uttrykkes:

$$p_1 = p_{1,\text{sensor}} + \frac{\rho g \Delta h_1}{1000} \quad [\text{kPa}] \quad (3.1)$$

$$p_2 = p_{\text{atm}} \quad [\text{kPa}] \quad (3.2)$$

Trykket ved punkt 2, p_2 , er lik atmosfæretrykket. Trykket ved punkt 1, $p_{1,\text{sensor}}$ er trykket som blir målt av sensoren ved innløpet, som videre må justeres ved å legge til høydedifferansen mellom plassering av sensor og senter av innløpet, Δh_1 , for å beregne trykket i senter av innløpet.

For kinetisk energi trengs hastighetene i innløp, c_1 , og utløp, c_2 . For å få ut hastigheten i punkt 1 og 2 må volumstrømmen beregnes. Dette er en iterativ prosess, ettersom volumstrømmen er bestemt av den mekaniske energien, E_m , som igjen er avhengig av volumstrømmen. Hastighetene er gitt ved ligning:

$$c_1 = \frac{Q}{A_{\text{innløp}}} \quad [\text{m/s}] \quad (3.3)$$

$$c_2 = \frac{Q}{A_{\text{utløp}}} \quad [\text{m/s}] \quad (3.4)$$

der $A_{\text{innløp}}$ og $A_{\text{utløp}}$ viser til areal ved henholdsvis innløp og utløp. Volumstrømmen beregnes slik:

$$Q = \frac{P_t}{\rho E_m} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.5)$$

Ettersom volumstrømmen er avhengig av den mekaniske energien, er det nødvendig å estimere en volumstrøm. Den estimerte volumstrømmen kan defineres som:

$$Q_{\text{estimert}} = \frac{P_t}{p_1 - p_{\text{atm}}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.6)$$

3.2.2 Mekanisk energi

På tilsvarende måte som for den hydrauliske energien, er den mekaniske energien summen av kinetisk energi, potensiell energi og trykkenergi, men også termisk energi (se ligning 2.6). Referansepunktene for måling av de ulike mekaniske parametrene vil være forskjellige fra de hydrauliske, se figur 3.1.

Trykket ved innløp måles ved hjelp av en trykksensor plassert på målesonden, og er gitt ved:

$$p_{1-1} = p_{\text{sonde}} + \frac{\rho g \Delta h_{1-1}}{1000} \quad [\text{J/kg}] \quad (3.7)$$

der p_{sonde} er det målte absoluttrykket ved målesonden, og Δh_{1-1} er høydedifferansen mellom trykk- og temperaturmåleren. Denne differansen er nødvendig å trekke fra for å beregne trykket ved samme høyde som temperaturmåleren.

Videre er trykket i avløpet beregnet som et estimat av atmosfæretrykket og høydedifferansen fra vannivået og ned til sensoren, h_{2-1} , og er gitt ved ligning:

$$p_{2-1} = p_{\text{atm}} + \frac{\rho g h_{2-1}}{1000} \quad [\text{kPa}] \quad (3.8)$$

Innløpshastighet, c_{1-1} , som her er hastigheten gjennom innløpssonden, blir regnet ut ved å måle tiden det tar å fylle opp en bøtte som rommer 10 liter, med følgende fremgangsmåte:

$$c_{1-1} = \frac{Q_{\text{sond}}}{A_{\text{sond}}} \quad [\text{m/s}] \quad (3.9)$$

$$Q_{\text{sond}} = \frac{V_b}{t} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.10)$$

Volumstrømmen, Q_{sond} , bestemmes av bøttens volum, V_b , og tiden, t , det tar å fylle den opp. A_{sond} er arealet av innløpssonden.

Utløpshastigheten, c_{2-1} , blir ofte estimert ved å ta turbinens volumstrøm og dele på avløpets areal, og er dermed lik den hydrauliske utløpshastigheten, se ligning 3.4.

Innløpstemperaturen, T_{1-1} , blir målt av en sensor i målesonden ved z_{1-1} . Temperatur ved utløp blir målt ved z_{2-1} . Denne høyden vil som nevnt variere da rammen reguleres i fire forskjellige høyder.

3.3 Prosedyre for gjennomføring

Det ble i delkapittel 3.2 beskrevet hvor de ulike sensorene ble plassert, samt hvordan parametrene blir beregnet. Dette delkapittelet har en praktisk vinkling med fokus på hvordan målingene ble gjennomført.

3.3.1 Tidsplan og arbeidsprosesser for målingene ved Grunnåi kraftverk

Det ble estimert ni dager for oppholdet ved Grunnåi kraftverk: to dager til oppringing og testing, seks dager til målinger, en dag til nedrigging og en dag som buffer i tilfelle uforutsette problemer eller forsinkelser. Ved gjennomføringen ble bufferdagen også benyttet, se tabell 3.3.

Oppringingen besto av montering av målerammen i avløpet og målesonde i innløpet. Målerammen reguleres mekanisk for å kunne ta målinger i fire ulike høyder ved samme driftspunkt. Ettersom det ikke er mulig å komme til i avløpet under kjøringen, ble målerammen regulert i høyden under selve kjøringen. Dette ble testet før målingene startet. Målerammen ble flyttet for å kunne foreta målinger ved ulike avstander fra turbinen. For å flytte målerammen måtte anlegget stoppes og vannet i avløpet måtte pumpes ut.

Det er en gitt avstand mellom temperatursensorene ved innløpet og utløp, som betyr at det tar tid før vannet ved innløpet har passert utløpet. For å ta hensyn til dette ble det satt av 10 min for at temperaturen skulle stabilisere seg etter at ønsket driftspunkt var nådd. Videre ble målerammen regulert til en ny høyde under

Dag	Posisjon	Laster
1	2D	100%, 80%, 60%, 50%
2	2D	100%, 40%, 20%, 40%
3	4D	100%, 80%, 60%, 100%
4	4D	50%, 40%, 20%, 40%
5	11D	100%, 80%, 60%, 50%, 40%, 20%, 40%, 100%
6	7D	20%, 40%, 50%, 50%, 100%
7	7D	80%, 60%, 80%

Tabell 3.3: Måleplan ved Grunnåi kraftverk

samme driftspunkt. Det er rimelig å anta at det trengs mindre tid for temperaturen å stabilisere seg for høydejusteringen, og det ble kun satt av 5 minutter til det.

3.3.2 Innløp

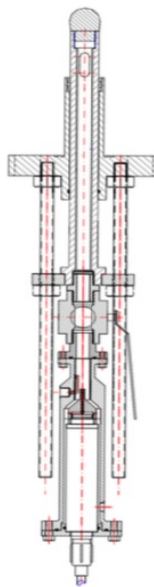
Ved innløpet er det mulig å få tilgang til strømmingen, og det ble her plassert en målesonde med temperatur- og trykksensor. Se figur 3.3 for skisse av målesonden. Figur 3.2 viser målesonden montert i innløpet. For at temperatursensoren i sonden ikke skulle bli påvirket av temperaturen i rommet ble sonden isolert.

Det er viktig at det er en kontinuerlig gjennomstrømming av vann forbi sensorene, så vannet som strømmer gjennom målesonden ble ført ut med en slange. Dette ble også brukt for å måle hastigheten, c_{1-1} , ved å tappe vannet fra slangen i en 10 liters bøtte, og dele på tiden det tok å fylle den opp.

Trykket i senter av innløpet, p_1 , ble også målt. Ved toppen av innløpet var det mulig å plassere en sensor. Ettersom det er trykket i senter som skal måles, må en differanseshøyde legges til for å få riktig trykk. Atmosfæretrykket, p_{atm} , ble målt i kontrollrommet.



Figur 3.2: Målesonden etter at den er blitt montert

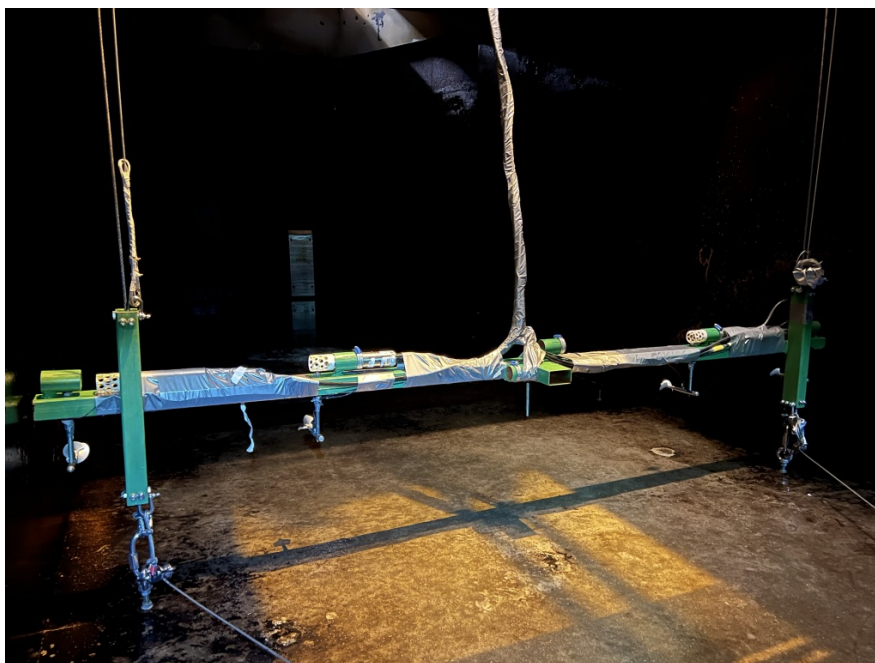


Figur 3.3: Målesonden
[12]

3.3.3 Utløp

Målerammen i utløpet er et horisontalt rektangulært rør med fire hastighet- og temperatursensorer langs bredden, se figur 3.4. Opprinnelig var planen å ha fem av hver sensor, men den ene temperatursensoren ble ødelagt rett før avreise. Ettersom rammen er designet for fem av hver sensor, ble det ikke like stor avstand mellom sensorene, og plasseringen i midten ble nedprioritert for å ha to hastighet- og temperatursensorer på hver side.

Rammen kunne reguleres for målinger i fire ulike høyder. Rammen var festet i to vaiere, og ved hjelp av disse kunne rammen senkes og heves. Vaierene møtes i et knutepunkt før de ledes til en rull. Under målingene ble denne rullen benyttet til å regulere rammen. Det ble notert hvor mye vaierene ble surret inn, noe som senere ble brukt til å regne ut hvilke høyder målerammen var i.



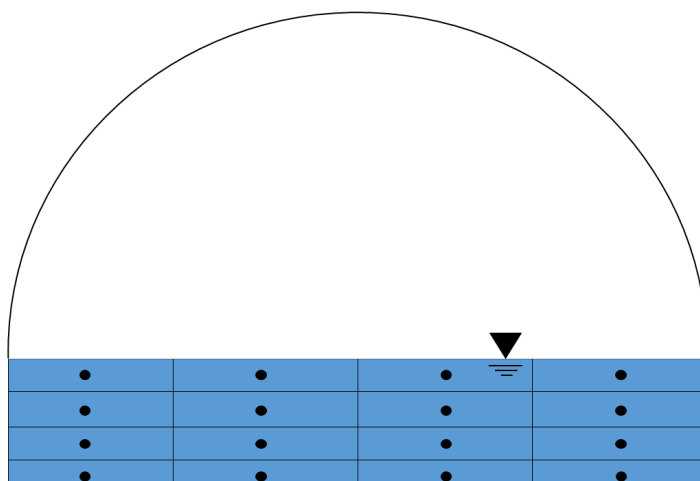
Figur 3.4: Målerammen montert i avløpet

Ved å ha flere punktmålinger i avløpet, er det mulig å ta hensyn til at den spesifikke mekaniske energien endrer seg fra punkt til punkt i avløpets tverrsnitt. Avløpet ble delt inn i 16 ulike kontrollflater (16 punktmålinger), se figur 3.6, der plassering av hastighet- og temperatursensorene er sentrert i midten.

Den spesifikke mekaniske energien ble regnet ut for hver kontrollflate, og videre vektet i forhold til hvor hastigheten er størst. Det kan sees på figur 3.5 at det er en høydedifferanse mellom temperatur- og hastighetsensoren. Ideelt sett burde hastighet- og temperatursensorene vært plassert nøyaktig samme sted, men ettersom det var en avstand mellom dem ble hastighetsensorene brukt som referansepunkt for rammen, og det ble antatt at temperaturen ved hastighetssensor er tilnærmet like hva det temperatursensoren viser. På den måten ble lokasjonen til hastighetsensorene tatt som utgangspunkt for å bestemme midtpunktet av hver kontrollflate. Dette ble sammenlignet med uvektet virkningsgradsberegninger.



Figur 3.5: Nærmere bilde av målerammen montert i avløpet



Figur 3.6: Illustrasjon av utløpets tverrsnitt med kontrollflater, hvor hastighets- og temperatursensor er plassert i midten av disse. Dimensjonene er ikke vist i figur, da bredden vil variere etter det måles i avløpet og høyden etter vannivået.

Etter at åtte driftspunkt ble målt for de ulike høydene, ble rammen flyttet til en ny avstand fra turbinen. Avstander i utløpet som ble testet var henholdsvis 2, 4, 7 og 11 turbindiameterer nedstrøms for turbinen, med identisk måle prosedyrer. Det ble også plassert en temperatursensor i taket på fjellveggen og på betongveggen for å undersøke varmeoverføringen med omgivelsene. I følge IEC41 vil varmeoverføring med omgivelsene være neglisjerbar for målingene tatt nærmere enn 10 turbindiameterer i avløpet.

3.4 Generatoreffekt

I kontrollrommet er det en skjerm som viser generatoreffekten. Denne effekten kan være noe unøyaktig, og det ble derfor tatt en kontrollmåling med en kWh-teller. En diode pulserer for hver 22 kWh, og ved å ta tiden det tar for dioden å pulserer 100 ganger vil det være mulig å kontrollere generatoreffekten med større nøyaktighet. Det viste seg imidlertid at kWh-telleren var ustabil, så generatoreffekten fra skjermen i kontrollrommet ble benyttet istedenfor.

3.5 Kalibrering

Det kan skilles mellom primære og sekundære målemetoder. Primære målemetoder er basert på måling av fundamentale størrelser som lengde eller vekt. Sekundære metoder er basert på andre prinsipper, som gjør metodene mer usikre, og nødvendiggjør kalibrering av instrumenter og utstyr før bruk.

Kalibrering av trykksensorene ble utført ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU (se vedlegg i appendiks A). For å sikre at alle sensorene målte det samme under samme forhold ble det også utført nullpunktskalibrering av temperatursensorene. Som et resultat av forsinket leveranse av hastighetssensorene, og at disse ble lånt istedenfor, ble disse ikke kalibrert på forhånd. Det ble istedenfor brukt kalibreringsattest som fulgte med sensorene.

Kapittel 4

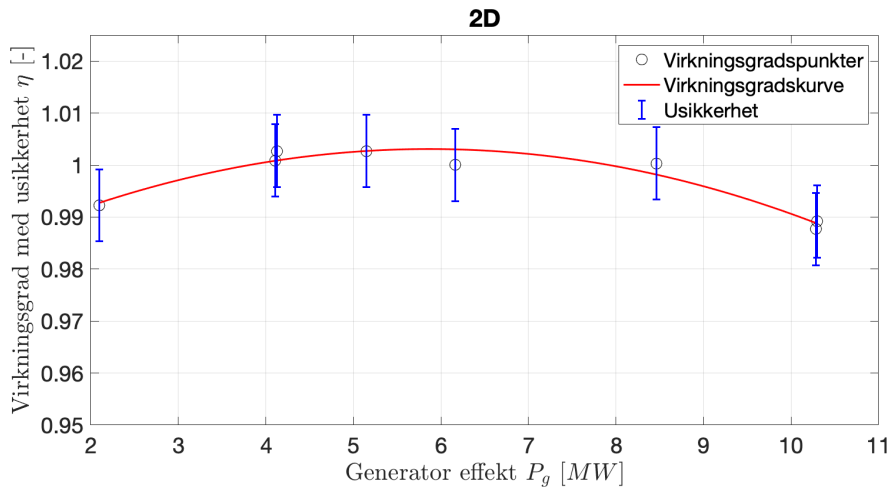
Resultat og diskusjon

■ Dette kapittelet tar for seg resultatene fra målingene gjennomført ved Grunnåi kraftverk. Det vil bli presentert virkningsgradsresultater ved fire ulike avstander i utløpet, der to av avstandene er utenfor anbefalingene satt av IEC41. Det legges særlig fokus på energifordelingen i avløpet. For hvert tverrsnitt vil den spesifikke mekaniske energien endre seg fra punkt til punkt i avløpets tverrsnitt, så temperatur- og hastighetsfordelingen ved ulike avstander fra turbinen vil gi en indikasjon på hvorvidt det er mulig å ta målinger utenfor de anbefalte områdene satt av IEC41. De vektete og uvektete virkningsgradsresultatene blir sammenlignet. Når det gjelder målingene lengst unna turbinen (11 turbindiametere) ble også varmeoverføring som et resultat av stråling og varmeledning undersøkt.

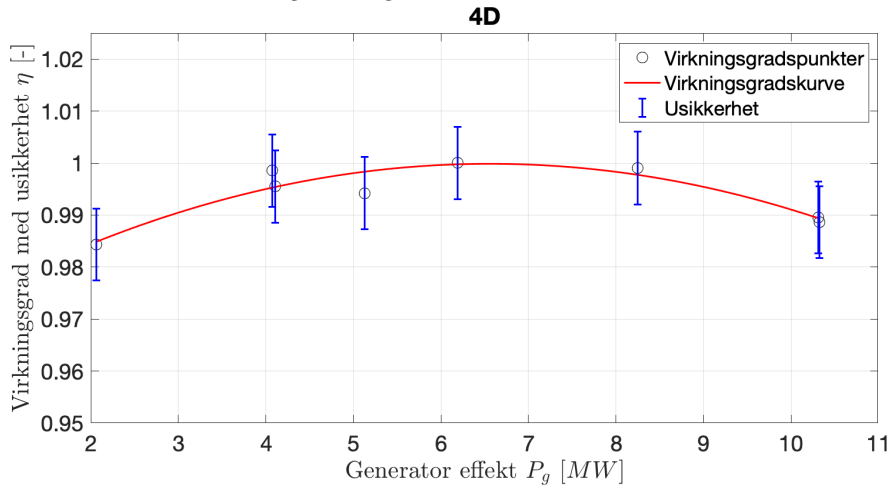
Målingene ble gjennomført i tidsrommet 20. - 28. april. Det var mulig å utføre målingene på fullast alle dagene på grunn av tilstrekkelig vann etter snøsmelting. Det ble gjennomført målinger ved 8 driftspunkter, hvorav der to var repeterende for validering. Dette ble gjentatt for fire turbindiameter-avstander (D) i utløpet og disse vil bli referert til som 2D, 4D, 7D og 11D. For hvert driftspunkt ble rammen regulert i fire høyder. Med fire temperatur- og hastighetssensorer montert på rammen ble 16 punktmålinger fordelt over utløpets tverrsnitt. På grunn av konfidensialitetshensyn vil virkningsgraden kun bli oppgitt normalisert i forhold til høyest målte virkningsgrad for de "godkjente" målingene, som i dette tilfelle var 60% av makslast ved 4D, og dette gjelder for alle resultatene.

4.1 Uvektet virkningsgrad

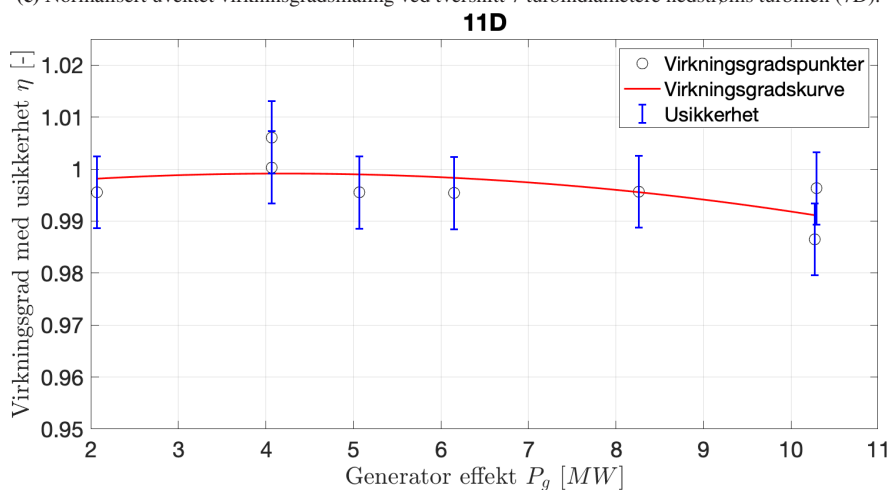
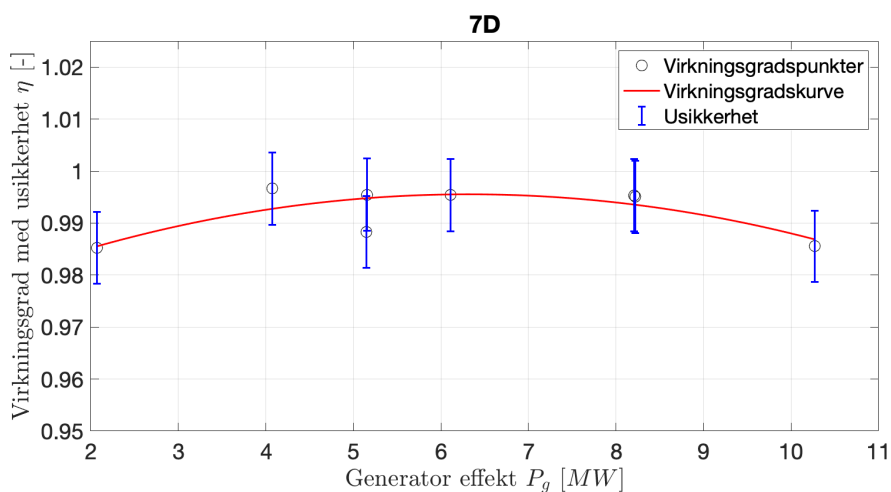
For de uvektede virkningsgradsresultatene er den spesifikke mekaniske energien i avløpet beregnet ved å ta gjennomsnitt av alle punktmålingene for hvert tverrsnitt. Volumstrømmen, funnet ved iterativ beregning, og utløpets geometri er brukt for å finne en gjennomsnittlig hastighet i utløpet. Hastighetsensorene som primært ble brukt for å lokalisere hvor det er størst gjennomstrømning av vann ble derfor ikke brukt for de uvektede resultatene. De normaliserte virkningsgradsresultatene for hver avstand med følgende usikkerhet kan sees i figur 4.1.



(a) Normalisert uvektet virkningsgradsmåling ved tversnitt 2 turbindiametere nedstrøms turbinen (2D).



(b) Normalisert uvektet virkningsgradsmåling ved tversnitt 4 turbindiametere nedstrøms turbinen (4D).



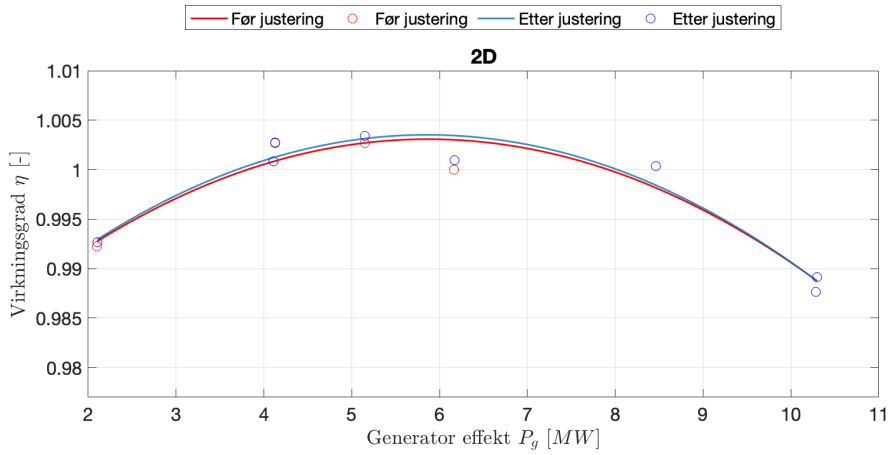
Figur 4.1: Normalisert uvektet virkningsgrad for alle fire avstandene i utløpet med absolutt usikkerhet.

Den absolutte usikkerheten ligger på mellom 0,69 % og 0,7 %, og vil ikke bli presentert i de videre resultatene. Beregning av usikkerhet er beskrevet i appendix B.

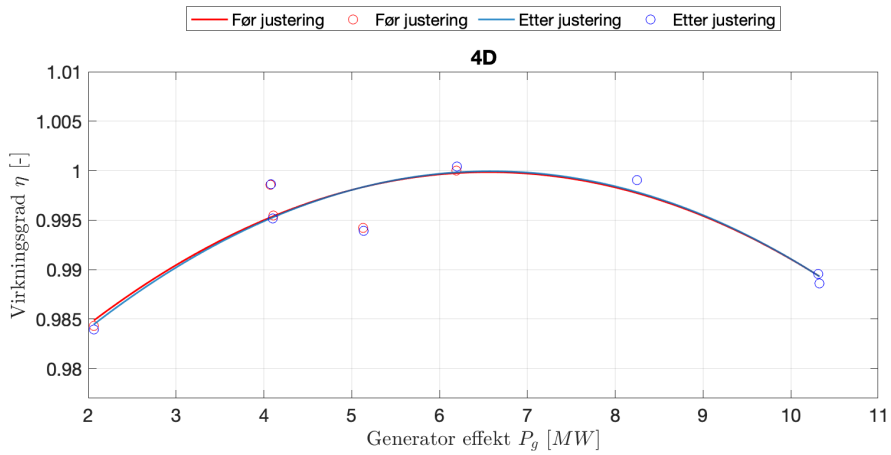
Et bjelkestengsel sikret at vannstanden i avløpet ikke ble lavere enn 1 meter. På

den måten kunne de fire ulike høydene for målerammen justeres likt for ulike driftspunkt. Det viste seg at ved enkelte driftspunkt, på øverste høyde, ble noen av temperatursensorene liggende delvis i skumlaget i vannoverflaten. For å sikre tilstrekkelig avstand til vannoverflaten ble derfor alle målinger der det var under 30 cm avstand mellom sensor og vannoverflate eliminert. Disse vil videre bli referert til som justerte resultater. Denne toleransegrensen ble satt da det er en høydeforskjell på 25 cm mellom hastighetsensorene (som ble brukt som referansepunkt for rammen) og temperatursensorene.

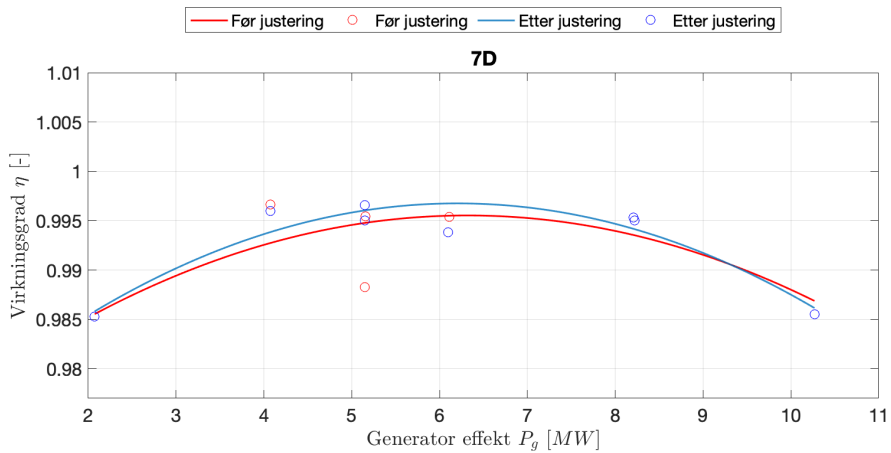
Figur 4.2 viser forskjellen mellom de ujusterte og justerte resultatene. Ved 4D er det lite endring. For både 2D og 7D fører justeringen til bedre virkningsgrad. Denne mest markant for 7D da det ene repeterende punktet ved 50% last øker med 0,7%. I tillegg kommer de to repeterende punktene ved denne lasten nærmere hverandre, noe som resulterer i en bedre validering. Til tross for at målepunktet ved 60% last blir noe dårligere med en reduksjon i virkningsgraden på 0,2% kan det konkluderes med at virkningsgraden ved 7D totalt sett øker. Ved 11D faller virkningsgradskurven etter justeringen. En forklaring kan være at det her er kortere avstand til bjelkestengselet, som kan ha forårsaket redusert gjennomstrømming og dermed oppvarming av vannet på bunnen. Ved å fjerne øverste høyde for enkelte driftspunkt vil temperaturen på bunnen ha større innflytelse på virkningsgraden, ettersom virkningsgraden i de tilfelle blir beregnet på grunnlag av målingene i midten og på bunnen.



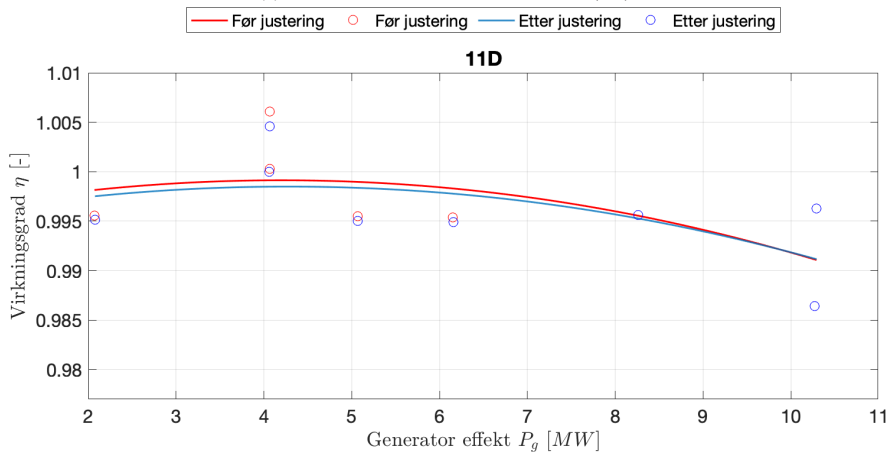
(a) 2 turbindiametere nedstrøms turbin (2D).



(b) 4 turbindiametere nedstrøms turbin (4D).



(c) 7 turbindiametere nedstrøms turbin (7D).



(d) 11 turbindiametere nedstrøms turbin (11D).

Figur 4.2: Forskjellen i normalisert uvektet virkningsgrad for alle avstandene i utløpet før og etter justering (hvor målingene der avstanden mellom målereamme og vannivå var mindre enn toleransegrensen på 30 cm er fjernet). Rød indikerer før, og blå etter justering.

I figur 4.3 er alle avstandene presentert i samme plot. BEP ligger ofte rundt 80% last, men i disse målingene har alle avstandene en BEP på mellom 40% - 60% last. Ved 11D ligger BEP på 40% last, ved 4D på 60% last og ved 7D og 2D på 50% last. Hvor mange dyser som benyttes og deres dyseåpning påvirker hvordan vannet treffer skovlene, og har innvirkning på løpehulets ytelse. Det kan derfor tenkes

at dysekombinasjonen på lavere last har gitt bedre strømningsforhold. Dyseåpningene ble ikke notert under målingene, og av denne grunn kan dette ikke analyseres nærmere.

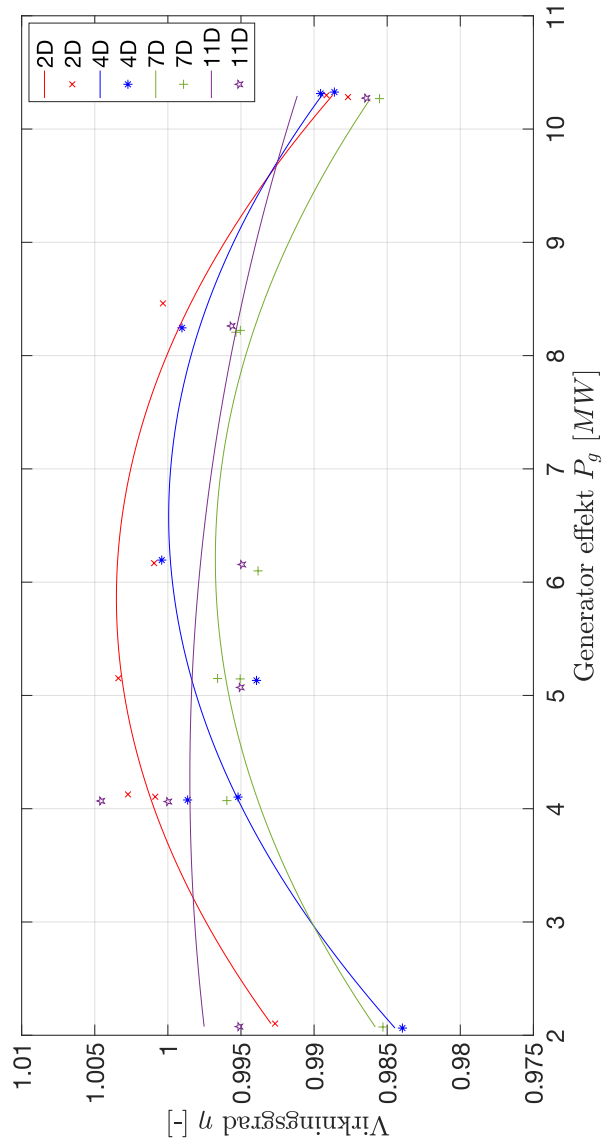
Både 4D og 7D er innenfor IEC41-standarden om måleplassering i utløpet, og det er verdt å merke seg at virkningsgradsmålingene for disse ligner mest på hverandre både i verdi og form. Driftspunktet som skiller disse to mest er ved 60% last med en differanse på 0,6%, noe som er mindre enn den absolutte usikkerheten på 0,69 - 0,7%. Virkningsgradskurven for 2D ligger over både 4D og 7D ved nesten alle driftspunkt, men ligner i formen. 11D har mer ekstreme verdier: Ved lav last og det ene driftspunktet på fullast ligger virkningsgraden høyere enn for de tre andre, og ligner på 2D ved lav last. I midten på delast og ved det ene driftspunktet på fullast følger 11D samme trend som 7D.

For å bedømme om det er forsvarlig å ta målinger ved 2D og 11D benyttes 4D og 7D som referanse. Ettersom målingene tatt ved disse avstandene er innenfor anbefalingene satt av IEC41, kan det antas at disse er gyldige. Det vil derfor undersøkes om differansen i virkningsgradene mellom disse er innenfor usikkerheten.

Tabell 4.1 sammenligner virkningsgraden for de ulike avstandene, og ser på den absolutte differansen i prosent. Som nevnt tidligere ligger forskjellen mellom 4D og 7D innenfor usikkerheten. Ved høy last ligger 2D og 11D innenfor, noe som kan indikere at begge viser pålitelig virkningsgrad ved disse driftspunktene. Ved 20% last ligger begge utenfor. I motsetning til 11D ligger 2D utenfor usikkerheten også ved 50% når det sammenlignes med 4D.

	20%	40%	50%	60%	80%	100%
2D - 4D [%]	0,79	0,44	0,86	0,05	0,12	0,06
11D - 4D [%]	1,01	0,28	0,10	0,50	0,30	0,21
2D - 7D [%]	0,67	0,57	0,62	0,64	0,45	0,17
11D - 7D [%]	0,89	0,41	0,14	0,1	0,03	0,1
7D - 4D [%]	0,12	0,13	0,24	0,60	0,33	0,11

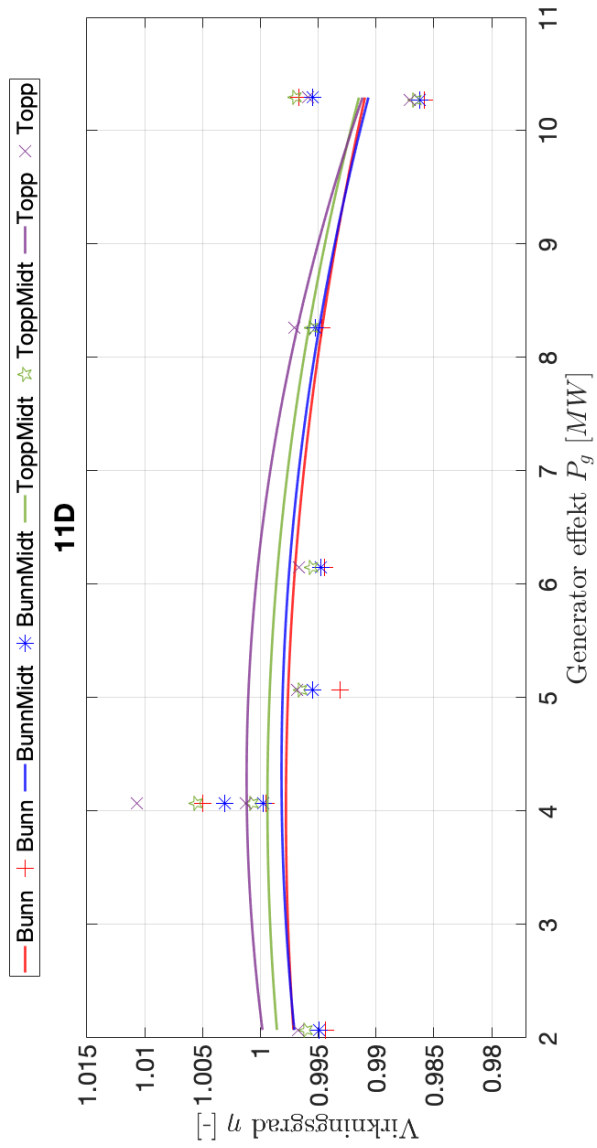
Tabell 4.1: Absolutt differanser, oppgitt i prosent, mellom virkningsgraden for de ulike avstandene for alle driftspunkt.



Figur 4.3: Normalisert uvektet virkningsgrad for alle avstandene etter justering.

4.1.1 Drøfting av 11D

For å forstå hvorfor de justerte resultatene for 11D viser en lavere virkningsgradkurve vil energifordelingen i utløpet ved 11D bli undersøkt nærmere for den ujusterte versjonen. For å få en bedre forståelse av hva som skjer ved de ulike høydene viser figur 4.4 virkningskurvene for hver høyde. Her er det tydelig at virkningsgradskurven som representerer øverste høyde bidrar til å bedre den totale virkningsgraden. Dette er som forventet ettersom virkningsgraden ble lavere da enkelte av målingene ved denne høyden ble fjernet på lav last.

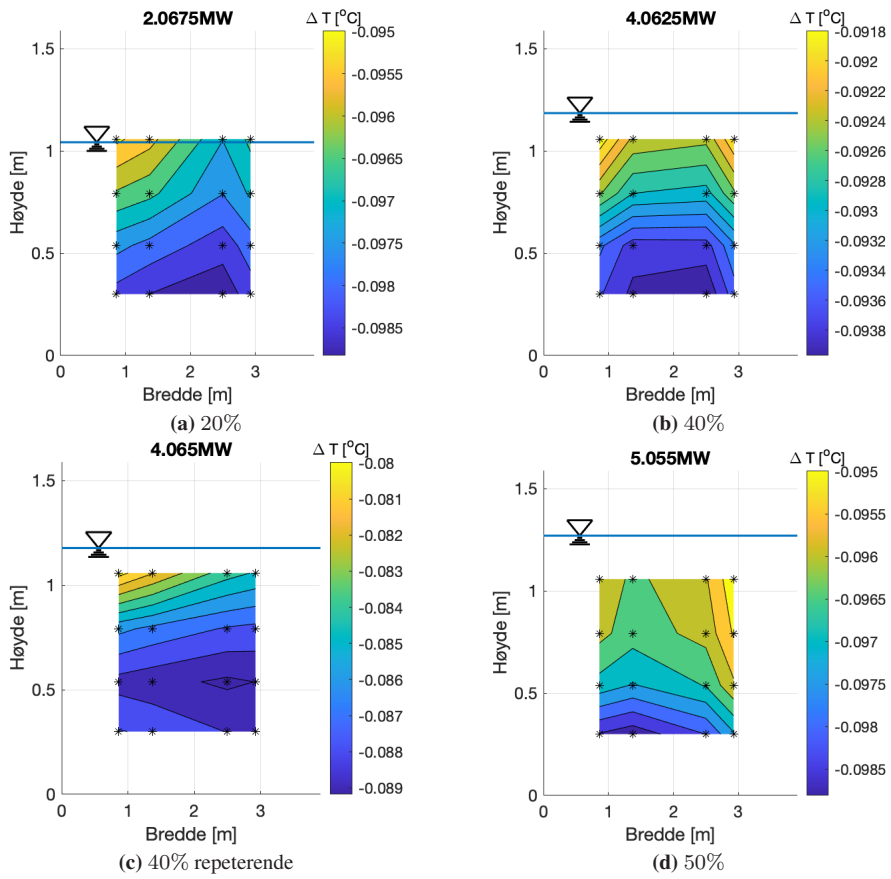


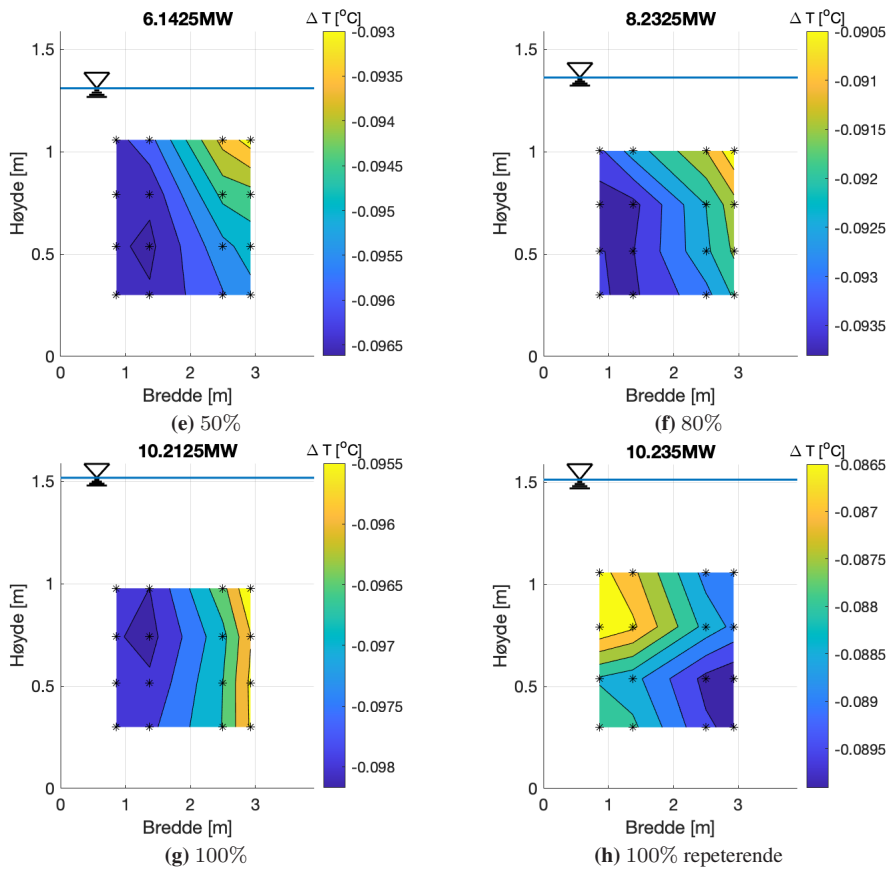
Figur 4.4: Normalisert virkningsgradskurve for de ulike høydene ved 11D før justering.

Figur 4.5 viser temperaturdifferansen mellom innløp og utløp ved 11D, og samlet gir disse målepunktene et bilde av temperaturfordelingen i avløpet. Ettersom det er så små forskjeller er det vanskelig å synliggjøre differansen dersom samme skala skulle vært benyttet for alle driftspunkt, så skaleringen vil derfor variere. Det er en trend at variasjonen er størst i bredden ved høy last. Ut i fra virkningsgradskurvene i figur 4.4 stemmer det godt at det er mindre som skiller kurvene ved høyere last, og at ved lav last ligger variasjonen mer i høyden. En forklaring på endring i temperaturfordelingen kan være at 11D var plassert like ved en sving, og ved høyere last kan vannet ha blitt tvunget mer ut i yttersvingen. Dette kunne også observeres under kjøring. Utenom det ene repeterende driftspunktet på fullast, er det mindre temperaturdifferanse på dette vannet i yttersvingen (til høyre). Det er derfor rimelig å anta at vannet fra turbinen har en lavere temperaturdifferanse, mens den høyere temperaturdifferansen i innersvingen kan skyldes relativt sett mer stillestående vann.

Både temperaturfordelingen og verdiene på temperaturdifferansen ved de repeterende punktene på 40% og 100% last er ganske ulik, noe som var forventet ettersom disse punktene ligger et stykke unna hverandre på virkningsgradskurven. Mye sol, lite magasin samt issmelting kan ha påvirkning på innløpstemperaturen, og det vil av den grunn være interessant å se hvordan innløpstemperaturen endret seg i løpet av dagen, og hva innløpstemperaturen var ved de ulike driftspunktene. Tabell 4.2 viser gjennomsnittstemperaturen i løpet av dagen med tilhørende driftspunkt, og man kan se at det er små forskjeller. Det er et fall i temperaturen fram til rundt midt på dagen der temperaturen begynner å øke. Som det framgår av både figur 4.4 og 4.5 gir 40% og 100% last dårligere virkningsgrad, men hadde lavere innløpstemperatur enn for deres tilhørende repeterende driftspunkt. Begge tilfellene viser at til tross for lavere innløpstemperatur ble temperaturdifferansen høyere. Det kan derfor ikke konkluderes med at innløpstemperaturen er en faktor for hvorfor de to punktene gir dårligere virkningsgrad. Ettersom det temperaturdifferansen som benyttes for beregning av virkningsgrad, sammen med spesifikk varmekapasitet som endres etter temperatur og trykk, bør det være rimelig å anta at dette ikke har stor innflytelse på resultatene.

Jevnt over blir virkningsgraden bedre etterhvert som målerammen heves for de fleste driftspunkt. Et driftspunkt som skiller seg ut fra denne trenden er ved 100% repeterende, se figur 4.4. Dette stemmer godt overens med temperaturfordelingen, se figur 4.5(h).





Figur 4.5: Temperaturdifferanse mellom innløp og utløp for 8 driftspunkt ved 11D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.

Tidspunkt på dagen	Gjennomsnittlig innløpstemperatur [°C]	Generatoreffekt [MW]
08:00 - 09:00	2,812	100%
09:30 - 10:25	2,505	80%
10:45 - 11:45	2,303	60%
12:00 - 13:00	2,197	50%
13:30 - 14:30	2,235	40%
14:45 - 15:45	2,410	20%
16:30 - 17:30	2,758	40% rep
17:45 - 18:30	3,308	100% rep

Tabell 4.2: Innløpstemperaturen gjennom dagen under målingene tatt ved 11D og tilhørende generatoreffekt der "rep" indikerer repeterende driftspunkt.

4.2 Vektet virkningsgrad

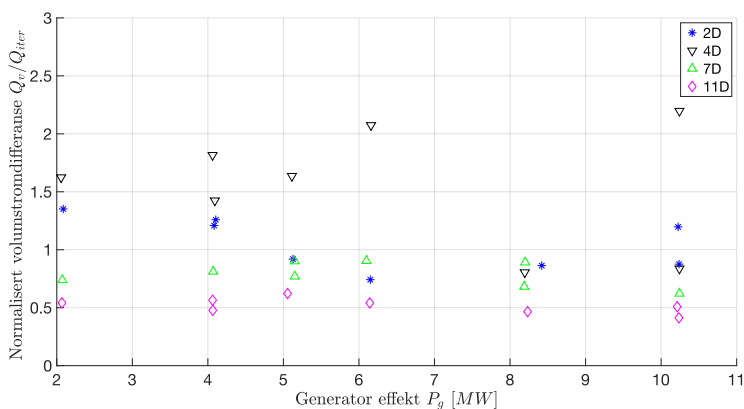
Det optimale er å foreta virkningsgradsmålinger i vannet som strømmer ut fra turbinen, og ikke i det mer stillestående vannet som allerede er i utløpet. Hastighetssensorer plassert i utløpet, vil gi kunnskap om hvordan vannet strømmer. Det vil gi en mer korrekt virkningsgrad dersom områder med mer gjennomstrømning av vann blir vektet tyngre enn mer stillestående områder. Dette delkapittelet sammenligner vektete- og uvektede virkningsgradsresultater.

4.2.1 Volumstrøm

Med en iterativ prosess blir volumstrømmen beregnet, og bestemt av den spesifikke mekaniske energien, vannets tetthet og turbinens effekt. Denne vil videre bli referert til som iterativ-volumstrøm, Q_{iter} . Denne volumstrømmen vil bli en referanse når det undersøkes om hastighetssensorene i avløpet gir tilstrekkelig informasjon om hastighetsfordelingen, og det blir tatt utgangspunkt i at denne er den "faktiske" volumstrømmen. Det er viktig at volumstrømmen basert på hastighetsmålingene, videre referert til som hastighets-volumstrømmen, Q_v , samsvarer med den iterative volumstrømmen. Dersom det skulle være et stort avvik kan det tenkes at områder med betydelig høyere- eller lavere hastighet ikke blir dekket av hastighetssensorene, eller at de tilhørende kontrollflatene burde justeres for å få et mer realistisk bilde.

Figur 4.6 viser den normaliserte differansen mellom disse volumstrømmene for alle driftspunkt ved alle de ulike avstandene. Ved 7D og 11D er hastighets-volumstrømmen

jevnt over lavere enn den iterative volumstrømmen, og det kan konkluderes med at deler i avløpet med høyere hastighet enten blir oversett eller at enkelte kontrollflater burde ha hatt større areal. Motsatt er det for 4D der hastighets-volumstrømmen er for høy. Hastighets-volumstrømmen ved 2D er for høy ved lav last og for lav ved høy last, med unntak av ett av de to repeterende punktene ved fullast. Her vil gjennomsnittet av de to repeterende punktene samsvare med den iterative volumstrømmen. Det kan konkluderes med at hastighetsfordelingen ved 2D og 7D er mer realistisk enn 4D og 11D da disse er nærmere den iterative volumstrømmen, og hastighets-volumstrømmen ikke har større eller mindre avvik enn 50% av iterativ volumstrøm. Dette er fortsatt et betydelig stort avvik, noe som svekker troverdigheten til hastighetsdataene. Hastighetsdataene ble av den grunn ikke brukt til utregning av den spesifikke mekaniske energien for hver punktmåling, men ble brukt til å lokalisere hastigheten, for å på den måten vekte temperaturen tyngre i områder der det sannsynligvis er høyere hastighet.



Figur 4.6: Normalisert differanse mellom volumstrømmen basert på hastighetsdata og iterativ volumstrøm.

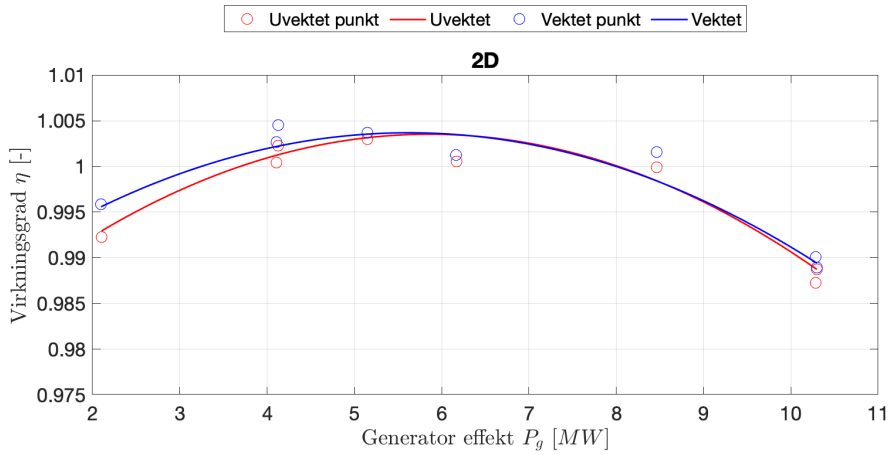
4.2.2 Interpolering

Hver temperatursensor og hastighetssensor ble tilegnet en kontrollflate der temperatur og hastighet i dette punktet representerer hele dens areal. Avstanden mellom sensorerne er ikke konsekvente. For det første er målerammen beregnet for fem temperatur- og hastighetssensorer, og plasseringen i midten ble nedprioritert etter som kun fire sensorer var tilgjengelig. For det andre varierte bredden i avløpet for hver avstand, og fordi sensorerne var fastmontert i rammen medførte dette at de

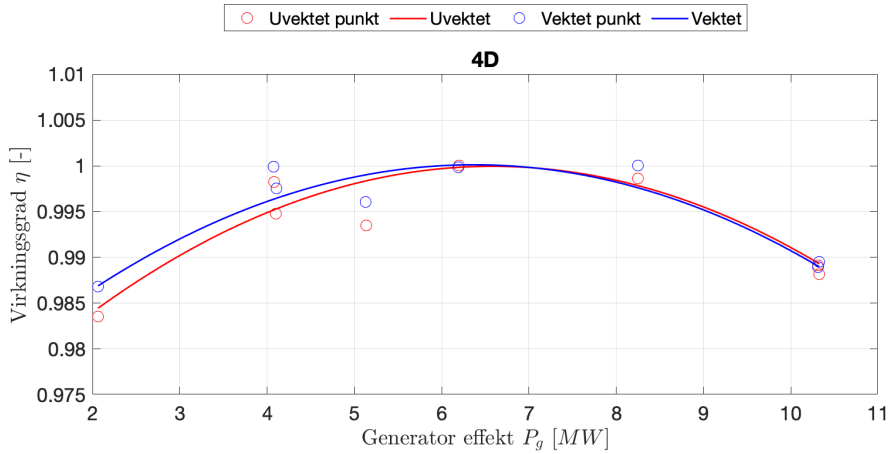
fikk "ny" plassering for hver nye avstand fra turbinen i avløpet. Den opprinnelige planen var å dele avløpet inn i kontrollflater basert på hvor hastighetssensorene var plassert. Dette ville imidlertid ha resultert i svært ulike kontrollflater. Hastighet- og temperatur ble derfor interpolert i bredden, for videre å definere punkt i bredden med lik avstand. På den måten vil hver kontrollflate ha lik bredde. Høyden derimot vil variere noe, siden regulering av rammen ikke ble like nøyaktig. Rammen hadde sitt utgangspunkt i 30cm over bakken, og ble konsekvent justert oppover med 30 cm for hver høyde. Det viste seg senere at høydejusteringen av rammen ikke samkjørte med hvor mye av vaieren som ble surret inn, og jo høyere opp rammen kom jo mindre ble høydereguleringen. Dette kan også ha gitt konsekvenser for beregning av hastighets-volumstrømmen, da enkelte areal ble noe større enn planlagt. Hvordan interpoleringskurven er i forhold til de målte verdiene kan sees i appediks E.

4.2.3 Sammenligning av vektet- og uvektet virkningsgrad

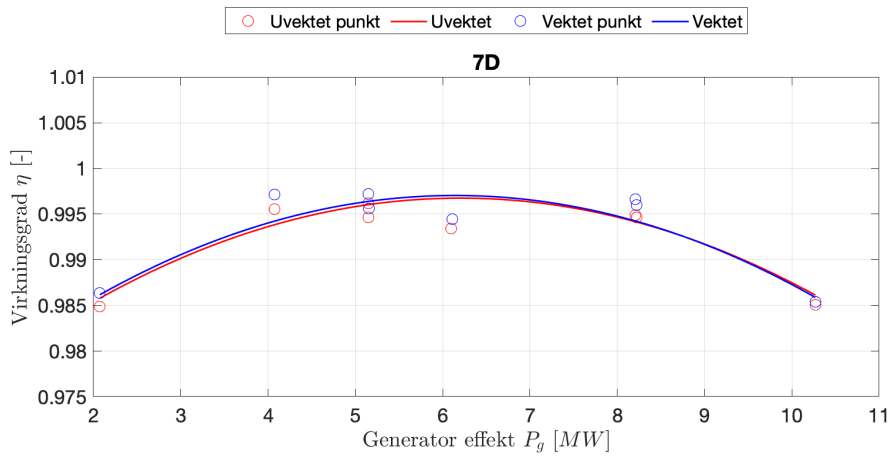
Figur 4.7 viser sammenligning av vektet- og uvektet virkningsgrad for alle avstandene i utløpet. Generelt har vektning liten betydning for virkningsgraden, og med unntak av 11D har vektning mindre å si med økende avstand til turbinen. Vektning har minst effekt for 7D, der den maksimale økningen av virkningsgraden er på 0,06%. For 2D og 4D er den vektete virkningsgraden jevnt over bedre, spesielt ved lav last og opp til 60%, hvor de største forskjellene er henholdsvis 0,24% og 0,21% økning. På last over 60% er virkningsgradene mer sammenfallende. Ved 11D er den største endringen på fullast, med en økning på 0,18%. Det at det blir mindre forskjell mellom vektet- og uvektet virkningsgrad lenger ned i utløpet kan tyde på at vannet blir gradvis mer blandet og får en jevnere temperaturfordeling. Det er vanskelig å si om denne treden ville ha fortsatt til 11D om det ikke hadde vært for svingen og bjelkestengselet, som potensielt kan ha forårsaket henholdsvis endring i strømmretning og redusert gjennomstrømning av vannet på bunnen. De uvektede resultatene viser at 2D ligger utenfor usikkerhetsområde både ved 20% - og 50% last, mens for de vektete resultatene ligger 2D innenfor usikkerheten også ved 50% last. Resultatene kan derfor tyde på at målinger bør vektes dersom de skal utføres nærmere turbinen enn hva standarden anbefaler. Figur 4.8 viser de normaliserte vektete virkningsgradsresultatene for alle avstandene i samme plot.



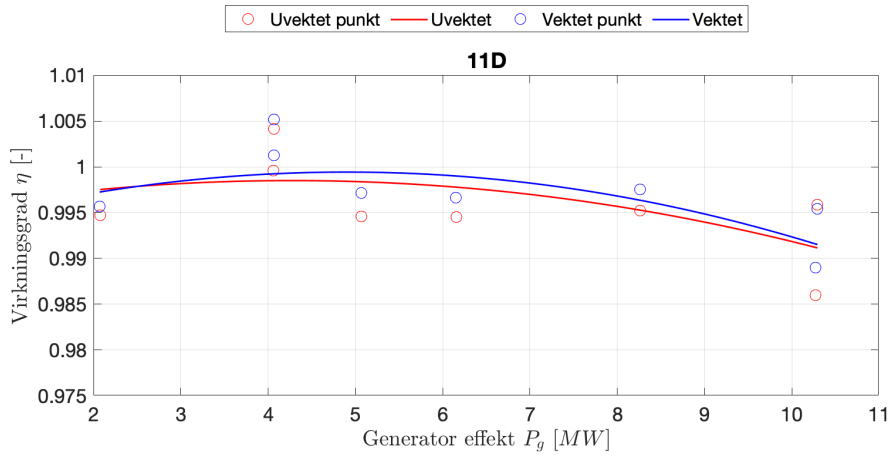
(a) Sammenligning av vektet- og uvektet virkningsgrad ved 2D



(b) Sammenligning av vektet- og uvektet virkningsgrad ved 4D

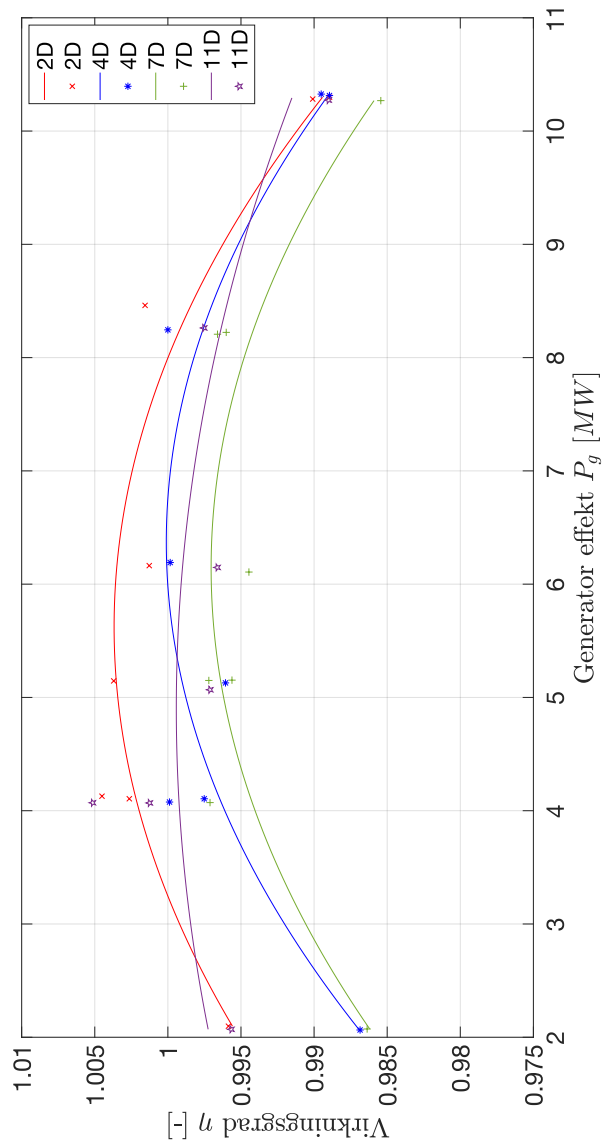


(c) Sammenligning av vektet- og uvektet virkningsgrad ved 7D



(d) Sammenligning av vektet- og uvektet virkningsgrad ved 11D

Figur 4.7: Sammenligning av normalisert vektet- og uvektet virkningsgrad for alle avstandene



Figur 4.8: Resultatene av normalisert vektet virkningsgrad for alle avstandene.

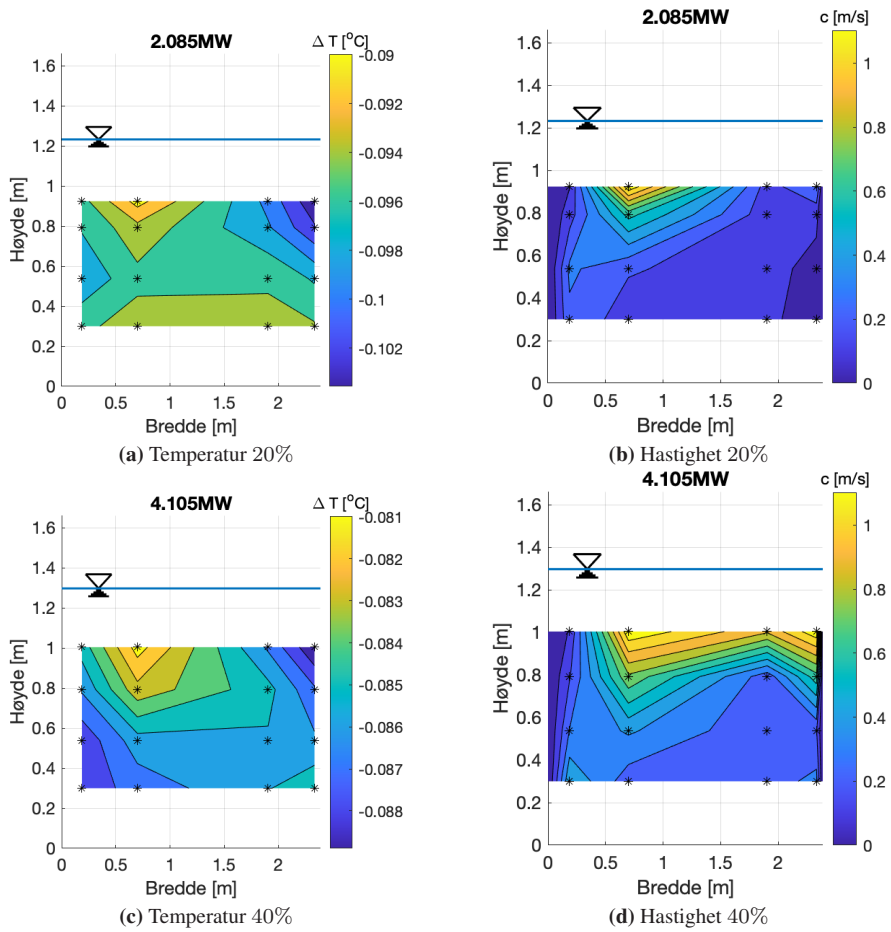
4.3 Hastighets- og temperaturfordeling

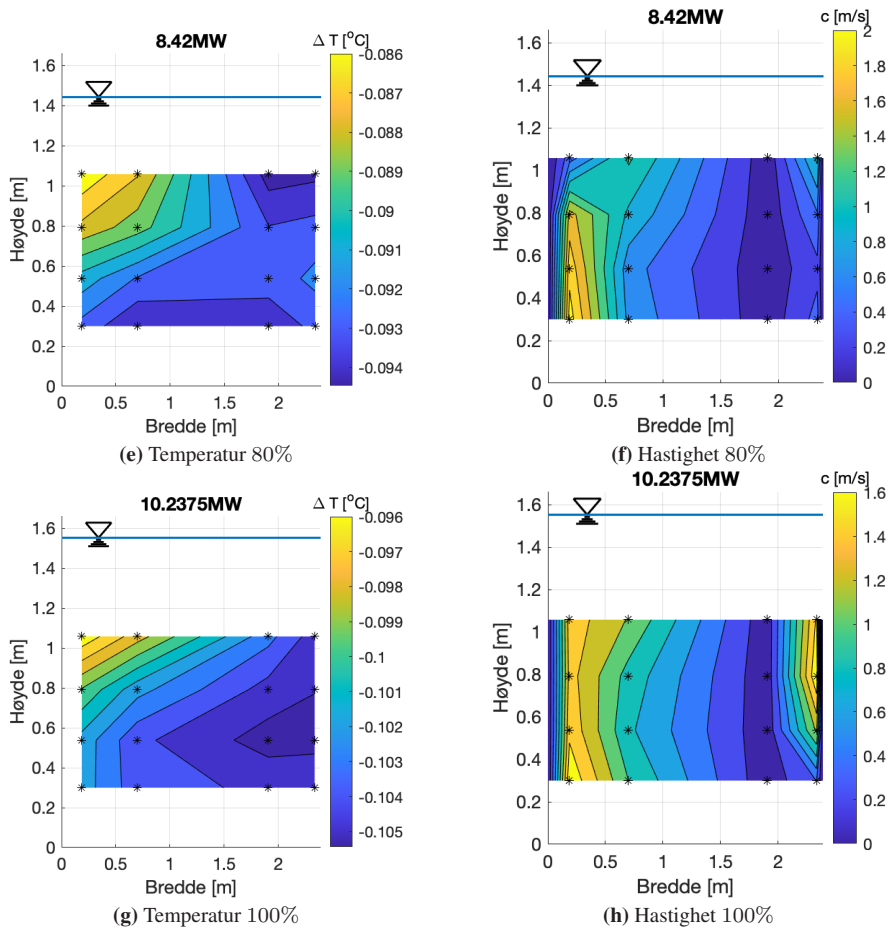
I dette delkapittelet redgjøres det for energifordelingen i utløpet, og hvordan dette endres med avstand fra turbinen. Andre studier har vist at Pelton turbiner med vertikal aksling har større variasjon med tanke på hastighet og temperatur i bredden enn Pelton turbiner med horisontal aksling [4]. Dette vil avhengige av hvor langt nedstrøms for turbinen man måler.

I dette kapitlet presenteres temperatur- og hastighetsfordeling for henholdsvis 20, 40, 80 og 100 prosent av fulllast. På grunn av små nyanser i temperatur og hastighet, er hver av de skalert i forhold til seg selv for å tydeliggjøre variasjonen. Virkningsgraden er også regnet ut for hver høyde og hver bredde, og presentert normalisert til høyest målte virkningsgrad ved 4D. De ujusterte resultatene blir presentert for å få fram alle punktmålingene i alle høyder og bredder.

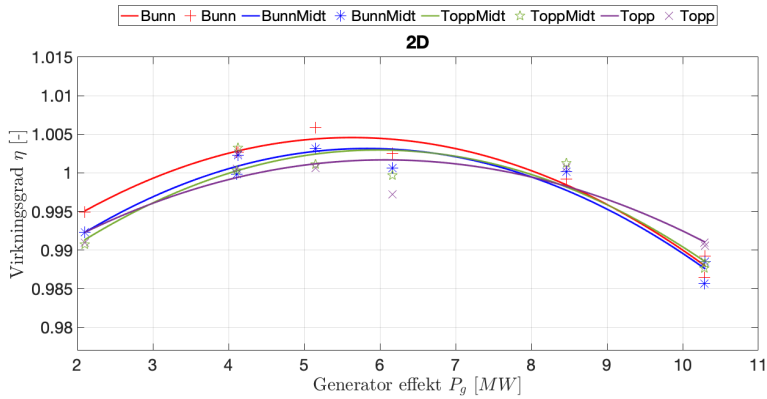
4.3.1 Hastighets- og temperaturfordeling i utløpet ved 2D

Målinger ved 2D er nærmere turbinen enn hva IEC41 anbefaler. Bakgrunnen for IEC41-standardens minsteavstand på 4 turbindiametere er fare for luftbobler og at vannet ikke har blandet seg tilstrekkelig nærmere turbinen enn dette. Luftbobler bør unngås ettersom luften sannsynligvis vil ha høyere temperatur enn vannet, noe som kan medføre feilaktige målinger av vanntemperaturen. Figur 4.10 presenterer virkningsgradskurvene for hver høyde og bredde. Det er avvik mellom virkningsgradskurvene for både de ulike høydene og breddene, og det kan på grunnlag av dette konkluderes med at det er betydelig energivariasjon i utløpet ved 2D. Det kan imidlertid observeres at høy last gir større variasjon i bredden enn i høyden. Dette er observert særlig ved 80% last hvor virkningsgradskurvene for hver høyde samsvarer med hverandre. Figur 4.9 viser temperatur- og hastighetsfordelingen, der det ved høy last ses en tydelig variasjon i bredden, hvor både hastigheten og det mer kjølige vannet (mindre temperaturredifferanse over turbinen) ligger lenger mot venstre. Dette kan komme av at vannhullet ved høyere last vil ha høyere rotasjonshastighet, og at sentrifugalkreftene som virker på vannet blir større. Det er rimelig å anta at vannet av den grunn vil forlate skovlene senere enn tilfellet ved lavere last, der vannet havner mer mot midten og det generelt er større variasjon i både høyden og i bredden.

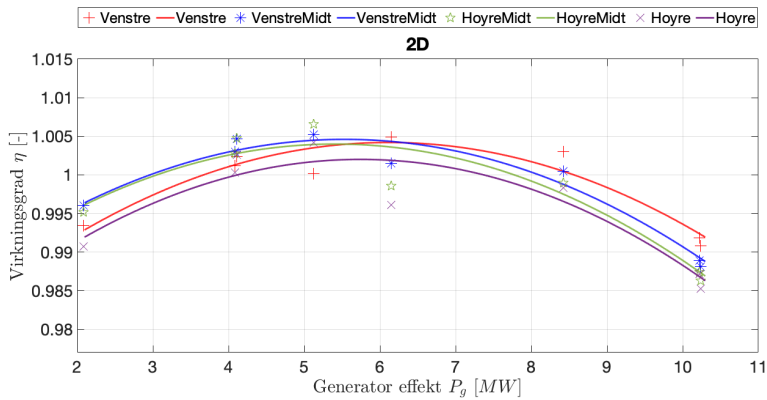




Figur 4.9: Hastighet-og temperaturfordeling i utløpet for 4 driftspunkt ved 2D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.



(a) Normalisert virkningsgrad for de ulike høydene ved 2D.



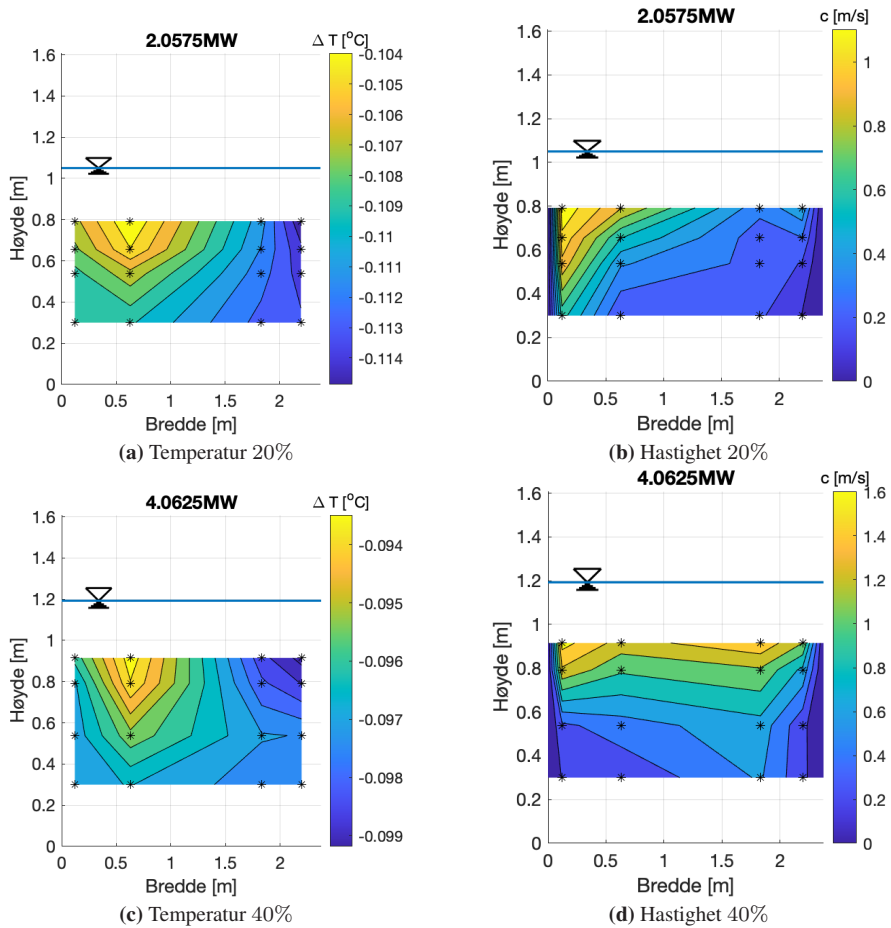
(b) Normalisert virkningsgrad for de ulike breddene ved 2D.

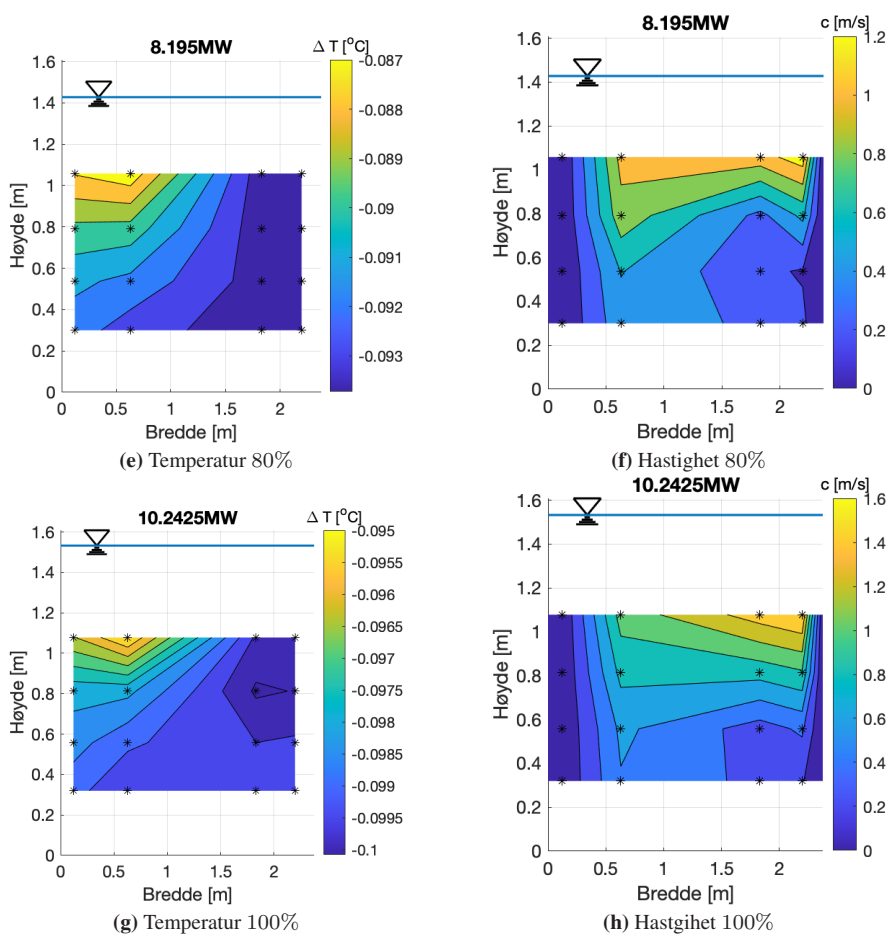
Figur 4.10: Normalisert uvektet virkningsgrad for høydene og breddene ved 2D.

4.3.2 Hastighets- og temperaturfordeling i utløpet ved 4D

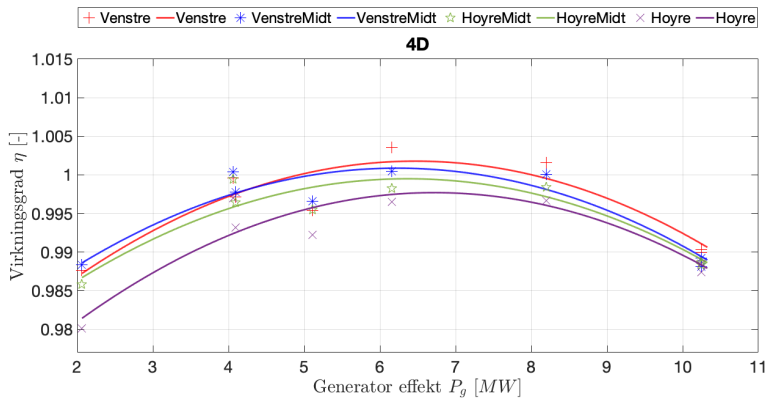
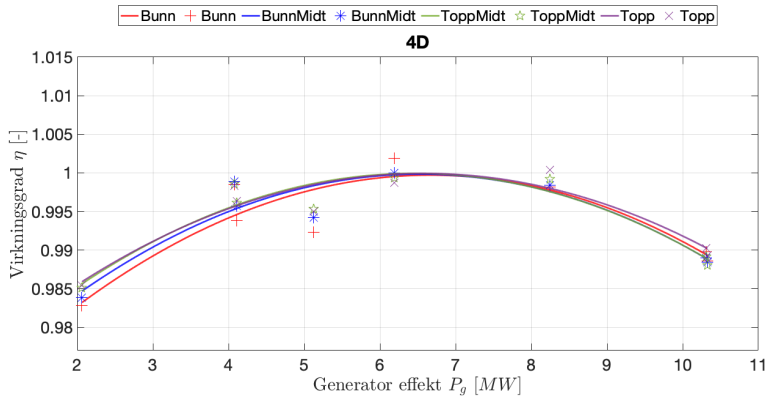
4D er den korteste avstanden fra turbinen som IEC41 anbefaler for virkningsgradsmålinger. Resultatene viser at vannet har blandet seg mer enn tilfellet er ved 2D. Det er likevel slik at vannet med lavere temperaturredifferanse holder seg lengst mot venstre, slik som ved 2D. Dette gjelder også for hastigheten fram til fullast hvor det blir høyere hastighet mot midten, se figur 4.11. Større variasjon i bredden enn i høyden for vertikal aksling kan ved denne avstanden bekrefte av resultatene i

figur 4.12. Selv om vannet har en tendens til å legge seg til venstre, har det i følge resultatene blandet seg mer i høyden.





Figur 4.11: Hastighet-og temperaturfordeling i utløpet for 4 driftspunkt ved 4D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.

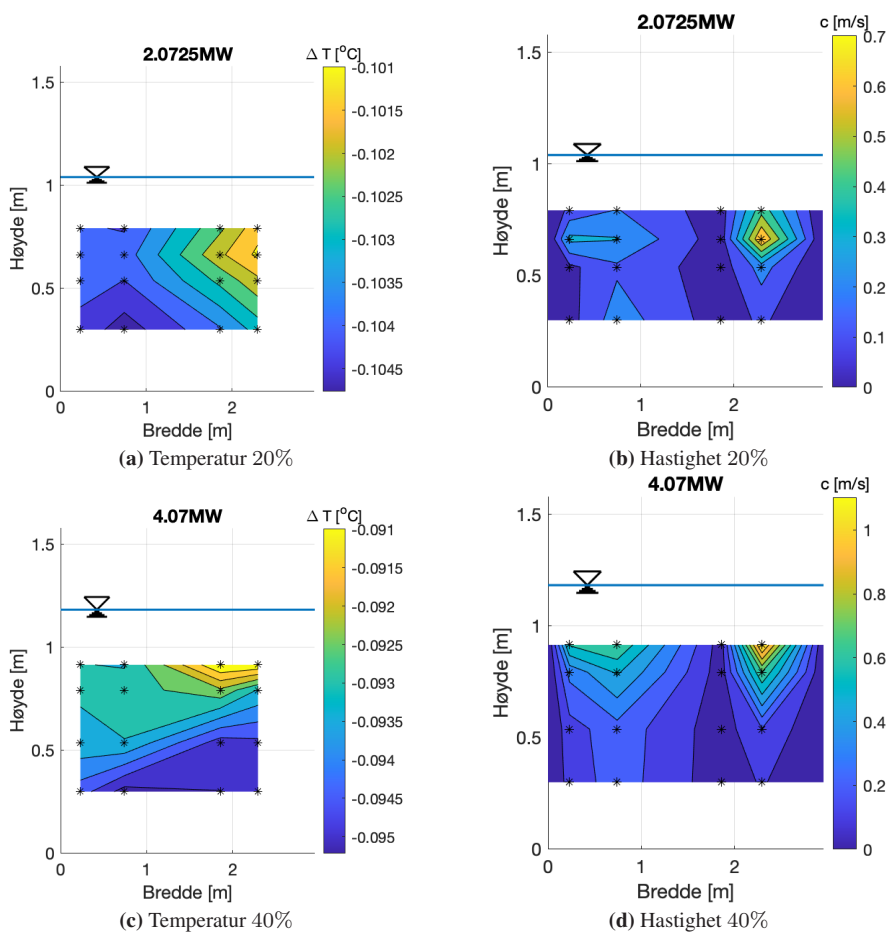


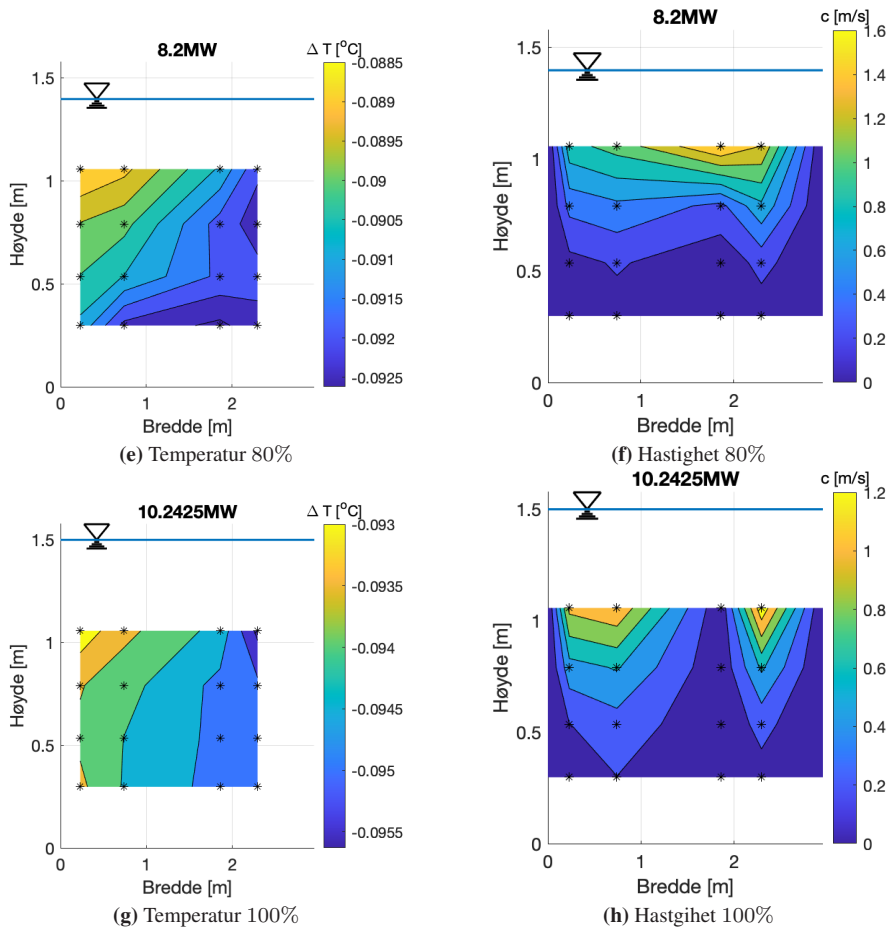
Figur 4.12: Normalisert uvektet virkningsgrad for høydene og breddene ved 4D

4.3.3 Hastighets- og temperaturfordeling i utløpet ved 7D

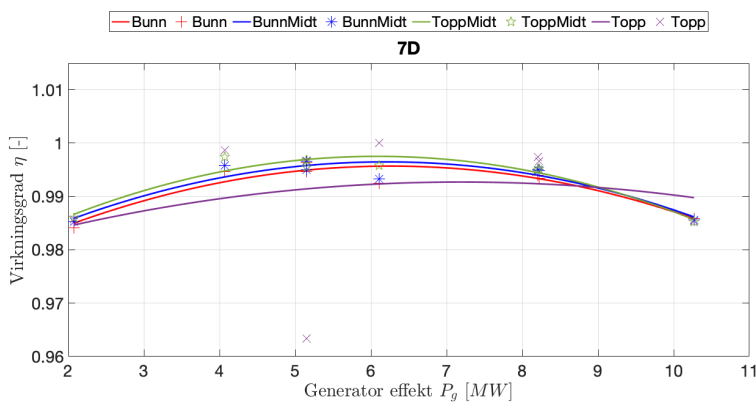
Målingene ved 7D er også innenfor kravet om hvor IEC41 anbefaler å ta virkningsgradsmålinger i utløpet. Ved denne avstanden er det rimelig å anta at vannet har blandet seg enda mer enn ved 4D. Ved 50% last ble deler av målerammen til høyre liggende i skumlaget ved øverste høyde, noe som de justerte resultatene tar hensyn til (se figur 4.2(c)). For å dokumentere hva som skjer i avløpet ved alle høyder, men også for å vise hvor viktig det er å unngå skumlag, er alle målepunktene tatt med

i figur 4.14. Her fremkommer det at virkningsgraden ved øverste høyde er betydelig dårligere. Dette sees også i virkningsgradskurven som representerer målingene på høyreside, der skumlaget var. Utover dette er det ganske like variasjoner i virkningsgraden i bredden og i høyden. Det kan derfor konkluderes med at det er en jevnere energifordeling ved denne avstanden, og at vannet har blandet seg mer enn ved 2D og 4D.

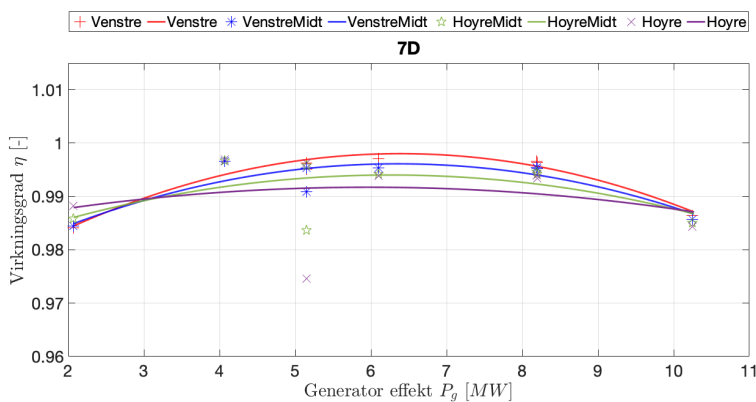




Figur 4.13: Hastighet- og temperaturfordeling i utløpet for 4 driftspunkt ved 7D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.



(a) Normalisert virkningsgrad for de ulike høydene ved 7D

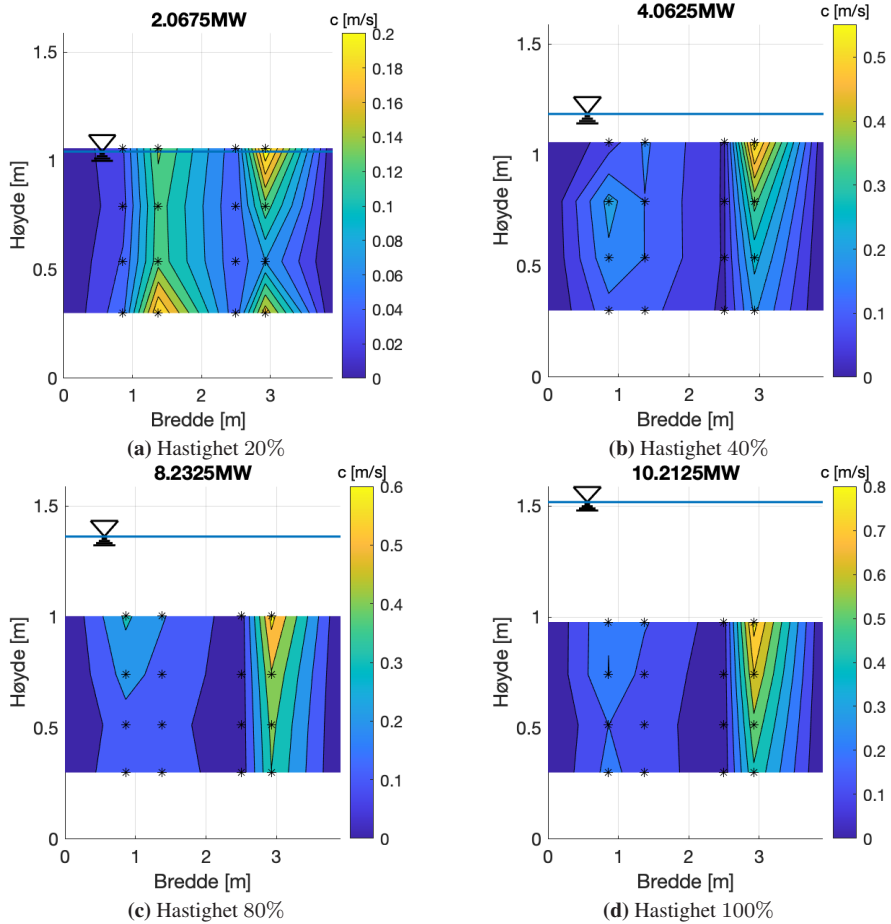


(b) Normalisert virkningsgrad for de ulike breddene ved 7D

Figur 4.14: Normalisert uvektet virkningsgrad for høydene og breddene ved 7D

4.3.4 Hastighets- og temperaturfordeling i utløpet ved 11D

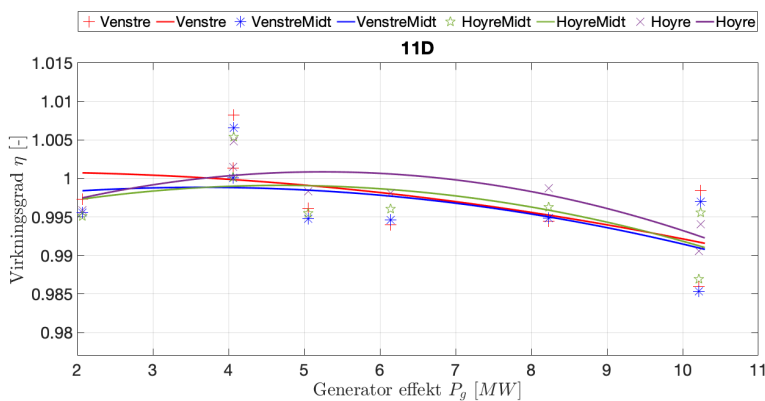
Målingene ved 11D er utenfor IEC41-standardens grenser for utløp virkningsgradsmålinger bør tas. Grunnet spesielle forhold ved kraftverket i nærheten av 11D, og enkelte resultater som avviker fra det som kunne forventes, er resultatene for 11D analysert grundigere enn de øvrige avstandene, se delkapittel 4.1.1. Det vil av den grunn kun bli gitt en presentasjon av hastighetsfordelingen og av hvordan virkningsgraden varierer i bredden her.



Figur 4.15: Hastighetsfordeling i utløpet for 4 driftspunkt ved 11D. De svarte stjernene viser til plassering av temperatursensorene.

Hastighetsfordelingen samsvarer med temperaturfordelingen som vises i figur 4.5. Resultatene tyder på at svingen i utløpet tvinger vannet mer ut i yttersvingen, og at denne effekten er større ved høyere hastighet, se figur 4.15. Dette sees også i figur 4.16 og 4.4. Variasjonen i bredden og høyden er ganske jevn, med unntak av fullast, der større variasjon i bredden er et resultat av at vannet får betydelig høyere hastighet til venstre. Fra hastighetfordelingen kunne det vært rimelig å anta at dette skulle gitt større utslag på virkningsgradskurvene i bredden, men temperaturfor-

delingen er jevn til tross for svingen. Ved jevnere temperaturfordeling i avløpet, vil virkningsgradskurven variere lite avhengig av hvor målingene blir tatt.



Figur 4.16: Normalisert uvektet virkningsgrad for breddene ved 11D

4.4 Varmepåvirkning fra omgivelsene

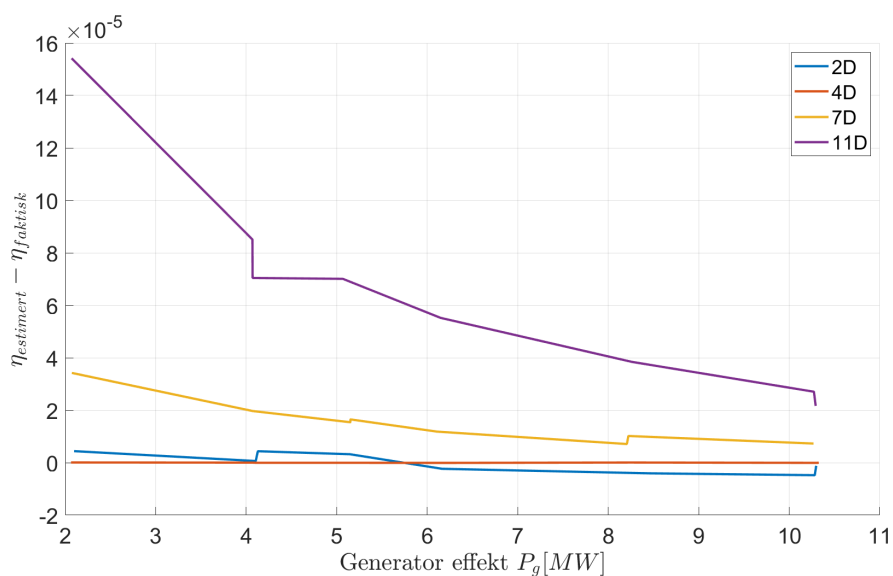
Hovedbegrunnelsen for kravet om å ikke måle lenger nedstrøms for turbinen enn 10 turbindiameterer er for å unngå varmpåvirkning med omgivelsene. Ved de gjennomførte målingene holdt vannet til en hver tid lavere temperatur enn de fysiske omgivelsene (betong/fjellvegg). Når omgivelsene har høyere temperatur enn vannet, kan omgivelsene potensielt tilføre vannet varme. Under virkningsgradsmålinger ønskes det kun å måle temperaturøkning som skyldes tap av nyttbar energi over turbinen.

I denne oppgaven er det forsøkt å isolere varmeeffekten som skyldes varmpåvirkning fra omgivelsene i utløpet for å skille den fra den øvre temperaturen. Varmeeffekten kan skyldes enten varmlledning, stråling og konveksjon. I denne oppgaven vil det kun være de to første som blir undersøkt.

Metoden som er valgt for å gjøre dette er å sette 4D som referanseposisjon, fordi det er nærmeste avstand til turbinen, og som også er innenfor IEC41-standarden. Temperaturøkningen som vannet har fått fra omgivelsene fra 4D til avstanden som blir betraktet blir trukket fra temperaturen som faktisk er målt ved denne avstanden, og for 2D sitt vedkommende lagt til, for å se hva temperaturen hadde vært ved denne avstanden uten/med denne påvirkningen. Det ble så beregnet en ny virkningsgrad som er basert på nye temperaturen.

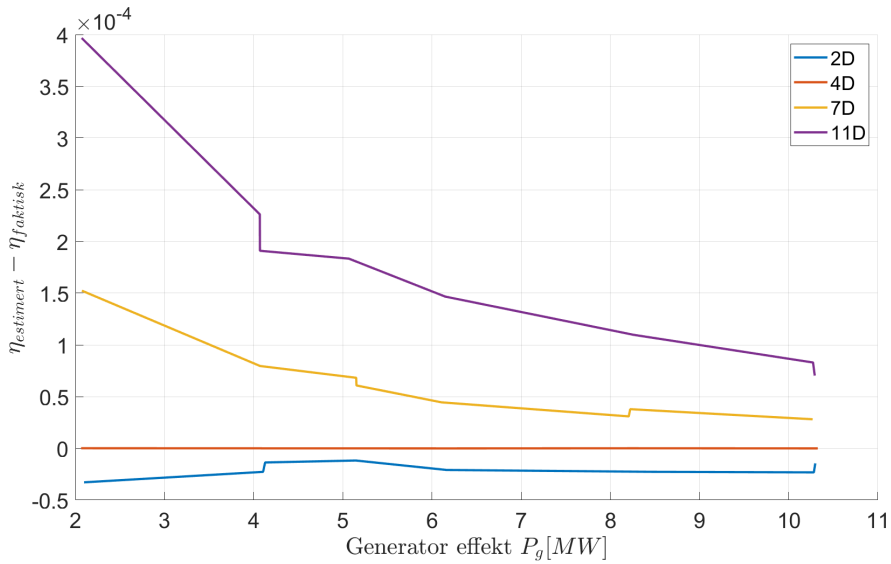
Figur 4.17 viser differansen mellom den estimerte virkningsgraden (der strålingseffekten er tatt hensyn til) og den faktiske virkningsgraden for de ulike avstandene. Man kan observere at ved høyere driftspunkt vil strålingseffekten gå ned. Ved høyere driftspunkt vil det være mer vann i avløpet med høyere hastighet ettersom det vil være en større volumstrøm. Det er logisk at strålingseffekten vil være mindre når det både er mer vann å varme opp og vannet har høyere hastighet. Det er også som forventet at det vil være en større påvirkning for 11D enn for 7D, ettersom vannet har vært eksponert for varmeoverføring over en lengre strekning. Den største påvirkningen som kan sees ved 11D er likevel ikke mer enn en forbedring i virkningsgraden på 0,005 %. Det er derfor rimelig å anta at strålingseffekten ikke bør være en grunn til å unngå målinger ved 11D. Det skal likevel sies at beregningene er basert på en forenklet analytisk modell.

Tilsvarende gjelder for 2D, men siden 2D ligger oppstrøms for 4D og vi følger vannet fra 2D til 4D vil den estimerte virkningsgraden i dette tilfelle få et strålingsbidrag. For 2D skulle en tro at at linjen ville ligge konsekvent under null, og det er vanskelig å si hva som gjør at den innledningsvis ligger noe over. Ved beregning av den estimerte virkningsgraden ble det for trykk-, kinetisk og termiske energi tatt et gjennomsnitt av alle punktmålinger før virkningsgraden ble beregnet, mens for den faktiske virkningsgraden er virkningsgraden beregnet for hver punktmåling og deretter tatt gjennomsnittet. Dette skal imidlertid ha lite å si, men det kan være en mulig forklaring. Ettersom motivasjonen for å se på varmpåvirkning fra omgivelsene er for å kunne ta målinger lenger unna vil endringen mellom 2D og 4D være av mindre interesse. Grunnen til at det er enkelte hopp i grafen kommer av at det ved disse driftspunktene er repeterende målinger.

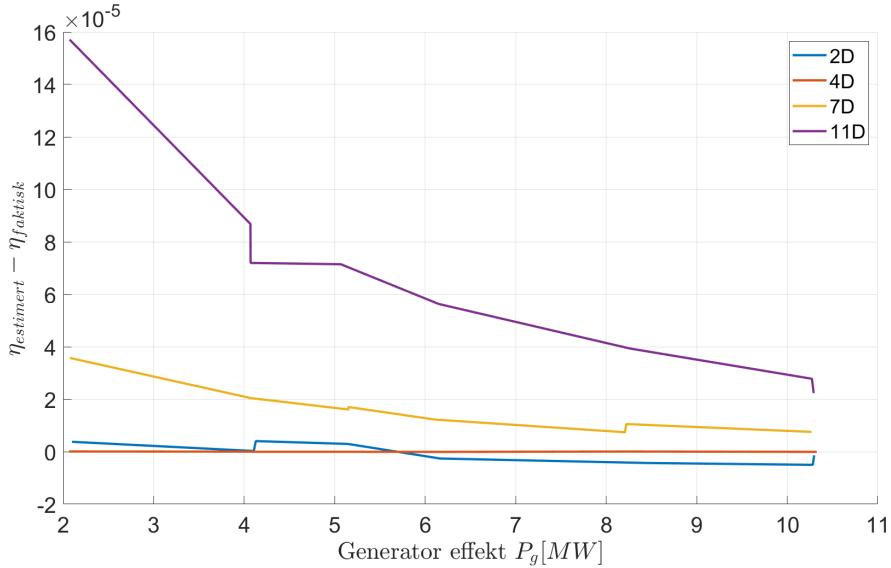


Figur 4.17: Endring i virkningsgrad uten strålingseffekt med 4D som referansestart

Hvor stor effekt varmeledning kan ha er avhengig av hvor lenge anlegget har stått på. Jo lenger tid det er vann i utløpet jo mer vil vannets og fjellveggenes temperatur samsvare. Denne temperaturen vil med tiden strekke seg stadig lenger inn i fjellet. Figur 4.18 viser differansen mellom den estimerte virkningsgraden (der varmeledning er tatt hensyn til) og den faktiske virkningsgraden for de ulike avstandene ved ulik last dersom anlegget både har vært på i 10 sekunder og i en måned. Både varmeledning og strålingseffekt viser samme trend, der effekten synker ved høyere driftspunkt. Dersom anlegget hadde stått på i en 1mnd er varmepåvirkningen nøyaktig lik strålingseffekten.



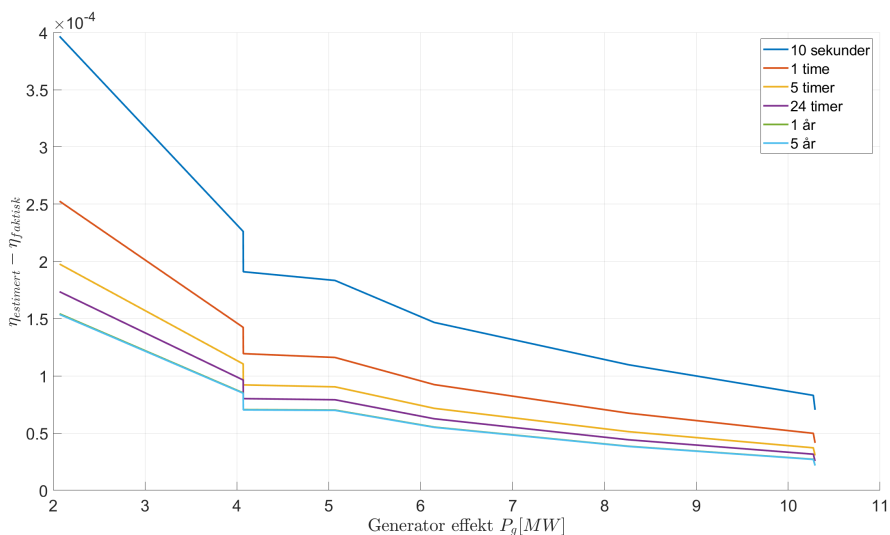
(a) Hvor mye varmeledning det hadde vært fra fjellvegget dersom anlegget hadde vært på i 10 sekunder.



(b) Hvor mye varmeledning det hadde vært fra fjellvegget dersom anlegget hadde vært på i en måned.

Figur 4.18: Endring i virkningsgrad uten varmeledning med 4D som referansestart

Dersom anlegget har stått på i 10 sekunder vil det være en maksimal økning i virkningsgraden ved 11D på 0,04%. Ettersom tilfellet ved 11D er av størst interesse, viser figur 4.19 hvordan varmeledningseffekten utvikler seg over tid. Det kan observeres at denne effekten stagnerer med en økning i virkningsgraden på 0,015% ved 1 år.



Figur 4.19: Endring i virkningsgrad uten varmeledning ved 11D over tid med 4D som referanse

Dersom man trekker fra temperaturøkningen som var resultat av stråling og varmeledning, så oppnås en økning i virkningsgraden på maksimalt 0,045 % ved 11D. Det kan konkluderes med at dette utgjør ubetydelig forskjell. Det må nevnes at turbinens volumstrøm har blitt brukt ved utregning av både strålingseffekt og varmeledningseffekt. Hastigheten vil imidlertid variere i avløpet, så en svakhet er at denne variasjonen ikke har kommet med. Det vil også være mer eksponerte områder i avløpet med lavere hastighet. Av den grunn kan måling av hastigheten samt vektning av temperaturen, potensielt være gunstig dersom det er nødvendig å ta målinger lenger unna enn IEC41 anbefalinger.

Kapittel 5

Konklusjon

Det er gjennomført virkningsgradmålinger ved Grunnåi kraftverk med fokus på energifordelingen i avløpet. Den termodynamiske målemetoden er benyttet med særlig fokus på energifordeling. Det er analysert om det er forsvarlig å utføre målinger i avløpet utenfor anbefalingene satt av IEC41 til 4-10 turbindiametere nedstrøms for turbinen. Det ble tatt målinger 2, 4, 7 og 11 turbindiametere nedstrøms for turbinen. Den ytre IEC41-grensen er satt for å unngå at varmeoverføring med omgivelsene påvirker virkningsgradmålingene, og det er derfor undersøkt hvor stor innflytelse ulike varmefenomener har i utløpet.

Det er også tatt hensyn til at den spesifikke mekaniske energien endrer seg fra punkt til punkt i tversnittet. Dette ble gjort ved å dele avløpet inn i totalt seksten kontrollflater, der en temperatur- og en hastighetssensor er sentrert i midten. Gjennomsnittstemperaturen er på den måten beregnet på en mer nøyaktig måte hvor områder med større hastighet er vektet tyngre enn områder med lavere hastighet.

BEP ligger ofte rundt 80% av maks last, men i denne oppgaven har alle avstandene en BEP på 40% - 60%. Hvor mange dyser som benyttes og deres dyseåpning påvirker hvordan vannet treffer skovlene, og har innvirkning på løpehulets ytelse. Det kan tenkes at dysekombinasjonen på lavere last har gitt bedre strømningsforhold, men dyseåpningene ble ikke notert under målingene, så dette kan ikke fastslås. Den absolutte måleusikkerhet er på mellom 0,69% og 0,7%. Ved å benytte 4D og 7D som referanse, ligger 2D innenfor usikkerheten på de fleste driftspunkt med unntak av 20% og 50% av maks last, mens 11D kun ligger utenfor usikkerheten ved 20% av maks last. For de vektete resultatene er 2D også innenfor usikkerheten på 50% av maks last.

Volumstrømmen basert på hastighetssensorene i avløpet viser relativt store avvik fra volumstrømmen beregnet iterativt, som kan antas å være ganske nøyaktig. Dette svekker troverdighet til hastighetssensorene, men kan også komme av at enkelte

kontrollflater ufrivillig ble justert ulikt ettersom det var vanskelig å heve målerammen nøyaktig likt for hver høyde. Det kan også tenkes at det ikke var nok sensorer i avløpet for å plukke opp all nødvendig informasjon. Hastighetsmålingene ble derfor ikke benyttet ved utregning av virkningsgraden, men ble imidlertid benyttet for å vekte temperaturen etter hvor det potensielt var større gjennomstrømning av vann. Sammenligningen av vektete- og uvektede resultater viste, med unntak av 11D, at vekting har mindre effekt lenger ned i avløpet. Dette kan forklares med at vannet blir mer blandet, og ved 7D utgjorde vekting ubetydelig forskjell med den største økningen i virkningsgrad på 0,06%. Ved 2D derimot var den største forskjellen en endring på 0,24%. Dette tyder på at målinger nærmere enn IEC41-anbefalingene burde bli vektet og tilegnet en større usikkerhet ved lav last. En forklaring på at vekting utgjør en forskjell ved 11D kan komme av en sving i utløpet som fører til mindre uniform hastighetsfordeling, som kan ha resultert i en mindre uniform energifordeling. Det ble observert høyere temperatur på bunnen av avløpet enn på toppen ved 11D. En forklaring kan være bjelkestengselet, som skulle sørge for at vannivået ikke ble lavere enn 1 meter, som kan ha hindret tilstrekkelig gjennomstrømning av vann på bunnen. Virkningsgraden ved 11D viser tydelig avvik fra de andre avstandene, og kan av den grunn indikere at det er noe galt med målingene. Det kan tenkes at uten svingen og bjelkestengselet ville vekting utgjort en ubetydelig forskjell og ført til at målingene hadde vært innenfor usikkerheten også ved driftspunktet på 20%, og slik ført til at 11D hadde vist en trend som samsvarte mer med de andre avstandene.

Ettersom fjell- og betongveggen er av høyere temperatur enn vannet, kan disse potensielt gi fra seg varme til vannet og påvirke de resulterende virkningsgradsmålingene. Dette er hovedargumentet til hvorfor ikke målingene skal tas for langt unna. Dette kunne vært en forklaring på hvorfor trenden, med unntak av 11D, er at virkningsgraden blir dårligere lenger ned i utløpet. Resultatene viser imidlertid at varmeledning- og strålingseffekten tilfører vannet svært lite varme, og at virkningsgraden ved 11D hadde fått en maksimal økning på 0,045% om denne temperaturrendringen hadde blitt tatt hensyn til. Dette kan indikere at varmeoverføring fra omgivelsene er neglisjerbar selv ved denne avstanden.

Kapittel 6

Videre arbeid

For at hastighetssensorene skal gi en korrekt hastighetfordeling, må volumstrømmen basert på disse samsvare med den iterative volumstrømmen. Både det at målerammen ikke var designet for helt lik avstand mellom sensorene og veggen, og at den heller ikke kunne justeres etter ulike bredder i avløpet, ble ikke kontrollflatene helt identiske. I videre arbeid bør det bli tatt mål av avløpet på forhånd og laget en måleramme som er designet for å gi mest mulig like kontrollflater, for å få en mer nøyaktig volumstrømmen. Om dette ikke skulle hjelpe kunne det vært mulig å undersøkt korreksjonsfaktorer eller sett på om kontrollflatene kunne blitt justert helt til den tilnærmet seg mot den iterative volumstrømmen. Mekanismen for å heve og senke målerammen mer nøyaktig bør også forbedres.

Selvom det ble konkludert med at varmelednings- og strålingseffekten ikke var av betydning ved en avstand 11 turbindiameterer nedstrøms turbinen, kunne det vært interessant å ta nye målinger ved denne avstanden. Til tross for at de fleste driftpunkt var innenfor usikkerheten ved å sammenligne med de godkjente avstandene, var det oppsamling av vann foran bjelkestengslet som bidro til en mindre troverdig virkningsgrad ved denne plasseringen. Det er tydelig at de andre avstandene følger en trend, nemlig at virkningsgraden blir dårligere lenger ned i utløpet, og det kunne vært interessant å sett på om denne treden stemte ved 11D uten bjelkestengslet. Det kunne vært nyttig å benytte numerisk strømnings beregning for å undersøke varmefenomene, og sett om det samsvarer med den analytiske løsningen. Om disse skulle samsvart ville det være interessant å undersøkt hva som da er grunnen til at virkningsgraden blir dårligere lenger nedstrøms for turbinen til tross for varmepåvirkning med omgivelsene ikke er en faktor.

Ettersom BEP er ved lavere driftspunkt ved alle tverrsnitt enn hva som ofte er tilfelle, kunne det være interessant å undersøke dyseåpningenes effekt for å undersøke om hvilke dysekombinasjoner som gir de beste strømningforholdene, og

hvordan dette påvirker virkningsgraden.

Referanser

- [1] IEC41, 1991, *Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*, International Electrotechnical Commission.
- [2] “Fakta om HydroCen,” accessed 2021-11-22, <https://www.ntnu.no/hydrocen/fakta-om-hydrocen>
- [3] “Peltonturbin Prototyp virkningsgradsmålinger,” accessed 2021-11-22, <https://www.ntnu.no/hydrocen/peltonturbin-virkningsgradsmalinger>
- [4] Hulaas, H., Nilsen, E., and Vinnogg, L., 2008, “Thermodynamic Efficiency Measurements of Pelton Turbines. Experience from Investigation of Energy/Temperature Distribution in the Discharge Canal Measuring Section.” *The 7th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements, September 2008*, p. 11.
- [5] Bryhni, M. S. T. and Dahlhaug, P. D. O. G., “Multipoint Thermodynamic Measurements—A Statistical Approach to Uncertainty Levels,” .
- [6] Høydal, A., 2011, “Virkningsgradsmåling av en høytrykks Francis turbin,” Master’s thesis, Institutt for energi-og prosesssteknikk, NTNU.
- [7] Lunder, I., 2021, “Plan for virkningsgradsmalinger ved Grunnai kraftverk og rapport fra utførte malinger ved Steindal kraftverk,” Master’s thesis, Institutt for energi-og prosesssteknikk, NTNU.
- [8] “Grunnåi,” accessed 2021-11-24, <https://www.skagerakkraft.no/grunnai/category1388.html>

- [9] Kjølle, A., 2003, *Hydraulisk måleteknikk*, Vannkraftlaboratoriet, NTNU, Grunnleggende prinsipper og målemetoder.
- [10] Beard, P. F., Povey, T., and Chana, K. S., 2009, “Turbine efficiency measurement system for the QinetiQ Turbine Test Facility,” *Journal of Turbomachinery*, **132**(1), 011002, https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article-pdf/132/1/011002/6676695/011002_1.pdf.
- [11] H.S Carslaw, J. J., 1986, *Conduction of Heat in Solids*, oxford science publications, 2nd edition.
- [12] Kuhn, L. W., 2021, “Måling av den termodynamiske virkningsgraden til Steindal kraftverk,” Tech. rep., NTNU.
- [13] Kverno, J. O. and Ulvan, V. S., 2018, “Pressure pulsations and thermodynamic efficiency measurements at Smeland power plant,” Master’s thesis, NTNU.

Vedlegg

Kalibrering

CALIBRATION REPORT

CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Ingvild og Karl
Type/Producer: pressure
SN:
Range: 0-50 bar
Unit: kPa

CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: DW tester P3223-1
SN: 66256
Uncertainty [%]: 0,010

POLY FIT EQUATION:

$Y = 625,77 * X - 1255,81$

CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0.0103 [%]
Max Uncertainty : 0.422 [kPa]
RSQ : 0,99
Calibration points : 28

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

Ingvild og Karl

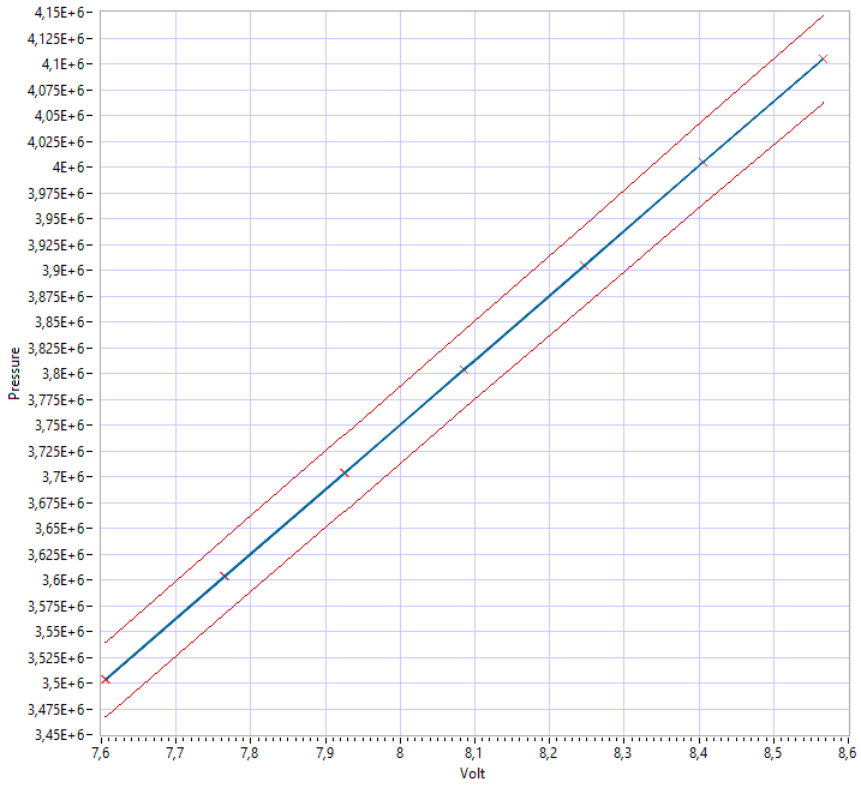
CALIBRATION REPORT

CALIBRATION VALUES

<u>Value [kPa]</u>	<u>Voltage [V]</u>	<u>Best linear fit [kPa]</u>	<u>Deviation [kPa]</u>	<u>Total uncertainty [%]</u>	<u>Total uncertainty [kPa]</u>
3503,518	7,605	3513,391	-9,873	0,010	0,364
3603,668	7,765	3610,948	-7,280	0,010	0,366
3703,817	7,925	3709,168	-5,351	0,010	0,372
3803,967	8,085	3807,404	-3,437	0,010	0,380
3904,117	8,246	3905,550	-1,433	0,010	0,392
4004,266	8,406	4003,656	0,611	0,010	0,406
4104,416	8,566	4101,637	2,779	0,010	0,422
4104,416	8,566	4101,628	2,788	0,010	0,422
4004,266	8,406	4003,627	0,639	0,010	0,406
3904,117	8,246	3905,589	-1,472	0,010	0,392
3803,967	8,086	3807,640	-3,673	0,010	0,381
3703,817	7,926	3709,522	-5,704	0,010	0,372
3603,668	7,766	3611,558	-7,891	0,010	0,366
3503,518	7,606	3513,701	-10,183	0,010	0,364
3503,518	7,606	3513,683	-10,164	0,010	0,364
3603,668	7,766	3611,606	-7,938	0,010	0,366
3703,817	7,926	3709,638	-5,820	0,010	0,372
3803,967	8,086	3807,729	-3,763	0,010	0,381
3904,117	8,246	3905,734	-1,618	0,010	0,392
4004,266	8,406	4003,746	0,520	0,010	0,406
4104,416	8,565	4101,437	2,978	0,010	0,422
4104,416	8,566	4101,701	2,715	0,010	0,422
4004,266	8,406	4003,718	0,548	0,010	0,406
3904,117	8,246	3905,620	-1,503	0,010	0,392
3803,967	8,086	3807,601	-3,634	0,010	0,381
3603,668	7,766	3611,608	-7,940	0,010	0,366
3503,518	7,606	3513,625	-10,107	0,010	0,364
3703,817	7,926	3709,602	-5,785	0,010	0,372

COMMENTS:

Figur A.2: Kalibrering for trykksensor PT-26



Figur A.3: Kalibrering for trykksensor PT-29

CALIBRATION REPORT

CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Ingvild og Karl
Type/Producer: pressure
SN:
Range: 0-50 bar
Unit: kPa

CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: DW tester P3223-1
SN: 66256
Uncertainty [%]: 0,0100

POLY FIT EQUATION:

$Y = 624,946 * X - 1249,907$

CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0,0102 [%]
Max Uncertainty : 0,417 [kPa]
RSQ : 1,000
Calibration points : 28

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

Ingvild og Karl

Figur A.4: Kalibrering for trykksensor PT-30

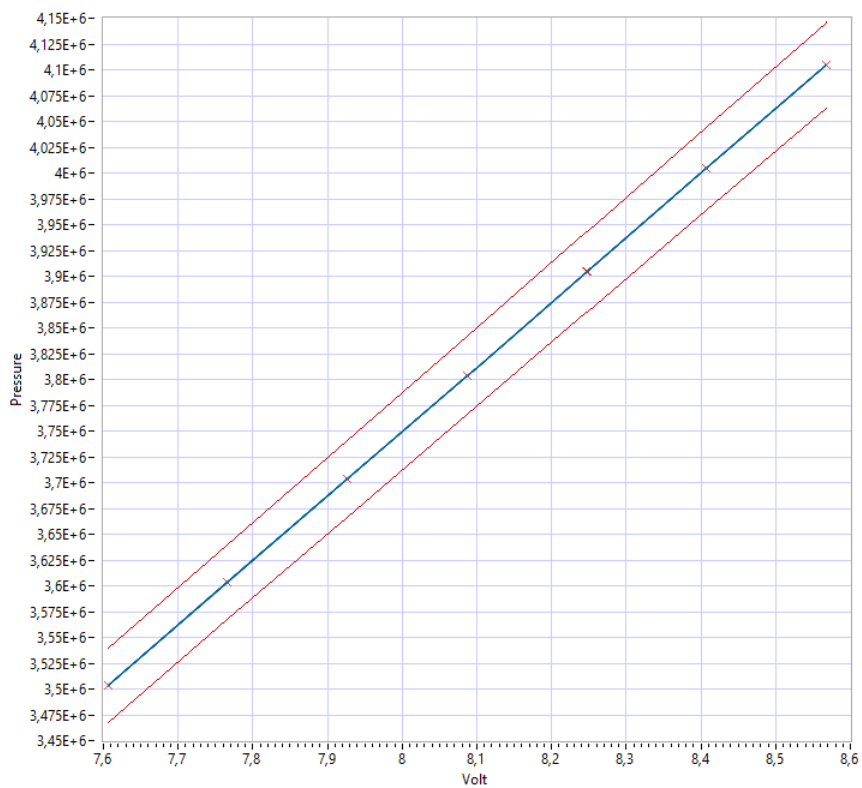
CALIBRATION REPORT**CALIBRATION VALUES**

Value [kPa]	Voltage [V]	Best linear fit [kPa]	Deviation [kPa]	Total uncertainty [%]	Total uncertainty [kPa]
3503,518	7,606	3513,701	-10,183	0,0102	0,3578
3603,668	7,766	3611,241	-7,574	0,0101	0,364
3703,817	7,926	3709,349	-5,532	0,0100	0,371
3803,967	8,087	3807,610	-3,643	0,0100	0,380
3904,117	8,247	3905,718	-1,601	0,0100	0,391
4004,266	8,408	4003,757	0,510	0,0100	0,403
4104,416	8,568	4101,795	2,621	0,0101	0,417
4104,416	8,568	4101,800	2,616	0,0101	0,417
4004,266	8,408	4003,735	0,531	0,0101	0,403
3904,117	8,247	3905,615	-1,499	0,0100	0,391
3803,967	8,087	3807,657	-3,690	0,0100	0,381
3703,817	7,927	3709,512	-5,695	0,0100	0,371
3603,668	7,766	3611,533	-7,866	0,0101	0,364
3503,518	7,606	3513,633	-10,115	0,0102	0,358
3503,518	7,606	3513,669	-10,150	0,0102	0,358
3603,668	7,766	3611,410	-7,832	0,0101	0,364
3703,817	7,927	3709,527	-5,710	0,0100	0,371
3803,967	8,087	3807,575	-3,608	0,0100	0,381
3904,117	8,247	3905,629	-1,513	0,0100	0,391
4004,266	8,407	4003,677	0,589	0,0101	0,403
4104,416	8,567	4101,361	3,055	0,0102	0,417
4104,416	8,568	4101,610	2,806	0,0102	0,417
4004,266	8,407	4003,565	0,701	0,0101	0,403
3904,117	8,247	3905,506	-1,389	0,0100	0,391
3803,967	8,087	3807,489	-3,522	0,0100	0,381
3603,668	7,766	3611,457	-7,789	0,0101	0,364
3503,518	7,606	3513,534	-10,016	0,0102	0,358
3703,817	7,927	3709,502	-5,684	0,0100	0,371

COMMENTS:

Raw data was stored in the path C:\Users\logger6\Documents\Calibration

Figur A.5: Kalibrering for trykksensor PT-30



Figur A.6: Kalibrering for trykksensor PT-30

CALIBRATION REPORT

CALIBRATION PROPERTIES

Calibrated by: Jan-Karl L. Escher
Type/Producer: abs pressure
SN: 5472337
Range: 0-3 bar
Unit: kPa

CALIBRATION SOURCE PROPERTIES

Type/Producer: DW tester P3223-1
SN: 66611
Uncertainty [%]: 0,010

POLY FIT EQUATION:

$Y = 37,479 * X - 74,728$

CALIBRATION SUMMARY:

Max Uncertainty : 0,0103 [%]
Max Uncertainty : 0,0108 [kPa]
RSQ : 0,999
Calibration points : 28

Figur A.7: Kalibrering for trykksensor PT-02

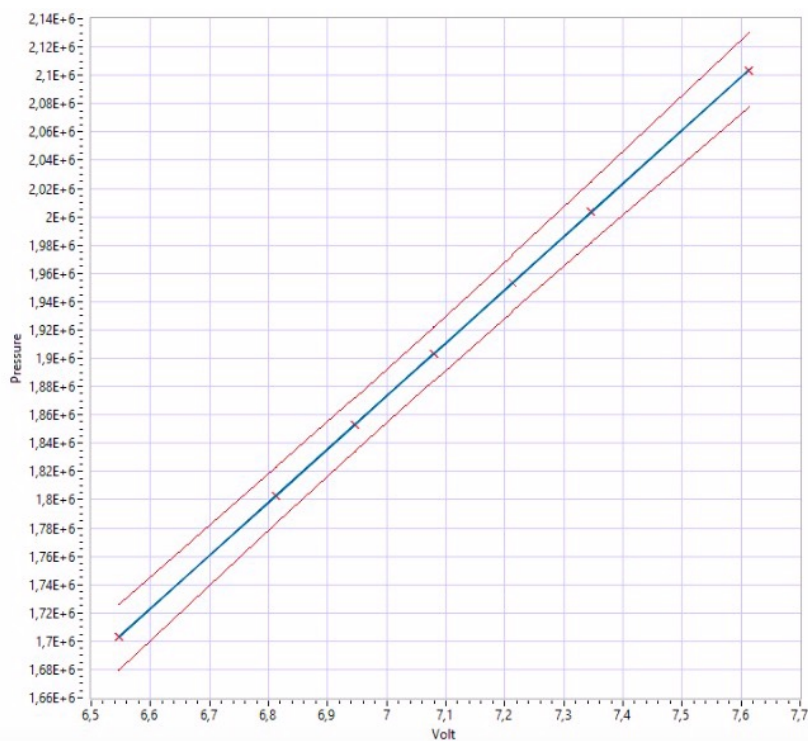


Figure 1 : Calibration chart (The uncertainty band is multiplied by 100)

Figur A.8: Kalibrering for trykksensor PT-02

Value [kPa]	Voltage [V]	Best linear fit [kPa]	Deviation [kPa]	Total uncertainty [%]	Total uncertainty [kPa]
96,033	4,556	96,024	0,008	0,0102	0,010
97,034	4,583	97,033	0,001	0,0102	0,010
98,036	4,610	98,031	0,005	0,0101	0,010
101,030	4,690	101,033	-0,003	0,0100	0,010
104,034	4,770	104,038	-0,003	0,0101	0,011
105,036	4,796	105,045	-0,009	0,0101	0,011
105,046	4,796	105,041	0,005	0,0101	0,011
104,044	4,769	104,036	0,009	0,0101	0,010
101,040	4,689	101,035	0,006	0,0100	0,010
98,035	4,609	98,035	0,0005	0,0101	0,010
97,034	4,583	97,036	-0,002	0,0102	0,010
96,032	4,556	96,034	-0,001	0,0103	0,010
96,032	4,556	96,035	-0,003	0,0103	0,010
97,034	4,583	97,036	-0,002	0,0102	0,010
98,035	4,609	98,036	-0,0005	0,0101	0,010
101,040	4,689	101,039	0,001	0,0100	0,010
104,015	4,769	104,011	0,003	0,0101	0,010
105,016	4,796	105,014	0,003	0,0102	0,011
106,018	4,823	106,017	0,0005	0,0102	0,011
106,018	4,823	106,014	0,003	0,0102	0,011
105,006	4,796	105,013	-0,007	0,0101	0,011
104,005	4,769	104,003	0,001	0,0101	0,010
101,000	4,689	100,999	0,004	0,0100	0,010
97,995	4,609	97,996	-0,00004	0,0101	0,010
96,994	4,582	97,000	-0,006	0,0102	0,010
95,992	4,555	95,996	-0,003	0,0103	0,010
106,008	4,822	106,009	-0,002	0,0102	0,012
106,008	4,822	106,012	-0,005	0,0102	0,011

COMMENTS:

Raw data was stored in the path C:\Users\logger6\Documents\Jan-Karl L. Escher calibration 2021-04-28 0729.tdms

Figur A.9: Kalibrering for trykksensor PT-02

Vedlegg

Usikkerhetsanalyse

Dette vedlegget er direkte hentet fra prosjektoppgaven gjort i høst [7], som i sin tid er hentet inspirasjon fra hovedoppgaven til Kverno og Ulvan; *Pressure pulsations and thermodynamic efficiency measurements at Smeland power plant* [13] og standarden IEC41 [1]

Alle målinger innebærer en viss usikkerhet, selv om de gjennomføres med korrekte prosedyrer etter internasjonale standarder. Med statistiske metoder kan konfidensintervallet beregnes, og det er i dette område den faktiske verdien ligger. Dette usikkerhetsområde blir etter IEC 60041-standarden satt til et sannsynlighets nivå på 95 % [1]. Den totale usikkerheten beregnes som en kombinasjon av systematiske feil, e_s , og tilfeldige feil, e_t , og det er disse som definerer konfidensintervallet på 95 %. Disse summeres ved hjelp av RSS-metoden. Likningen for den totale usikkerheten er gitt ved

$$e_{\text{tot}} = \sqrt{e_t^2 + e_s^2} \quad (\text{B.1})$$

Både for den tilfeldige- og den systematiske usikkerheten, må det gjøres antagelser. Som forklart i avsnitt 2.6, må de ulike mulige feilene indentifiseres, og deretter må det settes en grense for usikkerheten for hver av disse. Enkelte usikkerhetsgrenser er gitt av IEC41 [1], men enkelte grenser må man sette selv ut ifra en vurdering av dataenes kvalitet. Figur B.1 viser et regneark med usikkerhetsgrenser satt for målingene ved Grunnåi.

Den absolutte usikkerheten knyttet til målingene for trykk og temperatur følger beskrivelsen gitt for tilfeldig feil i avsnitt 2.6, og blir ikke beskrevet her.

Under beskrives hvordan usikkerheten for henholdsvis den spesifikke mekaniske og den spesifikke hydrauliske energien beregnes. Leddene merket med E eller e

Måte parameter		Unit	Absolutt usikkerhet	Relativ usikkerhet [%]	Kommentar
Systematiske feil					
Trykk innløp	P1	[kPa]	0,42		Kalibrering
Trykk innløp	P1-1	[kPa]	0,42		Kalibrering
Trykk utløp	Patm	[kPa]	0,011		Kalibrering
Temperatur innløp	T1-1	[°C]	0,001		Kalibrering
Temperatur utløp	TOut1	[°C]	0,001		Kalibrering
Temperatur utløp	TOut2	[°C]	0,001		Kalibrering
Temperatur utløp	TOut3	[°C]	0,001		Kalibrering
Temperatur utløp	TOut4	[°C]	0,001		Kalibrering
Temperatur differanse	T_diff	[°C]	0,0022		Kalibrering
Målestokke	Z_ramme	[m]	0,001		Antatt
Flygler		[m/s]	0,005		Kalibrerings sertifikat
Impluse fra Kwh-teller		[-]		0,50 %	Antatt
Tid fra Kwh-teller		[s]		0,50 %	Usikkerhet ved klokken (antatt)
Pg		[kW]		0,70 %	Hører jo litt med Kwh-teller
Volum bøtte		[m ³]	0,0001		Antatt
Tid for å fylle bøtten		[s]		0,50 %	Usikkerhet ved klokken (antatt)
Diameter til proben		[m ²]	0,001		Antatt
Diameter til innløp		[m ²]	0,01		Antatt
Vier	delta_x	[m]	0,001		Antatt
Tilfeldige feil					
Tid fra Kwh-teller		[s]		3,00 %	Usikkerhet ved bruk av klokken
Tid for å fylle bøtten		[s]		3,00 %	Usikkerhet ved bruk av klokken
Målestokk	Z_ramme	[m]	0,01		Antatt
Vier	delta_x	[m]	0,01		Antatt
Beregnete verdier					
Systematiske feil					
Tetthet	rho	[kg/m ³]		0,10 %	IEC
Gravitasjonkonstant	g	[m/s ²]		0,00 %	IEC
Isotropisk konstant	a	[m ³ /kg]		0,30 %	IEC
Spesifikk varmekapasitet	Cp	[J/kg K]		0,50 %	IEC
Grunnleggende data					
Systematisk feil					
Referanse høyde ved innløp	Z1	[m]	0,01		Antatt
Referanse høyde ved utløp	Z2	[m]	0,01		Antatt
Referanse høyde ved innløp	Z1-1	[m]	0,01		Antatt
Referanse høyde ved utløp	Z2-1	[m]	0,01		Antatt
Høy differanse mellom målepunkt og sensor	Delta_Z	[m]	0,001		Antatt
Energifordeling innløp	E10	[J/kg]		0,20 %	IEC
Energifordeling utløp	E20	[J/kg]		0,60 %	IEC
Breddeutløp	B_utløp	[m]	0,001		Antatt
Tilfeldig feil					
Høy differanse mellom målepunkt og sensor	Delta_Z	[m]	0,01		Antatt
Referanse høyde ved innløp	Z1	[m]	0,1		Antatt
Referanse høyde ved utløp	Z2	[m]	0,1		Antatt
Referanse høyde ved innløp	Z1-1	[m]	0,1		Antatt
Referanse høyde ved utløp	Z2-1	[m]	0,1		Antatt
Total feil					
Høy differanse mellom målepunkt og sensor	Delta_Z	[m]	0,01414		Antatt
Referanse høyde ved innløp	Z1	[m]	0,10050		Antatt
Referanse høyde ved utløp	Z2	[m]	0,10050		Antatt
Referanse høyde ved innløp	Z1-1	[m]	0,10050		Antatt
Referanse høyde ved utløp	Z2-1	[m]	0,10000		Antatt

Figur B.1: Excel-ark for beregning av usikkerhet Grunnåi

vil ha benevningen [J/kg], dette gjelder fra ligning B.2 til B.36.

B.0.1 Spesifikk mekanisk energi

Den spesifikke mekaniske energien er delt inn i følgende ledd:

$$E_m = E_{m,p} + E_{m,T} + E_{m,pot} + E_{m,kin}, \quad (B.2)$$

der den totale usikkerheten blir beregnet ved hjelp av RRS-metoden, og er gitt ved:

$$e_m = \sqrt{e_{m,p}^2 + e_{m,T}^2 + e_{m,pot}^2 + e_{m,kin}^2}. \quad (B.3)$$

Trykk energi

$$e_{m,p,\bar{a}} = e_{\bar{a}}(p_{1-1} + \frac{\bar{\rho}gh_{2-1}}{1000} - \frac{\bar{\rho}g\Delta z_{1-1}}{1000} - p_{atm}) \quad (B.4)$$

$$e_{m,p,\bar{\rho}} = \frac{\bar{\rho}gh_{2-1} - \Delta z_{1-1}}{1000} e_{\bar{\rho}} \quad (B.5)$$

$$e_{m,p,\Delta z_{1-1}} = \frac{g\bar{\rho}}{1000} e_{\Delta z_{1-1}} \quad (B.6)$$

$$e_{m,p,h_{2-1}} = \frac{g\bar{\rho}}{1000} e_{h_{2-1}} \quad (B.7)$$

$$e_{m,p,p_{1-1}} = \bar{a} e_{p_{1-1}} \quad (B.8)$$

$$e_{m,p,p_{atm}} = \bar{a} e_{p_{atm}} \quad (B.9)$$

Disse summeres ved hjelp av RSS-metoden og gir samlet usikkerhet for det spesifikke mekaniske trykket.

$$e_{m,p} = \sqrt{e_{m,p,p_{atm}}^2 + e_{m,p,p_{1-1}}^2 + e_{m,p,h_{2-1}}^2 + e_{m,p,\Delta z_{1-1}}^2 + e_{m,p,\bar{\rho}}^2 + e_{m,p,\bar{a}}^2} \quad (B.10)$$

Termisk energi

Følgende ledd

$$e_{Em,T,\bar{c}_p} = (T_{1-1} - T_{2-1})e_{\bar{c}_p} \quad (\text{B.11})$$

$$e_{Em,T,\Delta T} = \bar{c}_p e_{\Delta T} \quad (\text{B.12})$$

gir en total termisk usikkerhet på

$$e_{Em,T} = \sqrt{e_{Em,T,\Delta T}^2 + e_{Em,T,\bar{c}_p}^2} \quad (\text{B.13})$$

Potensiell energi

Den totale usikkerheten for potensiell energi har bare et ledd og er gitt ved:

$$e_{Em,pot} = g e_{\Delta z} \quad (\text{B.14})$$

Kinetisk energi

Usikkerheten for innløpshastigheten c_{1-1} kan deles opp på følgende måte:

$$e_{c_{1-1},Vb} = \frac{4e_{Vb}}{t_b \pi D_s^2} \quad (\text{B.15})$$

$$e_{c_{1-1},tb} = \frac{4Vb e_{tb}}{t_b^2 \pi D_s^2} \quad (\text{B.16})$$

$$e_{c_{1-1},D_s} = \frac{8Vb e_{D_s}}{t_b^2 \pi D_s^3} \quad (\text{B.17})$$

Hvor den summerte usikkerheten til innløpshastigheten kan defineres som:

$$e_{c_{1-1}} = \sqrt{e_{c_{1-1},D_s}^2 + e_{c_{1-1},tb}^2 + e_{c_{1-1},Vb}^2} \quad (\text{B.18})$$

Tilsvarende kan utløpshastigheten deles opp i leddene:

$$e_{c_{2-1}, P_g} = \frac{e_{P_g}}{\eta_g \bar{\rho} E_m A_2} \quad (\text{B.19})$$

$$e_{c_{2-1}, \bar{p}} = \frac{P_g e_{\bar{p}}}{\eta_g \bar{\rho}^2 E_m A_2} \quad (\text{B.20})$$

$$e_{c_{2-1}, E_m} = \frac{P_g e_{E_m}}{\eta_g \bar{\rho} E_m^2 A_2} \quad (\text{B.21})$$

$$e_{c_{2-1}, A_2} = \frac{P_g e_{A_2}}{\eta_g \rho E_m A_2^2} \quad (\text{B.22})$$

Hvor den totale usikkerheten for utløpshastigheten blir

$$e_{c_{2-1}} = \sqrt{(e_{c_{2-1}, P_g})^2 + (e_{c_{2-1}, A_2})^2 + (e_{c_{2-1}, E_m})^2 + (e_{c_{2-1}, \bar{p}})^2} \quad (\text{B.23})$$

B.0.2 Spesifikk hydraulisk energi

Usikkerheten for den spesifikke hydrauliske energien beregnes på tilsvarende måte som for den spesifikke mekaniske energien:

$$e_{E_h} = \sqrt{(e_{E_h, p})^2 + (e_{E_h, \text{pot}})^2 + (e_{E_h, \text{kin}})^2} \quad (\text{B.24})$$

Trykkenergi

$$e_{E_h, p, p_1} = \frac{e_{p_1}}{\bar{\rho}} \quad (\text{B.25})$$

$$e_{E_h, p, \bar{p}} = \frac{p_1 - p_{\text{atm}}}{\bar{\rho}^2} e_{\bar{p}} \quad (\text{B.26})$$

$$e_{E_h, p, \Delta z_1} = \frac{\bar{\rho} g}{1000} e_{\Delta z_1} \quad (\text{B.27})$$

$$e_{E_h, p, p_{\text{atm}}} = \frac{e_{p_{\text{atm}}}}{\bar{\rho}} \quad (\text{B.28})$$

Og til sammen utgjør de den totale usikkerheten for trykket

$$e_{E_h,p} = \sqrt{(e_{E_h,p,p_{\text{atm}}})^2 + (e_{E_h,p,\Delta z_1})^2 + (e_{E_h,p,\bar{\rho}})^2 + (e_{E_h,p,p_1})^2} \quad (\text{B.29})$$

Potensiell energi

Den totale usikkerheten for potensiell energi har bare ett ledd og er gitt ved:

$$e_{E_{h_{\text{pot}}}} = g e_{\Delta z} \quad (\text{B.30})$$

Kinetisk energi

Usikkerheten for innløpshastigheten deles inn i leddene:

$$e_{c_1,P_g} = \frac{4e_{P_g}}{\eta_g \bar{\rho} E_m \pi D_1^2} \quad (\text{B.31})$$

$$e_{c_1,\bar{\rho}} = \frac{4P_g e_{\bar{\rho}}}{\eta_g \bar{\rho}^2 E_m \pi D_1^2} \quad (\text{B.32})$$

$$e_{c_1,E_m} = \frac{P_g e_{E_m}}{\eta_g \bar{\rho} E_m^2 \pi D_1^2} \quad (\text{B.33})$$

$$e_{c_{2-1},D_1} = \frac{8P_g e_{D_1}}{\eta_g \rho E_m \pi D_1^3} \quad (\text{B.34})$$

og videre summeres

$$e_{c_1} = \sqrt{(e_{c_{2-1},D_1})^2 + (e_{c_1,E_m})^2 + (e_{c_1,\bar{\rho}})^2 + (e_{c_1,P_g})^2} \quad (\text{B.35})$$

Usikkerheten for den spesifikke hydrauliske utløpshastigheten kan settes lik usikkerheten for den spesifikke mekaniske utløpshastigheten, og er derfor gitt ved:

$$e_{c_2} = e_{c_{2-1}} \quad (\text{B.36})$$

Vedlegg

Eksempel på virkningsgradsberegning

Det vil her bli gitt et eksempel på hvordan virkningsgraden blir beregnet ved vise til én måling. Hydraulisk virkningsgrad finnes ved å dele spesifikk mekanisk energi på spesifikk hydraulisk energi og viser hvor stor del av den tilgjengelige energien før turbinen som klarer å bli omformet til nyttbar energi til akslingen.

Data	Grunnåi
z_1 [moh]	188,45
z_2 [moh]	188,45
Δz_1 [m]	0,526
Δz_{1-1} [m]	-0,016
z_{2-1} [moh]	185,2
g [m/s ³]	9,818
D_{probe} [m]	0,017
V_{botte} [m ³]	0,01
D_{innlp} [m]	0,75

Tabell C.1: Generell data

Fysiske egenskaper	Grunnåi
\bar{c}_p [J/kgK]	4194,00
$\bar{\rho}$ [kg/m ³]	1001,12
\bar{a} [m ³ /kg]	1,0087

Tabell C.2: Fysiske egenskaper basert på ligninger fra IEC41

Måling	Grunnåi
$z_{vannivaa}$ [m]	1,55
z_{ramme} [m]	0,3
B_{uttop} [m]	2,4
P_g [MW]	10,2
p_{atm} [kPa]	99,9
p_1 [kPa]	3843,8
p_{1-1} [kPa]	3854,4
ΔT_{diff} [°C]	-0,103
t_{botte} [s]	32,5

Tabell C.3: Måledata

Generatorvirkningsgraden, η_g , følger en funksjon bestemt av generatoreffekten, P_g , og er i dette tilfelle lik 0.981.

$$Q_{estimert} = \frac{P_g/\eta_g}{p_1 - p_{atm}} = 2,77 \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (\text{C.1})$$

$$h_{2-1} = z_{vannivaa} - z_{ramme} = 1,25 \text{ [m]} \quad (\text{C.2})$$

$$p_{1-1,abs} = p_{1-1} - \frac{\bar{\rho}g\Delta z_{1-1}}{100} = 3854,51 \text{ [kPa]} \quad (\text{C.3})$$

$$p_{2-1,abs} = p_{atm} + \frac{\bar{\rho}g\Delta h_{2-1}}{100} = 99,94 \text{ [kPa]} \quad (\text{C.4})$$

$$E_{m,p} = \bar{a}(p_{1-1,abs} - p_{2-1,abs}) = 3774,83 \text{ [J/kg]} \quad (\text{C.5})$$

$$E_{m,T} = \bar{c}_p(T_{1-1} - T_2 - 1) = -433,94 \text{ [J/kg]} \quad (\text{C.6})$$

$$E_{m,pot} = g(z_{1-1} - z_{2-1}) = 30,12 \text{ [J/kg]} \quad (\text{C.7})$$

$$c_{1-1} = Q_{probe}/A_{probe} = \frac{4V_{botte}}{t_{botte}\pi D_{probe}^2} = 1,356 \text{ [m/s]} \quad (\text{C.8})$$

$$c_{2-1} = \frac{Q_{estimert}}{z_{vannivaa}B_{utlop}} = 0,75 \text{ [m/s]} \quad (\text{C.9})$$

$$E_{m,kin} = \frac{1}{2}(c_{1-1}^2 - c_{2-1}^2) = 0,64 \text{ [J/kg]} \quad (\text{C.10})$$

$$E_m = E_{m,p} + E_{m,T} + E_{m,pot} + E_{m,kin} = 3371,66 \text{ [J/kg]} \quad (\text{C.11})$$

$$Q_{korrigering} = \frac{P_g/\eta_g}{\bar{\rho}E_m} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (\text{C.12})$$

Ved å ta i bruk C.12 kan ligningene bli beregnet på nytt. Gjennom iterering vil parameterene etterhvert konvergere og bli mer nøyaktig. Etter én ny iterasjon vil E_m være 3371,594 J/kg

$$p_{1,abs} = p_1 + \frac{\bar{\rho}g\Delta z_1}{100} = 3848,95 \text{ [kPa]} \quad (\text{C.13})$$

$$E_{h,p} = \frac{1}{\bar{\rho}}(p_{1,abs} - p_{atm}) = 3744,83 \text{ [J/kg]} \quad (\text{C.14})$$

$$E_{h,pot} = g(z_1 - z_2) = 0 \text{ [J/kg]} \quad (\text{C.15})$$

$$c_1 = \frac{Q}{A_{innlop}} = \frac{4Q}{\pi D_{innlop}^2} = 7,0 \text{ [m/s]} \quad (\text{C.16})$$

Videre antas det, når det ikke blir benyttet hastighetsmåleren i avløpet, at c_2 er lik c_{2-1} .

$$E_{h,kin} = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) = 24,17 \text{ [m/s]} \quad (\text{C.17})$$

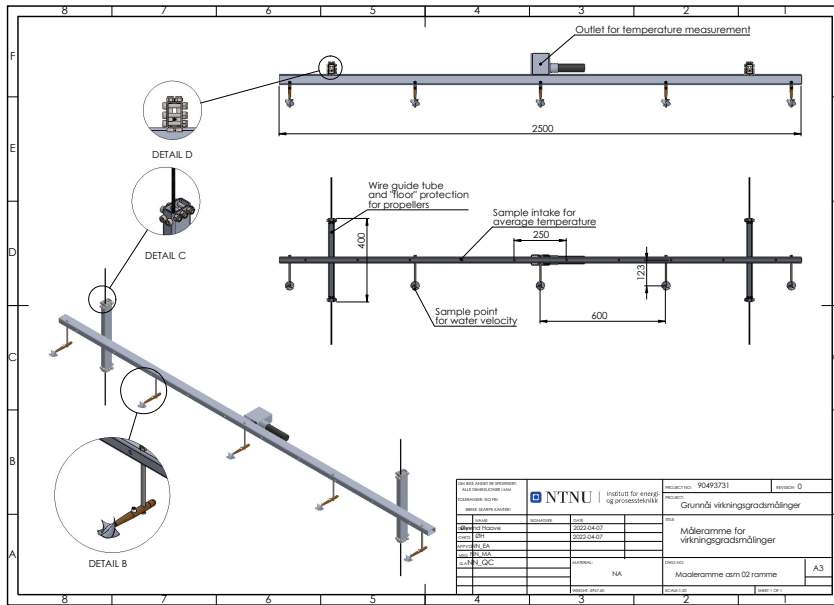
$$E_h = E_{h,p} + E_{h,pot} + E_{h,kin} = 3769 \text{ [J/kg]} \quad (\text{C.18})$$

$$\eta_h = \frac{E_m}{E_h} = 0,90 \text{ [-]} \quad (\text{C.19})$$

Vedlegg

Målerammen i avløpet ved Grunnåikraftverk

Figur D.1 viser hvordan målerammen ble designet. Det ble imidlertid gjort en del justeringer. Det ble plassert temperatursensorer på rammen over hver flygel (detail B), og samlerøret med et blandebatteri i midten ble ikke benyttet. Som et resultat at vi kun hadde fire temperatursensorer, ble det ikke plassert hastighetssensor eller temperaturensensor i midten. Detail C viser til hvor vaieren ble festet, og ble på den måten løftet og senket under kjøring av anlegget.

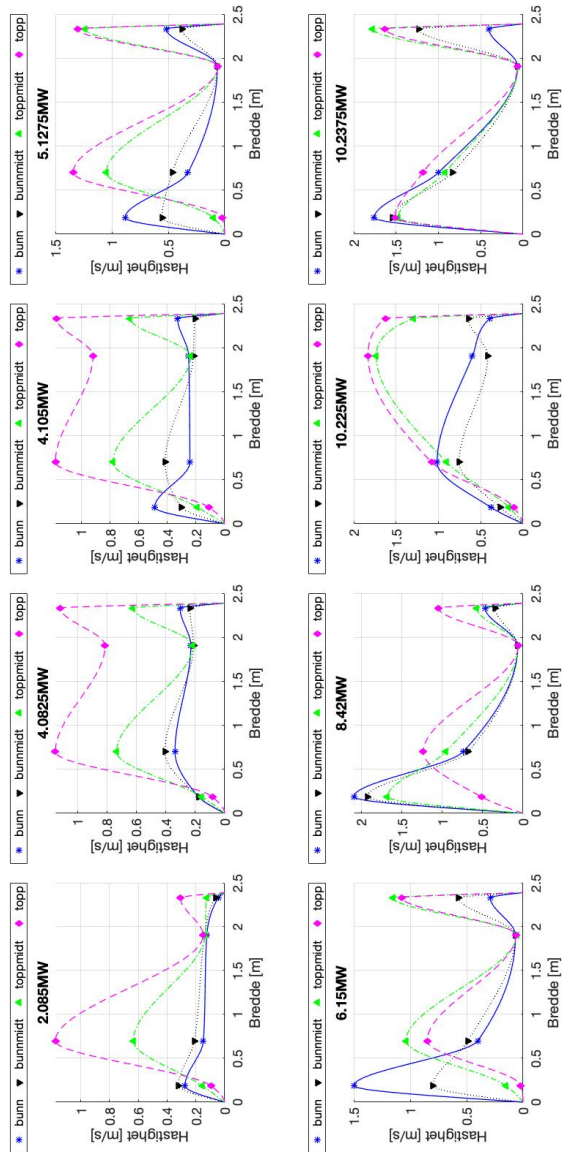


Figur D.1: Målerammen i avløpet ved Grunnåi kraftverk

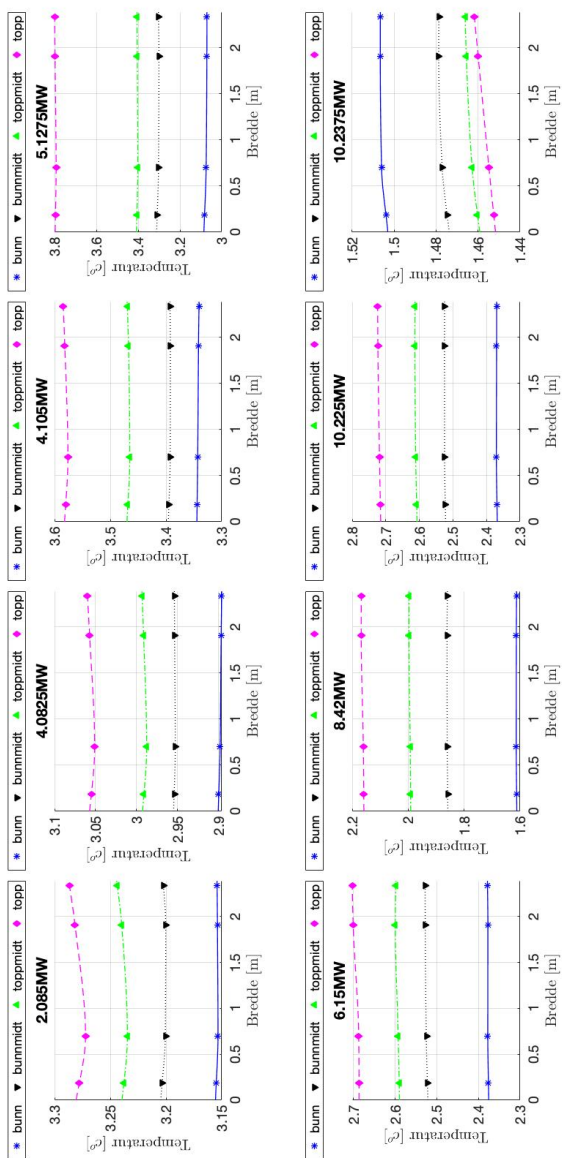
Vedlegg

Interpolering

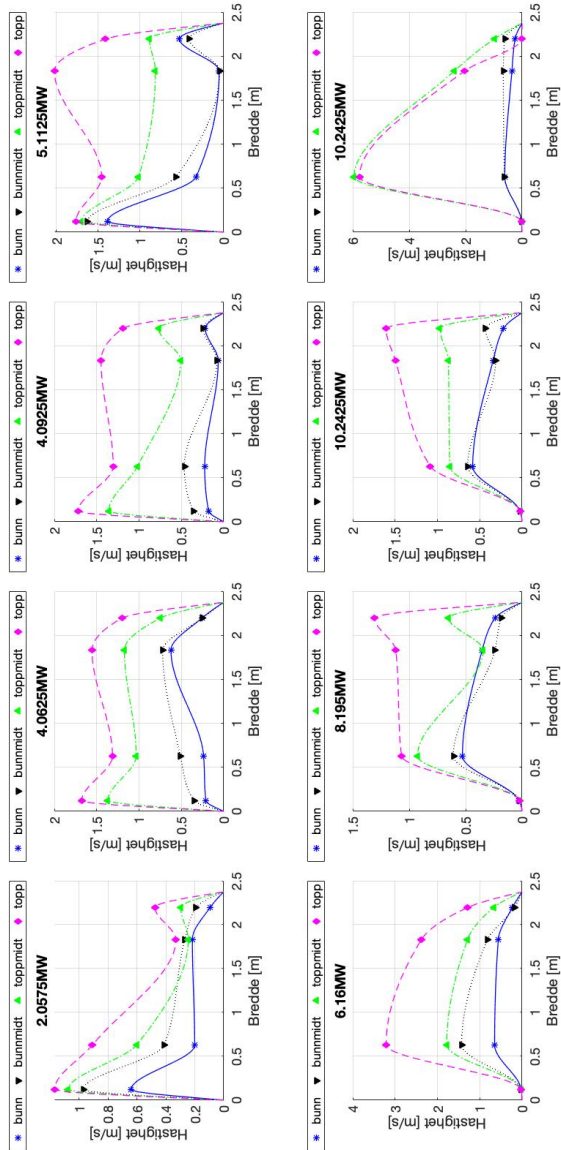
For de vektete virkningsgradsresultatene er hver hastighet- og temperaturssensor sentrert i midten av en kontrollflate. Ettersom sensorene ikke var like symmetrisk plassert som ønsket, ble det gjort interpolering mellom sensorene i bredden. Hver sensor kunne da få tilegnet en "ny" plassering, og på den måten kunne kontrollflatene bli mer lik. Her interpoleringskurvene sammenlignet med de målte verdiene.



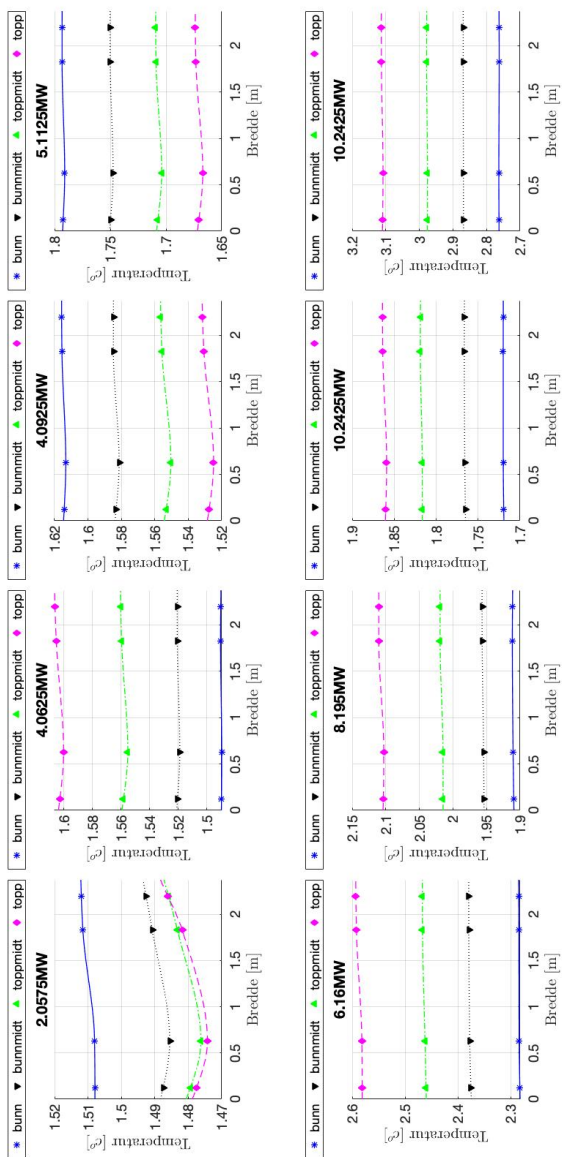
Figur E.1: Målte hastighetsverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 2D



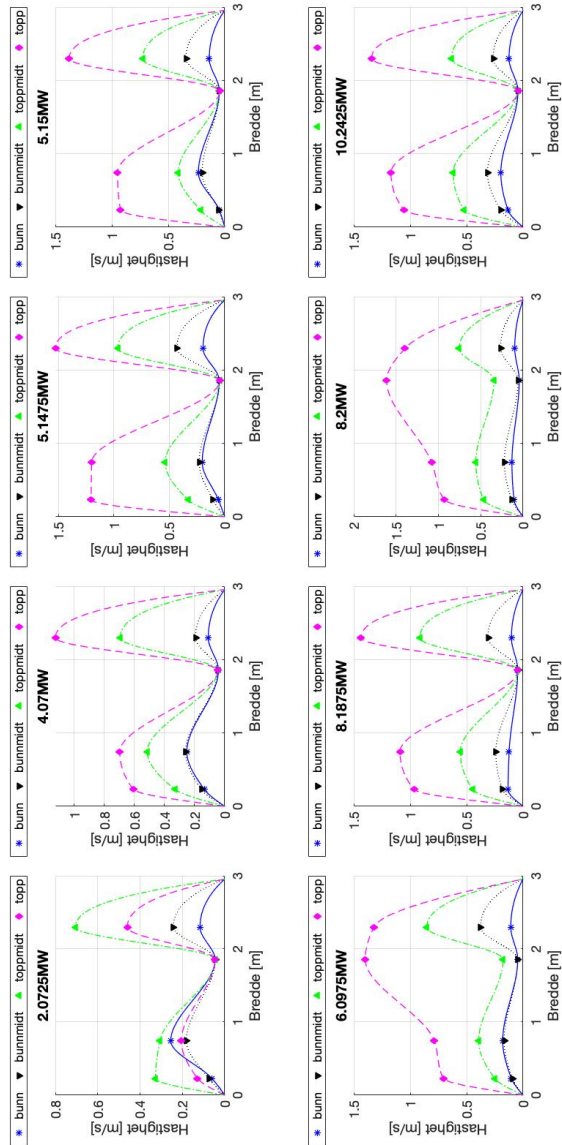
Figur E.2: Målte temperaturverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 2D



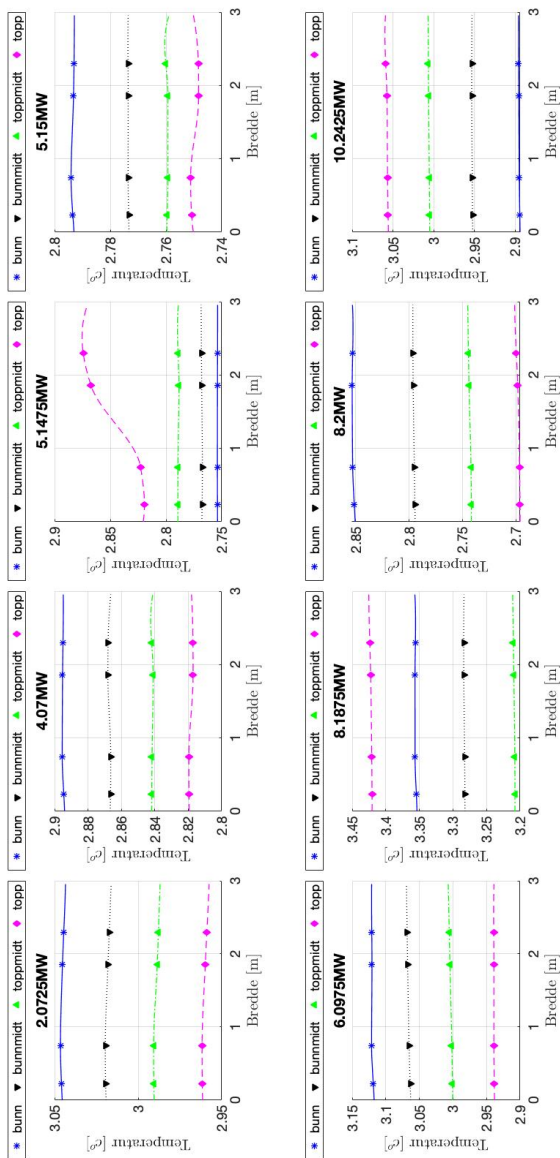
Figur E.3: Målte hastighetsverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 4D



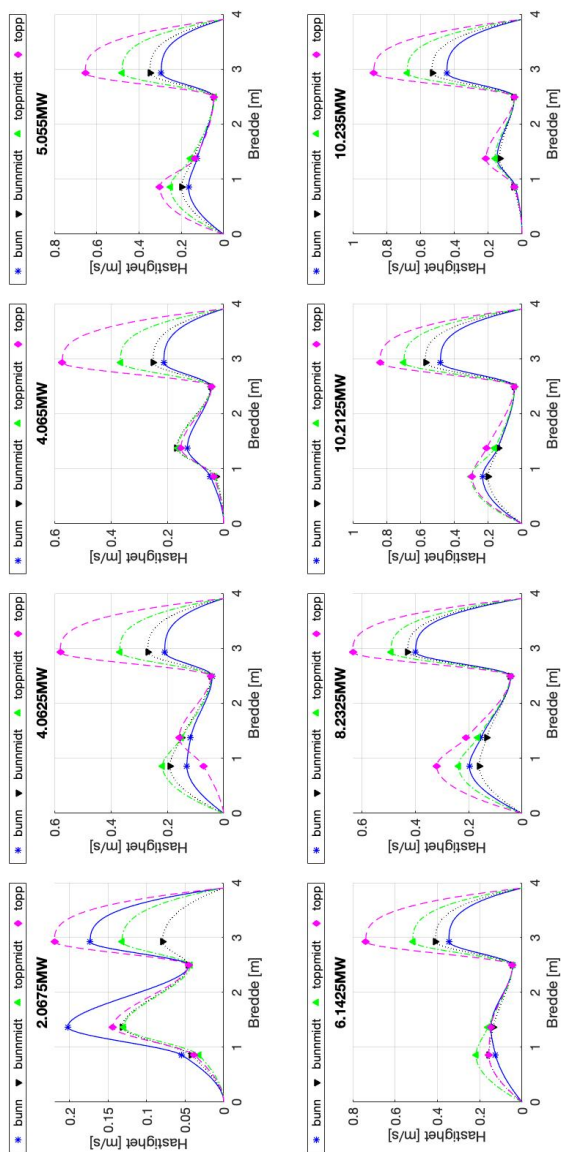
Figur E.4: Målte temperaturverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 4D



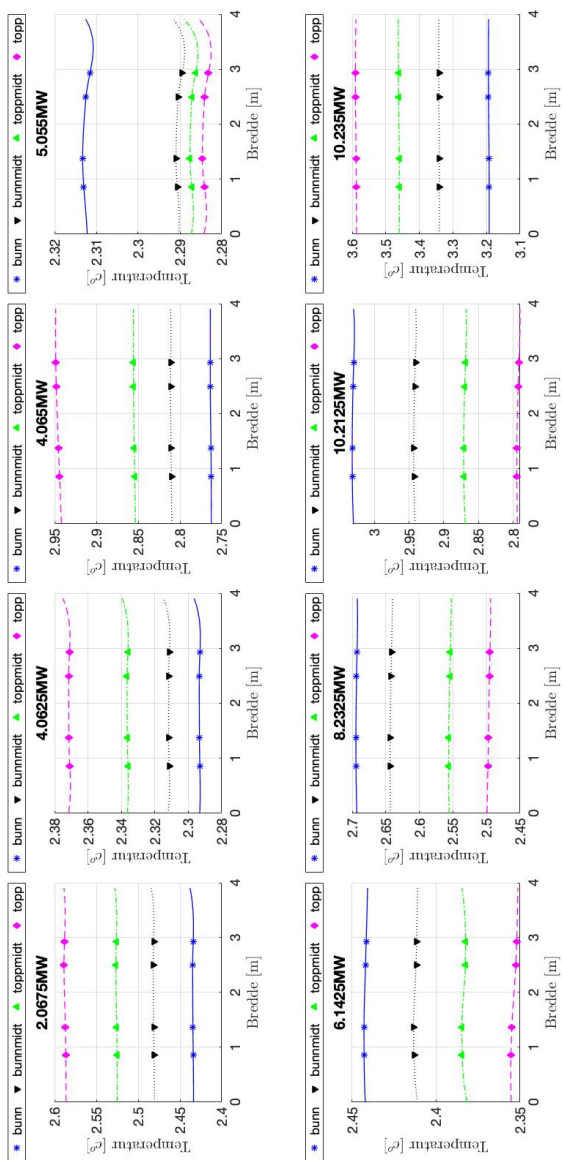
Figur E.5: Målte hastighetsverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 7D



Figur E.6: Målte temperaturverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 7D



Figur E.7: Målte hastighetsverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 11D



Figur E.8: Målte temperaturverdier sammenlignet med interpoleringskurven for 11D

