

FRAMO Neddykket Sjøvanns Løftepumpe som Turbin

Mathias Eikeseth
Anders Dirks Mongstad
Petter Nesse Westre

Bacheloroppgave i Marinteknikk
Bergen, Norge 2022



Høgskulen
på Vestlandet

FRAMO Neddykket Sjøvanns Løftepumpe som Turbin

Mathias Eikeseth
Anders Dirks Mongstad
Petter Nesse Westre

Institutt for Maskin- og Marinfag
Høgskulen på Vestlandet
NO-5063 Bergen, Norge

IMM 2022-M35

Høgskulen på Vestlandet
Institutt for Maskin- og Marinfag
Inndalsveien 28,
NO-5063 Bergen, Norge

Cover and backside images © Norbert Lümmen

English title: FRAMO Submerged Seawater Lift Pump as Turbine

Forfatter(e), studentnummer: Mathias Eikeseth - 585043
Anders Dirks Mongstad - 585063
Petter Nesse Westre - 585047

Studieprogram: Marinteknikk
Dato: Mai 2022
Rapportnummer: IMM 2022-M 35
Veileder ved HVL: Svein Ole Opdahl
Oppdragsgiver: FRAMO Flatøy
Oppdragsgivers referanse: Arne Christian Eide

Antall filer levert digitalt: 3/3

Forord

Denne rapporten er resultatet av et avsluttende bachelorprosjekt i marinteknikk ved Institutt for Maskin- og Marinfag (IMM) ved Høgskulen på Vestlandet (HVL). Intern veileder for oppgaven er høyskolelektor Svein Ole Opdahl.

Oppgavens problemstillingen er levert av FRAMO Flatøy og omhandler bruk av FRAMOs neddykkede sjøvanns løftepumper som turbin. Ettersom mange av temaene gjennomgått i oppgaven i utgangspunktet var fremmede for oss har bachelorprosjektet også gitt mye spennende læring, med ny kunnskap som vil være nyttig å ta med videre.

Vi vil i første omgang takke vår interne veileder **Høyskolelektor, Svein Ole Opdahl**. Du har vist deg som en dyktig veileder som har gitt oss gode råd og tilbakemeldinger underveis i prosjektet. Takk for at du har prioritert tid til oss og vært tilgjengelig for spørsmål.

En stor takk til FRAMO Flatøy og vår eksterne veileder **Mechanical Engineer Development, Arne Christian Eide**, for kunnskapsdeling og god veiledning gjennom prosessen. Takk for at du har satt av tid til å hjelpe oss. Det har vært av stor betydning for oppgaven å kunne benytte seg av din kunnskap og erfaring.

Vi vil også takke **Department Manager Development, Njål Vangdal** ved FRAMO Flatøy for god hjelp med tolking av simuleringsdata og forklaring rundt forbedring av designoptimalisering.



Sammendrag

Verden over blir det kontinuerlig pumpet opp store mengder sjøvann til kjøling av systemer ombord på skip, plattform, og flytende oljeproduksjonsenheter, som etter å ha tjent sitt formål slippes tilbake i havet med betydelig restenergi. FRAMO, som er en verdensledende produsent av nedsenkede pumpeløsninger, har identifisert dette som et område hvor det er mulig å gjøre energibesparelser. For å høste denne overflødig energien ønsker FRAMO å undersøke muligheten for å benytte Sea Water Lift (SWL)-pumper som vannturbin. Normalt benytter FRAMO Computational Fluid Dynamics (CFD)-analyser til pumpeutvikling, men det er usikkert om denne modellen nøyaktig kan beskrive en pumpe som turbin. Målet med denne bacheloroppgaven er å bestemme hvorvidt FRAMO sin CFD-modell egner seg til å beskrive SWL-pumpe som turbin, og evaluere hvilke korreksjoner som eventuelt kan gjøres for å forbedre denne. Utover dette blir det også utført en sammenligning av pumpe- og turbinmodus for en SWL-pumpe.

For å verifisere resultater fra preliminnære CFD-simuleringer utføres det en samsvarende eksperimentell test hvor en SWL-pumpe lik den fra CFD-analysen kjøres som turbin. Videre kombineres kvalitative analyser med de kvantitative dataene fra CFD-analysen og den eksperimentelle testen ved at det utføres en komparativ studie av de to datasettene. Her sammenlignes de respektive verdiene for løftehøyde, akslingseffekt, og virkningsgrad ved hjelp av både statistisk og visuell analyse. De samlede resultatene viser et samsvar mellom hovedtrekkene ved CFD-analysen og testen, til tross for observasjoner som viser jevnt relativt avvik for løftehøyden og en unøyaktighet ved akslingseffekten som er proporsjonal med volumstrømmen. Sammenligning av pumpe- og turbinmodus for samme SWL-pumpe viser at operasjonsområdet vil i turbinmodus forskyves mot høyere volumstrøm, samtidig som operasjonsområdet også vil bli snevrere.

Med bakgrunn i funnene fra oppgavens analyse konkluderes det med at CFD-modellen er i stand til å beskrive hvordan en FRAMO SWL-pumpe fungerer som vannturbin. Dette er basert på samsvar mellom hovedtrekkene ved CFD og test. Det oppdages imidlertid at CFD-modellens nøyaktighet kan videre forbedres ved å justere løftehøyden gjennom en korreksjonsfaktor, samt korrigere akslingskraften for en unøyaktighet som er proporsjonal med volumstrømmen.

Abstract

All over the world, large amounts of seawater are continuously lifted on board ships, oil platforms, and floating oil production units to cool onboard systems. The seawater is then dumped back into the ocean trough “dump-lines” after having served its purpose. This leaves considerable amounts of hydropower unexploited, and FRAMO, which is a renowned manufacturer of submerged pumping solutions, has identified this as an area where energy savings can be made. To harvest this superfluous energy, FRAMO is exploring the possibility of utilizing Sea Water Lift (SWL)-pumps as turbines. FRAMO normally use Computational Fluid Dynamics (CFD)-analysis in pump development to avoid expensive testing, but it is unsure if this CFD-model can accurately describe an SWL-pump as turbine. This bachelor’s thesis aims to determine whether FRAMO’s CFD-model is suitable for describing an SWL-pump when run as turbine, and explore what might be done to improve its accuracy. In addition to this, a comparison is made between an SWL-pump running as a pump and as a turbine.

In order to verify the aptability of the CFD-model, results from preliminary CFD-simulations are compared to an experimental test where an SWL-pump identical to the one in the CFD-analysis is run as a turbine. The quantitative data from the CFD-analysis and the experimental test are combined with qualitative analyzes by a comparative study of the two datasets. This includes statistical and visual comparison of the results for head, shaft power, and efficiency. The results of this study show a clear agreement between the main traits of the CFD-analysis and the experimental test, despite observations showing a steady relative deviation in results for head and an inaccuracy in shaft power that is proportional to the flow rate. Comparison of pump- and turbine-mode for an SWL-pump shows that the area of operation will be shifted towards higher flow-rates when the pump is run as a turbine, in addition to becoming narrower.

Based on the findings of the analysis in this bachelor’s thesis, it is concluded that the CFD-model is capable of describing how a FRAMO SWL-pump acts when ran as a turbine. This is based on general compliance between the main traits of the CFD-analysis and the experimental test. The results of the analysis also show that the accuracy of the CFD-model can be further improved by adjusting the head in accordance with a correction factor as well as factoring in an inaccuracy in shaft power that is proportional to the flow rate.

Innhold

Forord	i
Sammendrag	iii
Abstract	v
1 Innledning	1
2 Metode	3
3 Teori	4
3.1 Sentrifugalpumpe	4
3.2 Neddykket Sjøvanns Løftepumpe	6
3.3 Asynkronmotor	7
3.4 Vannturbiner	8
3.5 Reaksjonsturbin	8
3.6 Løftehøyde	9
3.7 Pumpe- og Turbinkurver	11
3.8 Spesifikk Hastighet	12
3.9 Affinitetslover	13
3.10 Kavitasjon	14
3.11 NPSH	15
3.12 Viskositet	16
3.13 No-Slip Condition	17
3.14 Laminær og Turbulent Strømning	18
3.15 Bernoulli-Prinsippet	20
3.16 Computational Fluid Dynamics	21
4 CFD-Analyse	22
4.1 Bestemmelse av Rotasjonshastighet	22
4.1.1 630 [mm] Diameter	22
4.1.2 600 [mm] Diameter	22
4.2 Simulering av Pumpe som Turbin	23
5 Eksperiment	27
5.1 Testens oppsett	27
5.2 Utførelse av Eksperimentell Test	30
5.3 Data fra Eksperimentell Test	31
5.4 Feilkilder	33
6 Analyse	34
6.1 Verifisering av CFD-Analyse	34
6.1.1 Løftehøyde	36
6.1.2 Effekt på Aksling	40
6.1.3 Virkningsgrad	45
6.2 Sammenligning av Pumpe og Turbin	47
6.2.1 Løftehøyde	47
6.2.2 Akslingseffekt	48
6.2.3 Virkningsgrad	51
6.2.4 Eventuelle Endringer fra Pumpe til Turbin	52
7 Resultater	53
7.1 CFD-Analyse Sammenlignet med Eksperimentell Test	53
7.1.1 Løftehøyde	53
7.1.2 Akslingseffekt	54
7.1.3 Virkningsgrad	55
7.2 Pumpe Sammenlignet med Turbin	56
7.2.1 Løftehøyde	56
7.2.2 Akslingseffekt	57
7.2.3 Virkningsgrad	57

8 Konklusjon	58
Referanser	59
Vedlegg	63
Vedlegg B: Regneark	63
Vedlegg A: Skjermtklipp fra Programvare	63

Nomenklatur

η_{turbin}	Virkningsgraden til turbin [%]
μ	Dynamisk viskositet [cP]
ν	Kinematisk viskositet [cSt]
ω	Rotasjonshastighet [rad/s]
ρ	Tetthet [kg/m ³]
A	Areal [m]
$C_{korrigerende}$	Korreksjonsfaktor
D	Diameter [m]
du/dy	Hastighetsgradient
f	Frekvens [Hz]
f_D	Friksjonskoeffisient
g	Tyngdeakselerasjon [m/s ²]
H	Løftehøyde [mlc]
n	Turtall [rpm]
n_r	Rotorens omdreiningshastighet [rpm]
n_s	Statorfeltets omdreiningshastighet [rpm]
P	Trykk [MPa]
p	Polpar
$P_{aksling}$	Levert effekt på aksling [W]
P_{dyn}	Dynamisk trykk [MPa]
P_Q	Pumpas transportytelse [MPa]
P_{stat}	Statisk trykk [MPa]
P_{tot}	Total trykk [MPa]
Q	Volumstrøm [m ³ /h]
R^2	Korrelasjonskoeffisient
Re	Reynoldstallet
$T_{aksling}$	Dreiemoment om aksling [N/m]
v	Hastighet [m/s]
V_{avg}	Gjennomsnittlig væskehastighet [m/s]

Akronym

BEP Best Efficiency Point.

CAD Computer Aided Design.

CFD Computational Fluid Dynamics.

FPSO Floating Production, Storage and Offloading.

NPSH Net Positive Suction Head.

NPSH_A Net Positive Suction Head Available.

NPSH_R Net Positive Suction Head Required.

OCU Oil Circulation Unit (Sirkulasjonsenhet for Olje).

PAT Pump as Turbine.

SWL Sea Water Lift.

VSD Variable Speed Drive.

1 Innledning

I en tid preget av overforbruk og stigende energibehov vil innovasjon og nytenkning være sentralt. Selv om overgang fra fossil energi til fornybare energikilder vil være absolutt nødvendig for å oppnå klimamålene, vil det stadig være et visst behov for petroleumsindustri. Det vil derfor være avgjørende å effektivisere produksjonsprosessene, og FRAMO ønsker i den anledning å utforske muligheten for å bruke eksisterende pumpeteknologi til å redusere energien som går med til utvinning av petroleumsprodukter.

Floating Production, Storage and Offloading (FPSO)-er har siden 1970-tallet blitt stadig mer vanlig innen offshore olje-produksjon [1]. Dette er en løsning for produksjon og oppbevaring av petroleum hvor fasilitetene er installert ombord på et flytende fartøy. FRAMO er blant annet en veletablert leverandør av neddykkede sjøvanns løftepumper, Sea Water Lift (SWL), til FPSO-er. Disse brukes til å kontinuerlig levere store mengder sjøvann til prosessanleggene ombord. Mye av dette vannet blir brukt til kjøling av diverse systemer, og blir dumpet tilbake i havet ved såkalte “dumpelinjer” etter å ha tjent sitt formål. Det er typisk snakk om volumstrømmer på mellom 10 000 - 20 000 $[m^3/h]$ som slippes ut ved disse utløpene, da ofte fra en viss høyde over vannlinjen og med et resttrykk. Figur 1 viser en FPSO i drift, hvor vannstrømmen ut av dumpelinjene kan observeres midtskips på babord side. FRAMO har identifisert dette som uutnyttet energikilde som bidrar til å trekke ned produksjonsfasilitetens totale energieffektivitet, og har tatt grep for å undersøke høsting av den ellers tapte energien. Hovedkonseptet her er å anvende et eksisterende SWL pumpe-design som energihøstende vannturbin, og på den måten hente ut restenergi fra systemet.

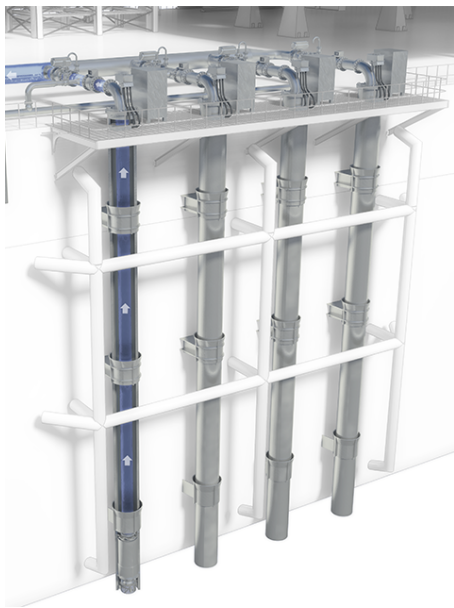


Figur 1: Dumpelinjer på en FPSO [2]

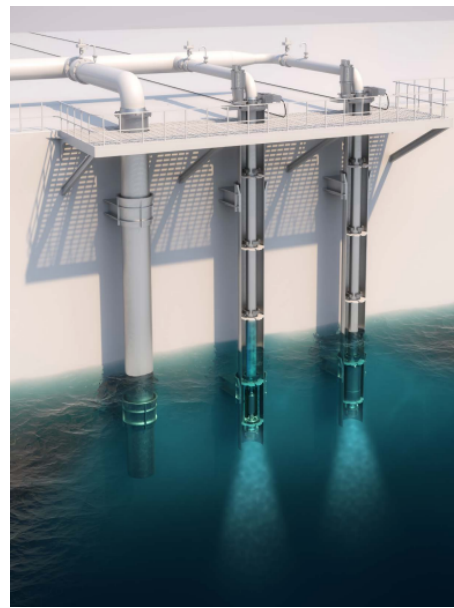
Normalt sett benytter FRAMO CFD-analyse (Computational Fluid Dynamics) for å kunne estimere data for sine pumper uten å måtte utføre omfattende eksperimentell testing. Denne analysemodellen er utprøvd og vel dokumentert for FRAMO sine pumper, men det er usikkert hvorvidt denne nøyaktig beskriver FRAMO SWL-pumper som turbin. FRAMO har i den anledning presentert følgende problemstilling; **“Hvordan egner FRAMO sin CFD-modell seg til å beskrive SWL-pumpe som turbin, og hvilke korrigeringer kan eventuelt gjøres for å forbedre denne?”**. Utover dette etterspørres det også en sammenligning av pumpemodus og turbinmodus for en SWL-pumpe.

Verifisering av CFD-modellen gjøres ved å utføre en eksperimentell test hvor en umodifisert FRAMO SWL-pumpe blir kjørt som en turbin, for så å sammenligne en korresponderende CFD-analyse med dette. Dataene fra den eksperimentelle testen vil også muliggjøre sammenligning av pumpemodus og turbinmodus for en SWL-pumpe og helhetlig vurdering av konseptet SWL-pumpe som turbin. Figur 2 viser tiltenkt installasjon for SWL-pumpe (Figur 2a) og pumpe som turbin (Figur 2b), omtalt som Pump as Turbine (PAT).

Studentene innad i bachelorgruppen er alle studenter ved ingeniørstudium innen Marinteknikk, og har derfor grunnleggende kunnskap til fluidmekanikk, CFD-analyse, og statistikk fra før. Studentene har derimot mindre kjennskap til pumper og turbiner, og i den anledning blir det innledningsvis gjennomført et litteraturstudium vedrørende sentrifugalpumper, vannturbiner, og asynkronmotorer. Litteraturstudiet er representert ved oppgavens teoridel i Kapittel 3, og er sentralt for grunnleggende forståelse av oppgaven.



(a) Neddykkede sjøvanns løftepumper



(b) Neddykkede sjøvanns løftepumper som turbin

Figur 2: Sjøvanns løftepumper som pumpe og turbin [3]

FRAMO AS (tidligere Frank Mohn AS) ble stiftet i 1938 utenfor Bergen. De første årene drev de med import av marineutstyr og etter andre verdenskrig begynte de å produsere marine produkter. På 1960-tallet introduserte de en hydraulisk drevet høytrykkspumpe og på 1970-tallet introduserte de konseptet med en nedsenket pumpe. I 2014 ble FRAMO en del av Alfa Laval som er verdensledene innen varmevekslere, separasjoner og væskebehandling. [4]

I dag er FRAMO en verdensledende produsent av nedsenkede pumpeløsninger for den maritime næringen. De har i dag rundt 1200 ansatte over hele verden, men all utvikling og produksjon skjer enda lokalt i områder rundt Bergen. FRAMO Flatøy, vist i Figur 3, er produksjonsanlegget for olje- og gasspumpesystemer [5].



Figur 3: FRAMO Flatøy [6]

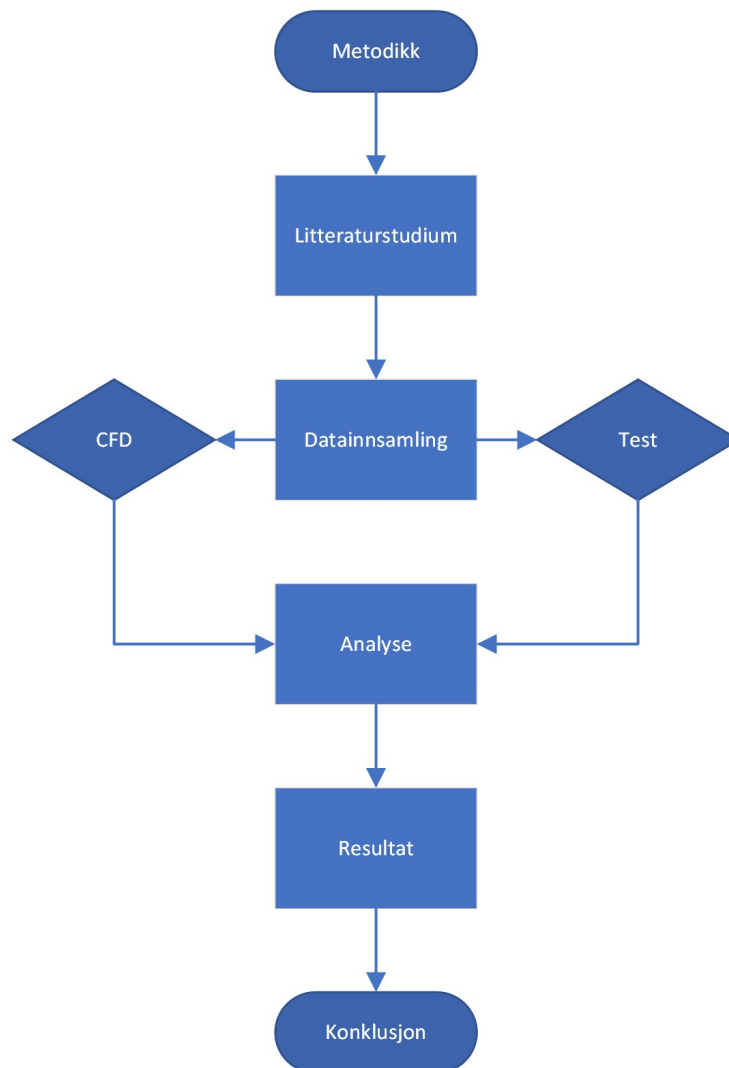
2 Metode

“En metode er en fremgangsmåte, et middel til å løse problemer og komme frem til ny kunnskap. Et hvilket som helst middel som tjener dette formålet, hører med i arsenalet av metoder.” - Vilhelm Aubert [7]

Metode er fremgangsmåten som blir brukt for å samle informasjon, bearbeide, og tolke data. I empiriske undersøkelser, altså erfaring i form av data, er kvantitativ og kvalitativ metode viktige verktøy. Kvantitativ metode er en forskningsmetode som blir brukt hvor en samler inn data i form av tall og enheter [8]. Kvalitativ metode er en forskningsmetode som blir brukt når en analyserer data i form av tekst og observasjoner [9].

Figur 4 viser bacheloroppgavens oppbygging og fremgangsmåte. I prosjektets innledende fase blir det gjennomført et litteraturstudium på pumper og turbiner, hvor målet er å tilegne seg kunnskap og forståelse om hvordan disse fungerer. Dette arbeidet blir gjennomgått i Kapittel 3. Videre blir det utført CFD-analyser for SWL-pumper som turbin (Kapittel 4), etterfulgt av en eksperimentell test hvor studentene har en deltagende observasjon. Testen blir utført hos FRAMO Flatøy der en SWL-pumpe blir testet som turbin (Kapittel 5).

Etter testen blir de kvantitative dataene fra CFD-analysen og den eksperimentelle testen så kombinert med kvalitative analyser for å vurdere hvordan FRAMO sin CFD-modell egner seg til å beskrive SWL-pumpe som turbin. Dette blir gjennomgått i Kapittel 6. Funnene fra analysen sammenfattes i resultatdelen (Kapittel 7), og konklusjonen baseres på dette (Kapittel 8).



Figur 4: Fremgangsmåte og oppbygging av rapport

3 Teori

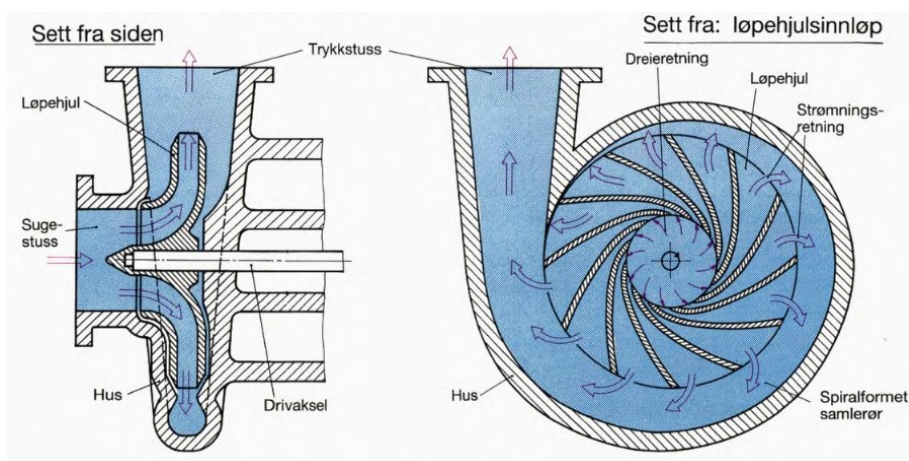
3.1 Sentrifugalpumpe

Sentrifugalpumper er de mest vanlige pumpene i industrien på grunn av at de er billige å produsere og lite følsomme mot erosjon og korrosjon. Pumpene blir brukt til å flytte og løfte væsker, og er enkle å operere da de ikke har konstant volum og i den sammenheng ikke behøver trykkreguleringsventiler [10].

I Figur 5 vises en sentrifugalpumpe med et spiralforma pumpehus og en impeller. Denne kan bli drevet av en asynkron elektromotor. Impelleren er ofte formet med bøyde skovler, og den akselererer væsken som kommer inn gjennom sugestussen ved å kaste den mot veggen av pumpehuset. Sentrifugalkraften gjør at væsken strømmer ut fra impelleren og inn i det spiralformete samlerøret, før det går ut trykkstussen. [11]. Som vist i Figur 6 øker tverrsnittet i det spiralformete samlerøret, hvilket fører til at hastigheten på væsken synker, mens det statiske trykket øker. Dette kommer av Bernoulli-prinsippet som blir gjennomgått i Kapittel 3.15.

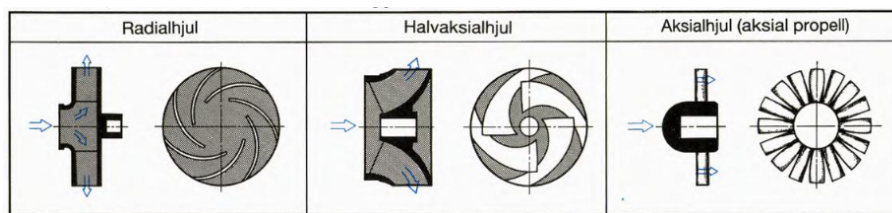


Figur 5: Sentrifugalpumpe



Figur 6: Konstruksjonen av ei sentrifugalpumpe [11]

Impelleren, eller løpehjulet, kommer i flere fasonger. Figur 7 viser tre ulike impellere. Radialimpeller gir en stor løftehøyde ved liten volumstrøm, men den faller raskt etter at den når høyest virkningsgrad, Best Efficiency Point (BEP). Aksialhjul transporterer store væskemengder ved lav løftehøyde, men oppnår lavere virkningsgrad enn radialimpeller. Halvaksialimpeller har en karakteristikk som ligger i mellom de to [11] [12]. I tillegg til dette vil også selve pumpehuset kunne komme i flere fasonger, fra radielle “sneglehus” til mer aksielle diffusorer.



Figur 7: Impellertyper [11]

3.2 Neddykket Sjøvanns Løftepumpe

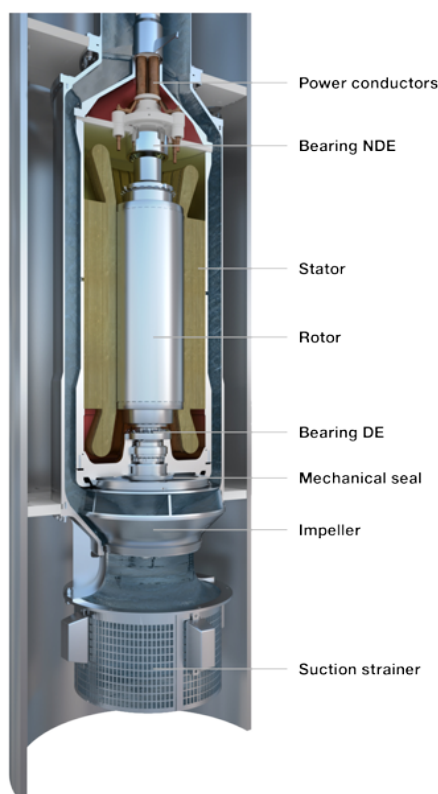
FRAMO har utviklet en neddykket sjøvanns løftepumpe, på engelsk kalt “Sea Water Lift (SWL)-pump”. Dette er en sentrifugalpumpe med innsuging i bunn og blir brukt på blant annet FPSOer til å løfte opp vann for å kjøle ned systemene ombord.

På Figur 8 ser en hvordan pumpen er bygget opp. Nederst ser man et “suction cover” som har som oppgave å lede væsken inn i pumpen med ønsket strømningsprofil. I bunn av dette er det også påmontert en “strainer”, som fungerer som en sil og forhindrer at partikler blir sugd inn i pumpen. En vil at det skal bli ført en laminær strømning inn på impelleren. Laminær strømning blir forklart i Kapittel 3.14. Suction cover er tilpasset impeller, som kan variere etter kundens behov. Impellerens variasjon kommer av hvilke pumpekarakteristikk kunden krever. Pumpekarakteristikk og pumpekurver forklares i Kapittel 3.7. Impelleren er festet til en rotor som er en del av den asynkrone motor som driver SWL-pumpen. Asynkron motor blir forklart i Kapittel 3.3.

Mellom den asynkrone motoren og impelleren er det en mekanisk tetning. Denne tetningen har som formål å skille oljen fra vannet. Oljen blir ført inn i ledekanaler i pumpen, hvor den både smører og kjøler. SWL-pumpen har tre lagre, to radial- og et aksiallager. Radiallagrene tar opp radielle krefter, altså krefter tvers på akslingen. Aksiallageret tar opp krefter i akselens lengderetning.

Impelleren skyver vannet ut i pumpehuden, som blir kalt diffusor. Her er det montert ledeskovler som retter strømmingen fra et radielt mønster i pumpen til et rett mønster videre i rørene. Væsken blir derfor ledet opp gjennom diffusoren og til videre transport [3]. Diffusoren skiller også væsken fra motoren og lagrene.

En SWL-pumpe vil typisk ved BEP oppnå en virkningsgrad på rundt 80% [13]. Denne virkningsgraden avhenger av en rekke ulike faktorer, da det kan oppstå både mekaniske, volumetriske, og hydrauliske tap. De hydrauliske tapene vil typisk være mest utslagsgivende, da disse også omfatter friksjonstap ved pumpehus og impeller [14]. Volumetriske tap vil kunne oppstå i form av lekkasje, mens mekaniske tap i hovedsak vil være tilknyttet friksjonstap ved lagre og tetninger. Friksjonstapet som oppstår på over- og undersiden av impeller kalles skivefriksjonstap, og dette vil i hovedsak være avhengig av impellerens omdreiningshastighet.



Figur 8: FRAMO SWL-pumpe [15]

3.3 Asynkronmotor

Asynkronmotoren er en av de mest brukte elektromotorene i industrien, og blir blant annet brukt av FRAMO til å drive enkelte SWL-pumper. Asynkronmotoren består i hovedsak av en stator og en rotor. Stator er den stillestående delen av motoren. Ofte er statoren en integrert del av motorhuset og kobles vanligvis til et trefase strømmnett. En stator bygges vanligvis opp av et stort antall tynne plater / blikk. Hvert lag er isolert fra platene ved siden av for å redusere induserte virvelstrømmer.

Rotor er den roterende delen av motoren, den består av en aksling omgjenget av viklet metall for å kunne danne et magnetfelt. Når det oppstår forskjell mellom rotorens og statorfeltets rotasjonshastighet vil det bli induisert en strøm i rotoren som danner et magnetfelt som gir et dreiemoment rundt rotorakslen. Dette magnetfeltets styrke er avhengig av forskjellen i rotasjonshastighet mellom stator og rotor, og jo større denne forskjellen er desto større blir effekten til motoren [16]. Navnet “asynkronmotor” kommer av differansen mellom rotor og statorfeltet, som tilsier at det oppstår asynkron drift.

Statorfeltets omdreiningstall er gitt ved Ligning 1. Denne sier at statorfeltets rotasjonshastighet er proporsjonal med strømmnettets frekvens. Ved å regulere strømfrekvensen over asynkronmotoren vil man da kunne styre statorfeltets rotasjonshastighet. Dette kan gjøres ved å benytte en Variable Speed Drive (VSD), som er en enhet som tillater justering av utgående strøm.

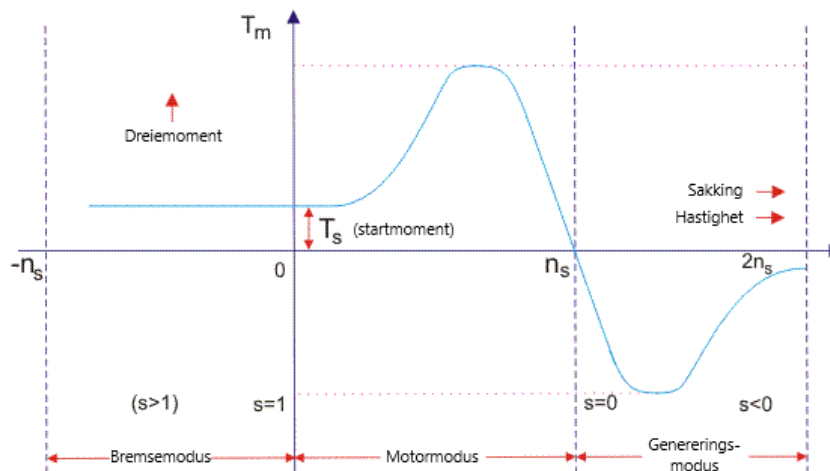
$$n_s = \frac{f \cdot 60}{p}, \quad (1)$$

En asynkrongenerator er en asynkronmotor som produserer vekselstrøm. Dersom en asynkronmotor er koblet til strømmnett og tvinges av en ytre kraft til å rotere raskere enn det synkrone turtallet, vil den levere elektrisk energi inn på nettet [17]. Figur 9 viser relasjonen mellom asynkronmotorens sakking og dreiemoment, og denne viser at asynkronmotoren frem mot synkronhastigheten vil ha positivt moment. Hvor rotorhastigheten er større enn synkronhastigheten oppstår det negativt dreiemoment i asynkronmotoren, hvilket tilsier at denne opererer som generator. Det kan også av Figur 9 merkes at dreiemomentet er proporsjonalt med sakkingen frem mot både den positive og negative dreiemomentstoppen.

Ligningen for effekten av generatoren er:

$$P_{aksling} = \tau_{aksling} \cdot \omega, \quad (2)$$

der $P_{aksling}$ er levert effekt av generatoren [W], $\tau_{aksling}$ er dreiemomentet om rotoren [N/m] og ω er rotasjonshastighet [rad/s].



Figur 9: Karakteristikk for dreiemoment og sakking for en asynkron motor. Tilpasset fra [18]

3.4 Vannturbiner

En vannturbin har som hovedformål å omdanne kinetisk- og potensial-energi i vannstrømmer til rotasjonsenergi i turbinen [19]. Rotasjonsenergien i turbinen vil først og fremst ha stor mekanisk nytteverdi, men det vil i mange tilfeller være mye mer gunstig å konvertere denne energien til elektrisitet. Elektrisitet har nemlig den store fordel at det er den mest universelle energikilden tilgjengelig, samt at den kan både lagres og sendes over store avstander. Moderne vannturbiner kan prinsipielt inndeles i to hovedkategorier; fortengningsturbiner og dynamiske turbiner [12]. Fortengningsturbiner kan ses på som fortreningspumper som kjøres i revers, og brukes i all hovedsak i forbindelse med måling av strømningshastighet og strømningsvolum. Når det kommer til kraftproduksjon er det imidlertid dynamiske turbiner som er gjeldende, og også dynamiske turbiner inndeles i to underkategorier; impulsturbiner og reaksjonsturbiner [12].

Kjernen av impulsturbinens virkemåte er at væskestrømmen akselereres ved hjelp av dyse(r) for å maksimere kinetisk energi, som absorberes og omgjøres til rotasjonsenergi gjennom et skovlhjul [20]. Den typen impulsturbin som er vanligst i dag og har vist seg å være mest effektiv er Pelton-hjulet, hvilket ble først utformet i 1878 av Lester A. Pelton [12]. Pelton-hjulet består av en rekke bøtte-formede skovler, hvorpå vann sendes i høy hastighet for å drive skovlhjulets aksling rundt. Et viktig særtrekk ved impulsturbinen er at det er et fristråle-konsept, hvilket tilsier at væskestrømmens kontaktflate med skovlhjulet er begrenset til dysens umiddelbare nærhet og at turbinen vil drives under atmosfærisk trykk. Effekt av Pelton-turbinen kan analyseres ved hjelp av Eulers turbomaskineriligning (Ligning 3) [12], hvor man kan bemerke seg at energiproduksjonen kun vil være avhengig av væskestrømmens hastigheter og massetetthet samt skovlhjulets radius.

$$\dot{W}_{aksling} = \omega \cdot \tau_{aksling} = \rho \cdot \omega \cdot Q(r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t}) \quad (3)$$

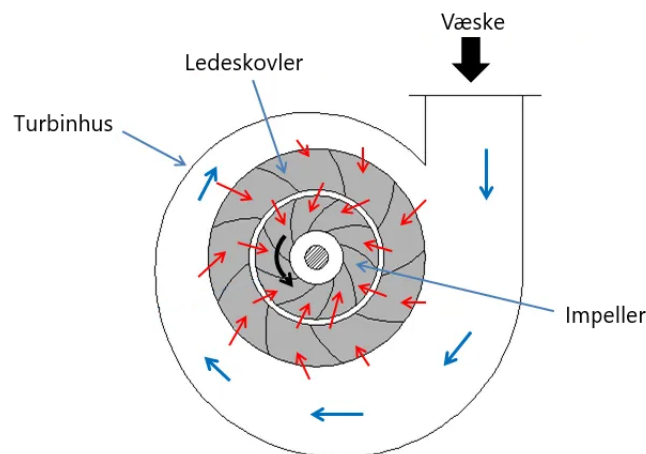
3.5 Reaksjonsturbin

Reaksjonsturbinen er en annen form for dynamisk turbin, og den første av dens to hovedtyper; “Francis-turbinen”, ble utviklet og fremstilt av James B. Francis i 1840 [12]. Den fundamentale forskjellen mellom reaksjonsturbinen og impulsturbinen er at under drift vil hele turbinhuset til en reaksjonsturbin være fylt med vann. Dette medfører at det vil være trykkforskjeller mellom turbinens innløp og utløp, hvilket gjør at det ikke er behov for å øke strømmingens hastighet slik man gjør ved en impulsturbin. Det er to hovedtyper reaksjonsturbiner: Francis-turbinen og Kaplan-turbinen [12]. Felles for de begge er at det benyttes impeller i stedet for skovlhjul, hvilket tilsier at det er snakk om avlukkede system.

I tillegg til at reaksjonsturbinene benytter impeller så blir det ofte brukt ledeskovler i turbinhuset eller impellerhuset, som vist på Figur 10. Dette brukes for å kunne lede vannet på en gunstigere måte inn for å hente ut mest mulig effekt igjennom impelleren. En stiller typisk pitch (vinkelen) for å tilegne vannmengden til impelleren. Dette er en enkel måte å utvide spekteret og operasjonsområdet til turbinen på.

Virkninggraden til en turbin er definert som turbinens effekt målt mot den isentropiske (teoretiske) effekten, vist ved Ligning 4. En reaksjonsturbin vil denne typisk ha en virkningsgrad rett i overkant av 90% [21].

$$\eta_{turbin} = \frac{\text{Turbinens effekt}}{\text{Isentropisk turbineffekt}} = \frac{P_{aksling}}{\rho g H Q} \quad (4)$$



Figur 10: Reaksjonsturbin. Tilpasset fra [22]

3.6 Løftehøyde

For å transportere væske fra en lavtliggende til en høytliggende beholder må pumpa overvinne både trykk- og høydeforskjeller i væsken. Den totale løftehøyden er lik sugehøyden pluss trykkhøyden. Som vist på Figur 11 er sugehøyden den høyden fra den lavtliggende beholderen til innløpet på pumpen, mens trykkhøyden er høyden fra utløpet til den høytliggende beholderen.

Løftehøyden er et begrep som sier noe om ytelsen til pumpa referert til vekten av væsken [11]:

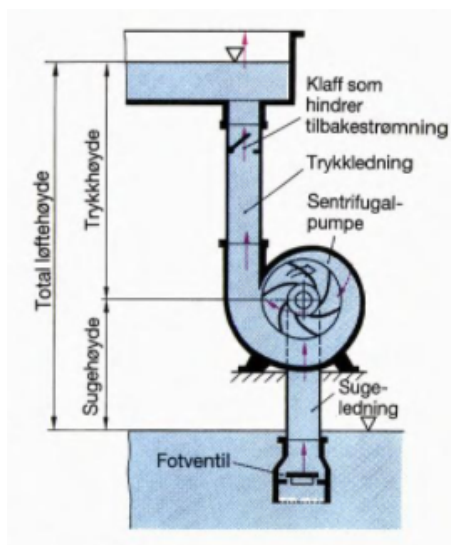
$$H = \frac{P_Q}{F_G} = \frac{P_Q}{\rho g Q}, \quad (5)$$

hvor P_Q er transportytelsen til pumpa, ρ er tettheten til væsken, g er tyngreakselerasjonen og Q er væskestrømmen. Løftehøyden måles i meter eller *mle* (meter of liquid column).

Maksimalt kan sugetrykket være lik lufttrykket på omtrent 1 bar. Siden 1 bar tilsvarer trykket av en 10 meter høy vannsøyle, vil det bety at den maksimale sugehøyden er på 10 meter. I realiteten er den praktiske sugehøyden begrenset til 8 meter, da det er noen faktorer som kan redusere den:

- Frisksjonsmotstand i sugeledning og pumpe
- Kavitasjon i pumpens impeller
- Væsken kan ha større tetthet enn vann
- Partikler i væsken som reduserer damptrykket

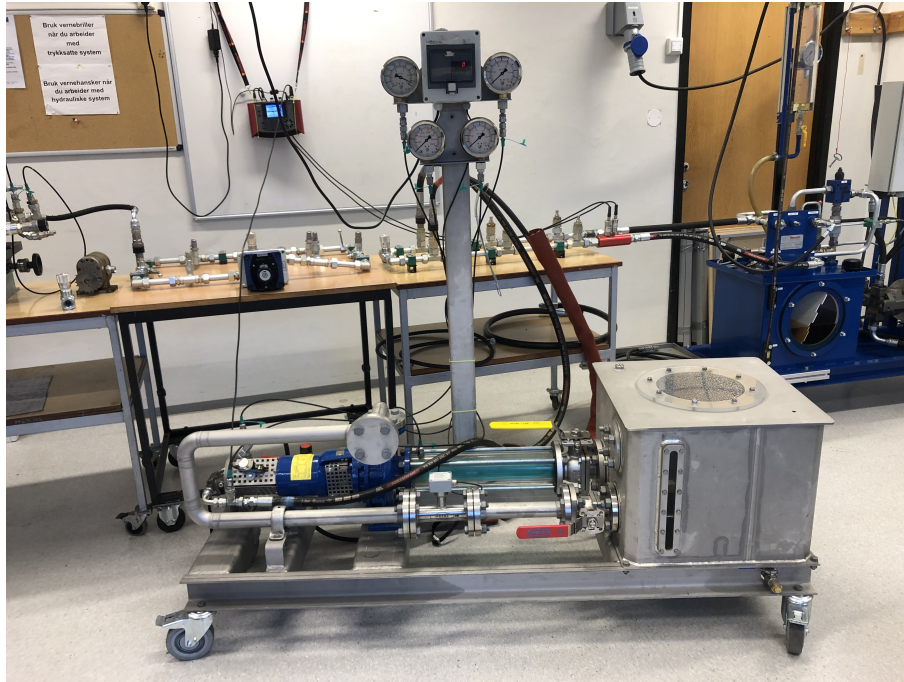
Trykkhøyden til en sentrifugalpumpe er avhengig av omdreiningstallet og impellerens form. Den kan være mellom 10 m og 200 m.



Figur 11: Løftehøyde (Suge- og trykkhøyde) [11]

For turbiner anvendes ofte begrepet "fallhøyde" for å beskrive høydeforskjell mellom turbin og reservoar da dette likt som for "løftehøyde" ved pumper indikerer strømningsretningen. For enkelhets skyld vil "løftehøyde" i denne rapporten bli brukt for både pumpe og turbin.

Figur 12 viser en en pumpe­sløyfe fra hydraulisk laboratorium ved Bergen Maritime VGS. Ventilen med røde håndtaket vist lengst fremme i bildet befinner seg på pumpens trykkside mens kuleventilen med gult håndtak lengre bak i oppsettet er påmontert pumpens sugeside. Dersom ventilen på pumpens trykkside strupes vil dette gi større mottrykk for pumpen, hvilket vil simulere økt løfte­høyde. Når denne ventilen er helt åpen vil det være minst mulig motstand for pumpen og maksimal volum­strøm vil da kunne oppnås. Ved å strupe den gule ventilen på pumpens sugeside vil det oppstå et tryk­kfall, hvilket vil simulere en situasjon hvor en dykket SWL-pumpe ikke er dykket dypt nok og kavitasjon vil kunne oppstå. Kavitasjon gjen­nom­går i Kapittel 3.10.



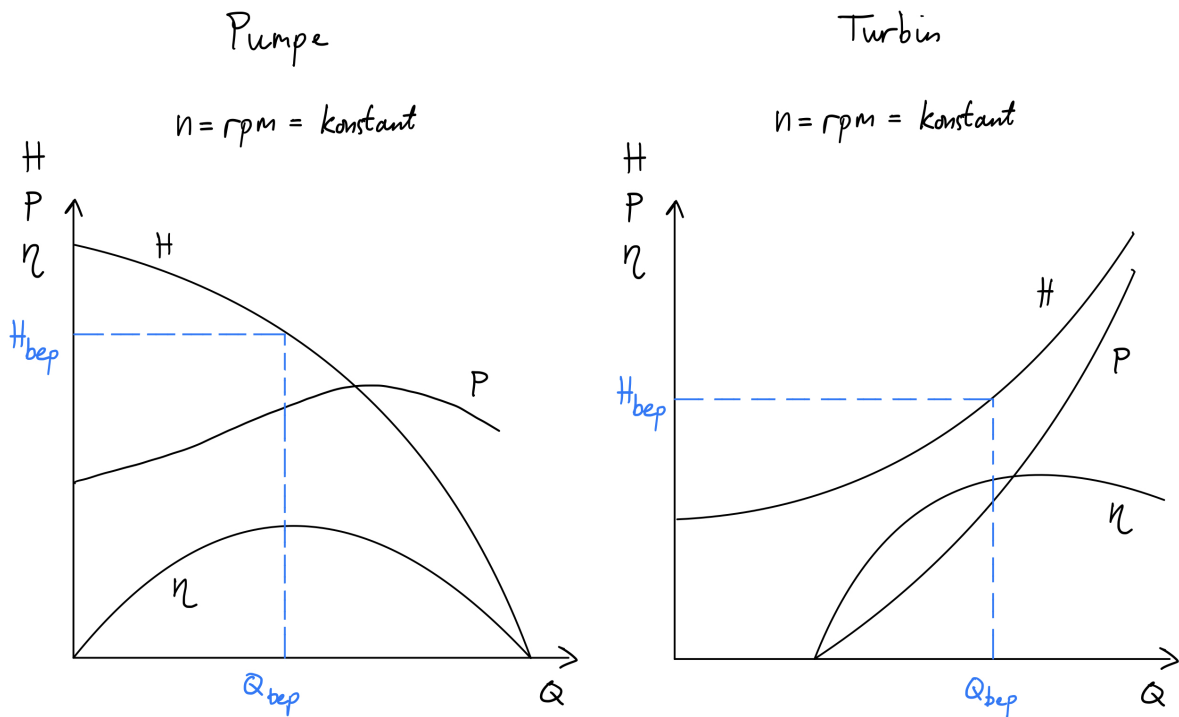
Figur 12: Pumpesetup hos Bergen Maritime

3.7 Pumpe- og Turbinkurver

Pumpe- og turbinkurver viser ytelsen til en pumpe og en turbin. Begge kurvene har de samme parametrene som volumstrøm, løftehøyde, effekt, rotasjonshastighet på løpehjulet og virkningsgrad. Kurvene blir dannet ved at maskinene blir kjørt på sitt bruksområde og ytelsesdata blir plottet i forhold til volumstrømmen [23].

Figur 13 viser hvordan pumpe- og turbinkurvene typisk ser ut. For pumper ser en at løftehøyden (H) synker med økende volumstrøm, mens for turbiner er dette motsatt hvor løftehøyden øker når volumstrømmen øker. For pumpe viser kraftkurven (P) hvor mye effekt som brukes for å drive pumpe, mens for turbin vises det hvor mye effekt en genererer. Her er det verdt å merke seg at kurven for pumpe er flattere enn kurven for turbin som øker eksponentielt. Dette blir sett nærmere på i Kapittel 6.2.2.

Virkningsgraden, η , er representert på begge grafene. Der hvor virkningsgraden er høyest viser hvor maskinene har best effektivitet. Dette punktet blir kallet BEP (Best Efficiency Point). På Figur 13 er dette vist med H_{bep} og Q_{bep} .



Figur 13: Pumpe- og Turbinkurver

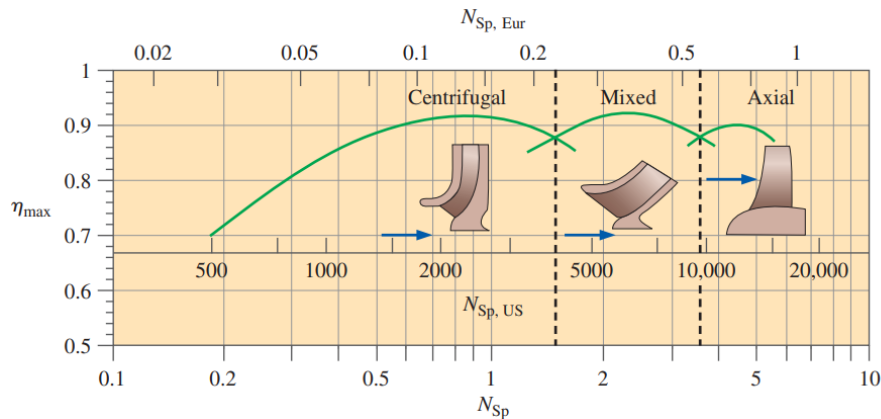
3.8 Spesifikk Hastighet

Spesifikk hastighet brukes til å karakterisere driften av en pumpe eller en turbin ved BEP og er nyttig når en skal gjøre valg av designet til pumpen/turbinen.

Formelen for spesifikk hastighet for en pumpe er:

$$N_{sp} = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}, \quad (6)$$

Hvor N_{sp} er spesifikk hastighet for pumpe, n er turtall [rpm], Q er volumstrøm [m^3/s], g er tyngdeakselerasjonen [m/s^2] og H er løftehøyden [mlc]. Figur 14 viser maksimal virkningsgrad gitt som funksjon av spesifikk hastighet for pumpe. Den viser at sentrifugalpumper har høyest virkningsgrad når spesifikk hastighet er rundt 1-4.

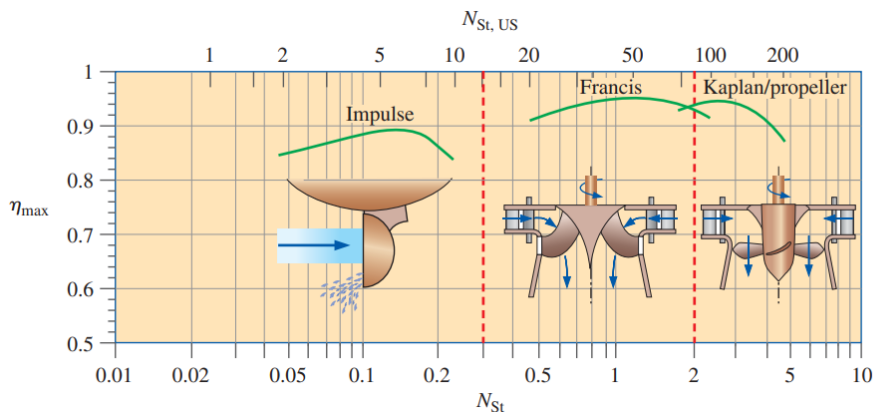


Figur 14: Maksimal virkningsgrad gitt som funksjon av spesifikk hastighet for pumper [12]

Spesifikk hastighet til turbin kan regnes ut med formelen:

$$N_{st} = \frac{n\sqrt{P}}{\rho^{1/2}(gH)^{5/4}}, \quad (7)$$

Hvor N_{st} er spesifikk hastighet for turbin, n er turtall [rpm], P er akslingseffekt [kW], ρ er tettheten til væsken i turbinen, g er tyngdeakselerasjonen [m/s^2] og H er løftehøyden [mlc]. Figur 15 viser maksimal virkningsgrad gitt som funksjon av spesifikk hastighet for turbin. Den viser at Francis turbiner, altså reaksjonsturbiner, har høyest virkningsgrad når spesifikk hastighet er rundt 1.



Figur 15: Maksimal virkningsgrad gitt som funksjon av spesifikk hastighet for turbiner [12]

Forholdet mellom spesifikk hastighet for pumpe og turbin er gitt ved:

$$N_{st} = N_{sp}\sqrt{\eta_{turbin}}, \quad (8)$$

Hvor N_{st} er spesifikk hastighet for turbin, N_{sp} er spesifikk hastighet for pumpe og η_{turbin} er virkningsgraden til turbinen.

3.9 Affinitetslover

Affinitetslovene er dimensjonsløse matematiske relasjoner mellom parametrene til pumper. De blir brukt for å estimere forandringer i pumpeytelsen når en endrer rotasjonshastighet eller impeller diameteren. Affinitetslovene er basert på analyser av roterende maskiner hvor en har funnet ut at noen parametre forblir konstante [24].

En kan endre pumpens rotasjonshastighet for å unngå overdreven strømming eller trykk og for å tilpasse pumpen til nye servicekrav. Virkningsgraden forandrer seg lite når en endrer turtallet innenfor operasjonsområdet til pumpen. Derfor kan de følgende lovene anses som nøyaktige og pålitelig når en endrer turtallet [25]:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}, \quad (9)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad (10)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \quad (11)$$

Ønsker en å endre impeller diameteren i pumpen kan en bruke de følgende affinitetslovene. Disse fungerer på små endringer (5%-15%) i impeller diameter. Disse er ikke like nøyaktige over et stort område som ligningene for endring av rotasjonshastighet. Det kommer av at dimensjonen på pumpehuset endrer seg proporsjonalt med impeller diameteren. Dette fører til at virkningsgraden endrer seg [24] [25].

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1}, \quad (12)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2, \quad (13)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3, \quad (14)$$

Det er også mulighet å endre både rotasjonshastighet og impeller diameter ved de følgende formlene. Estimaten er nøyaktige innenfor en diameterendring på $\pm 10\%$ fordi endring av diameter vil også endre pumpehuset [24]:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right) \left(\frac{n_2}{n_1}\right), \quad (15)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad (16)$$

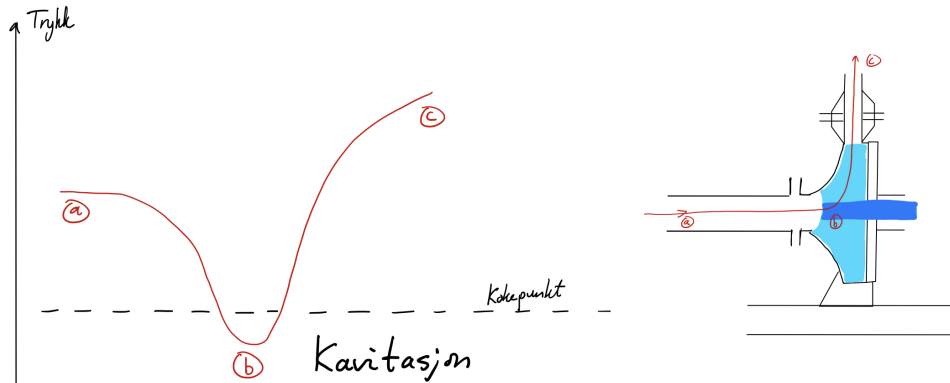
$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \quad (17)$$

3.10 Kavitasjon

Kavitasjon er når det blir dannet gassbobler i en væske. Dette oppstår når trykket i en væske synker til under damptrykket. Dette fører til at væsken skifter aggregattilstand fra væske til gass.

Gassboblene kan implodere om trykket øker og væsken skifter aggregattilstand fra gass til væske. Implosjon er når gassboblene kollapser innover. Dette fører til støy og vibrasjoner. Over tid kan kavitasjon og implosjon føre til mekaniske skader, for eksempel at gassboblene imploderer i nærheten av en overflate og river med seg deler av den.

Kavitasjon i pumper kan oppstå når væsken går gjennom innløpet og ut trykkstussen. Figur 16 viser hvordan trykket i væsken forandrer seg når den går gjennom pumpa. Ved innløpet faller trykket under kokepunktet og væska kaviterer. Når trykket øker igjen på vei ut av pumpa vil gassboblene implodere. På Figur 17 er det markert hvor en ser skadene på en impeller der det har oppstått kavitasjon og implodering.



Figur 16: Kavitasjon oppstår

For å unngå kavitasjon kan en endre på en eller flere av de følgende faktorene [26]:

- Senke temperaturen på væsken
- Øke trykket i pumpa
- Senke farten i pumpa
- Dykke pumpen dypere noe som gir høyere innløpsstrykk
- Utforme skovlene slik at man unngår lokale undertrykk



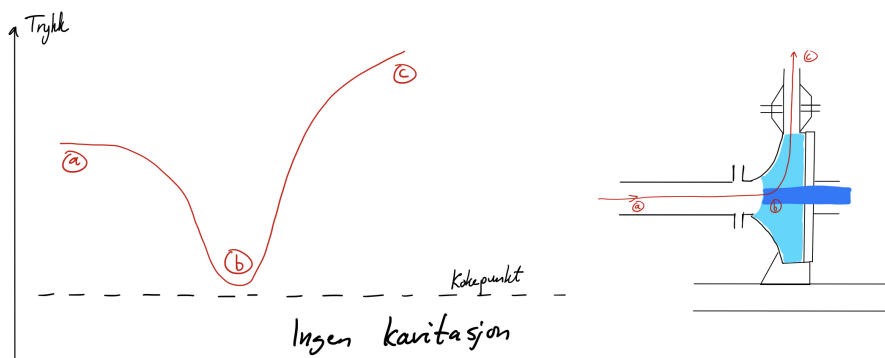
Figur 17: Skade på en impeller på grunn av kavitasjon og implodering

3.11 NPSH

Net Positive Suction Head (NPSH) er den karakteristiske verdien for sugekapasiteten til ei pumpe. NPSH er en verdi på trykket i forhold til fluidets kokepunkt. En liten verdi representerer en høyere sannsynlighet for at fluidet skal kavitere og skade pumpen. Det minste verdien en må ha for å unngå kavitasjon er Net Positive Suction Head Required ($NPSH_R$), og denne verdien øker når pumpekapasiteten øker. Net Positive Suction Head Available ($NPSH_A$) er absolutt trykket ved pumpens innløp. Denne verdien er avhengig av hvordan pumpa er installert og må beregnes.

For å unngå kavitasjon og ha best ytelse av pumpen må verdien av $NPSH_A$ være større enn $NPSH_R$ [26]. Dette er vist på Figur 18.

$$NPSH_A > NPSH_R, (18)$$



Figur 18: Unngår kavitasjon når $NPSH_A > NPSH_R$

3.12 Viskositet

Viskositet er den indre friksjonen i en væske og sier noe om væskens motstand mot bevegelse. En høy viskositet betyr at væsken vil være vanskelig å sette i bevegelse. Viskositeten er avhengig av temperaturen. For gasser vil viskositeten øke med økende temperatur, mens for væsker vil viskositeten avta med økende temperatur.

Viskositet (og kallet for dynamisk viskositet eller absolutt viskositet) er forholdet mellom skjærspenning og hastighetsgradient. Dette kan forklares med at når væsken beveger seg over et fast underlag vil det faste underlaget forsøke å bremse bevegelsen til væsken. Dette skjer på grunn av friksjon, og væsken blir utsatt for skjærspenning. På grunn av dette vil de molekylene som er nærmest underlaget vil ha lavere hastighet enn de som er lenger unna [27]. Enheten til viskositet er Ns/m^2 , men vanligvis blir absolutt viskositet oppgitt i poise (P) som tilsvarer 10^{-1}Ns/m^2 . På grunn av at dette er en stor enhet blir det oftere oppgitt i centipoise (cP) som er 10^{-3}Ns/m^2 [28].

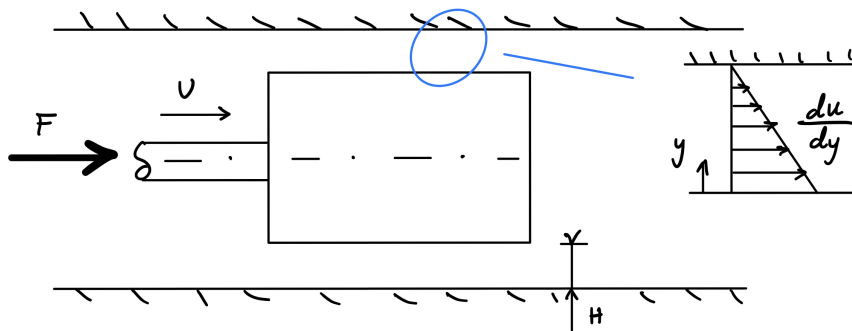
Figur 19 viser et stempel i en sylinder der lengden h er fylt med væske. Ligning 19 ble definert av Isaac Newton og forklarer kraften som er nødvendig for å bevege stempelet. Newton fant ut at kraften er proporsjonal med arealet og hastigheten, og omvendt proporsjonal med klaringen h . Viskositet (μ) er en proporsjonalitetskonstant. Overflatefriksjon fører til at væsken som ligger inntil sylinderveggen er i ro og at væsken som ligger nær stempelet har stempelets hastighet v . En kan derfor sette opp hastighetsgradienten du/dy [28].

$$F = \mu \cdot \frac{Av}{h} = \mu A \frac{du}{dy} \quad (19)$$

Kinematisk viskositet er dynamisk viskositet representert uten masse og kan oppfattes som et forholdstall. En oppnår kinematisk viskositet ved å dividere den dynamiske viskositeten med tettheten; $\nu = \mu/\rho$. Enheten er (m^2/s), men som oftest blir kinematisk viskositet oppgitt i stokes (St) eller centistokes (cSt). 1 cSt tilsvarer $10^{-4} \text{m}^2/\text{s}$ [28]. Kinematisk viskositet blir også kallet for en diffusjonskonstant, da den har samme enhet som diffusjonskoeffisienten.

En strømning der friksjonseffektene er betydelige blir kallet for en viskøs strømning. I noen strømninger er det derimot regioner i væsken som ikke er nær faste overflater. I disse regionene er de viskøse effektene så små i forhold til trykket og treghetskreftene at en kan neglisjere dem. Dette blir kallet en for ikke-viskøs strømning [12].

For pumper kan større viskositet føre til større trykktap, og dette må kompenseres for ved transport av væsker og gasser. Derfor er viskositeten viktig ved beregning av strømning i pumper [27].

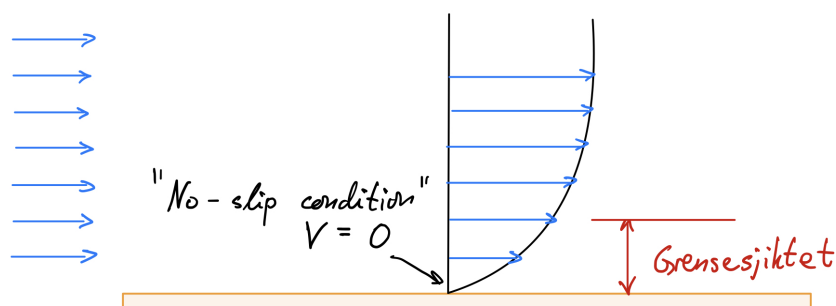


Figur 19: Modell for viskositet

3.13 No-Slip Condition

I fluidmekanikken vil problemstillinger ofte være knyttet til strømninger rundt, over, gjennom, eller i solide objekter. Forståelse av interaksjon mellom fluid og solide elementer er derfor en sentral del av fluidmekanikkens lære, og kravet om “no-slip condition” er her grunnleggende. “No-slip condition” er et fenomen som oppstår som en følge av viskositet, og medfører at et fluid i direkte kontakt med et solid objekt vil “klebre seg” til overflaten [12]. Dersom man eksempelvis ser på luftstrømmene rundt en flyvinge, er det åpenbart at luftpartiklene er nødt til å bevege seg rundt vingen. Dette tilsier at hastighetskomponenten som står normalt på flyvingens overflate må gå mot null når man nærmer seg selve overflaten, og følgende vil den tangentielle hastigheten øke som funksjon av nærhet til vingens overflate. Dette mønsteret brister imidlertid når det kommer til de partikler som er i kontakt med selve overflaten, for all forskning tilsier at også den tangentielle hastighetskomponenten blir lik null ved overflaten [12]. Dette er en viktig del av fluidmekanikkens lære, og er sentralt for all interaksjon mellom fluid og solide elementer.

En viktig følge av “no-slip condition” er hvordan partikkelhastigheten til et fluid vil utvikle seg rundt et solid objekt, da no-slip fører til at det oppstår en hastighetsprofil mellom de stasjonære partiklene og de frie, upåvirkede partiklene. Som vist på Figur 20 er det sjiktet som er nærmest overflaten, og da også betydelig påvirket av de viskøse effektene, kalt for grensesjiktet.



Figur 20: No-slip condition og grensesjiktet

3.14 Laminær og Turbulent Strømning

En laminær strømning er karakterisert av at strømlinjene er jevne, og at det er en rolig og ordnet bevegelse. Væskpartikler vil også beholde sin opprinnelige orientering og væskelag vil ikke blande seg. Turbulent strømning vil derimot ha hastighetsvingninger og uordnet bevegelse. Væskpartiklene vil her rotere om sin egen akse og væskelag vil blande seg tilfeldig, noe som er vist på Figur 21. I mellom laminær og turbulent strømning er det en overgangsfase. I denne fasen vil fluidet bytte litt på å ha laminær og turbulent strømning.

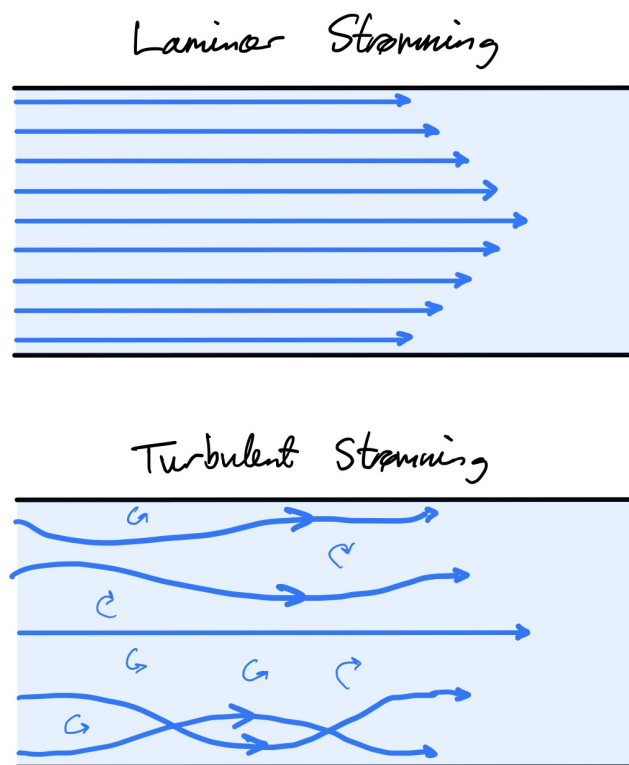
Hvilken type strømning en har avhenger av væsketype, geometrien til røret, overflateruhet, strømningshastighet og overflatetemperatur. For å bestemme om en strømning er laminær, turbulent eller i overgangen mellom disse kan en bruke det dimensjonsløse Reynoldstallet.

Ligningen for Reynoldstallet er [12]:

$$Re = \frac{\text{Treghetskraft}}{\text{Viskøskraft}} = \frac{V_{avg}D}{\nu} = \frac{\rho V_{avg}D}{\mu} \quad (20)$$

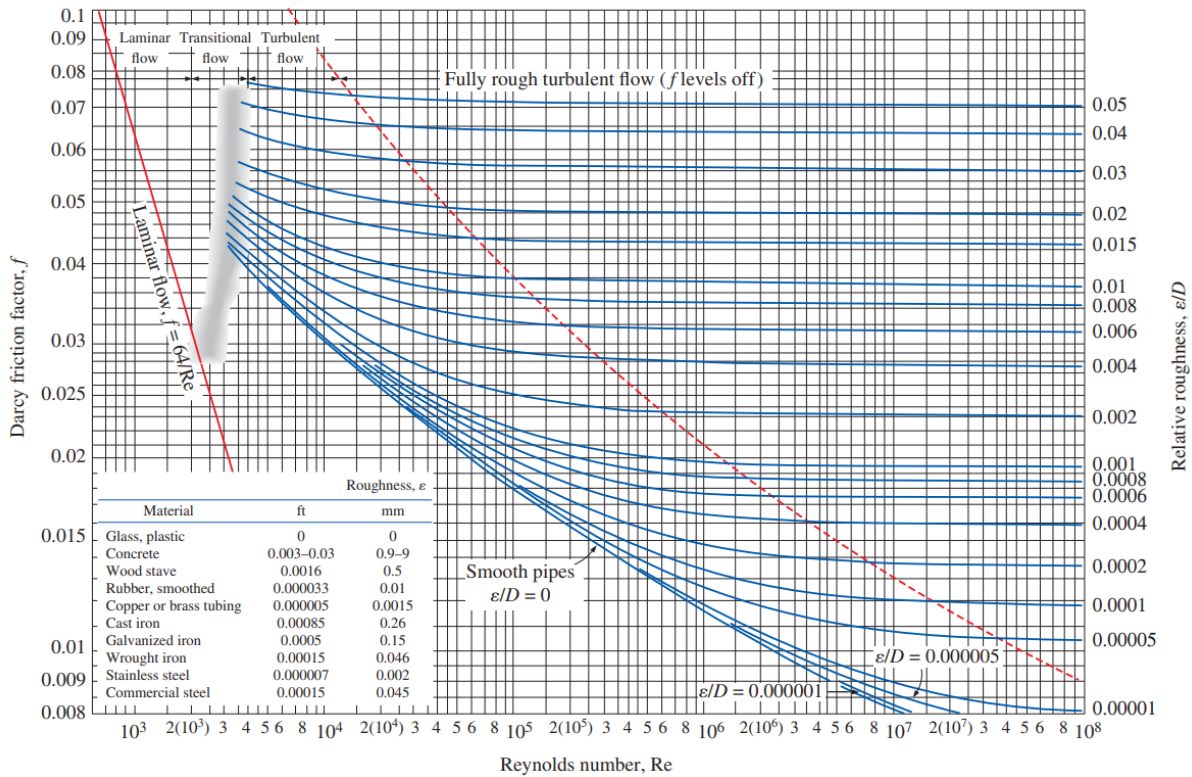
hvor V_{avg} er gjennomsnittlig hastighet på væskestrømmen [m/s], D er karakteristiske lengden på geometrien [m] $\nu = \mu/\rho$ er den kinematiske viskositeten for fluidet [m²/s].

Det er ikke et nøyaktig Reynoldstall for overgangen mellom laminær og turbulent strømning. Det er fordi denne overgangen er avhengig av geometri og vibrasjoner [28]. Normalt har laminær strømning $Re \leq 2300$, turbulent strømning har $Re \geq 4000$, og for strømninger som er i overgangen fra laminer til turbulent er Reynoldstallet i mellom disse verdiene [12].



Figur 21: Laminær og Turbulent Strømning

Laminær og turbulent strømning har innvirkning på friksjonskoeffisienten (f_D). For laminær strømning er $f_D = 64/Re$, mens for turbulent strømning må en bruke et Moody-diagram for å finne friksjonskoeffisienten. Moody-diagramet, vist på Figur 22, er et diagram som viser forholdet mellom friksjonsfaktor, Reynoldstallet og relativ ruhet. Det baserer seg på teori for laminær strømning og empiriske data fra turbulent strømning [12].



Figur 22: Moody-diagram [12]

3.15 Bernoulli-Prinsippet

Bernoulli-prinsippet sier at ved punkter langs en horisontal strømning har områder med høyere trykk lave væskehastighet, og områder med lavere trykk har høye væskehastighet [29].

Prinsippet ble presentert av Daniel Bernoulli i 1738, mens Leonhard Euler senere formulerte Bernoulliligningen. Ligningen beskriver bevaring av energi langs en strømning og kan bli brukt til å beregne trykk og hastighet for væsker i rør. Dette er vist på Figur 23. Den viser at det totale trykket vil være konstant, men at det dynamiske og statiske trykket kan endre seg langs strømlinjen:

$$P_{stat} = P + \rho gh \quad (21)$$

$$P_{dyn} = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (22)$$

$$P_{tot} = P_{stat} + P_{dyn} = \text{konstant} \quad (23)$$

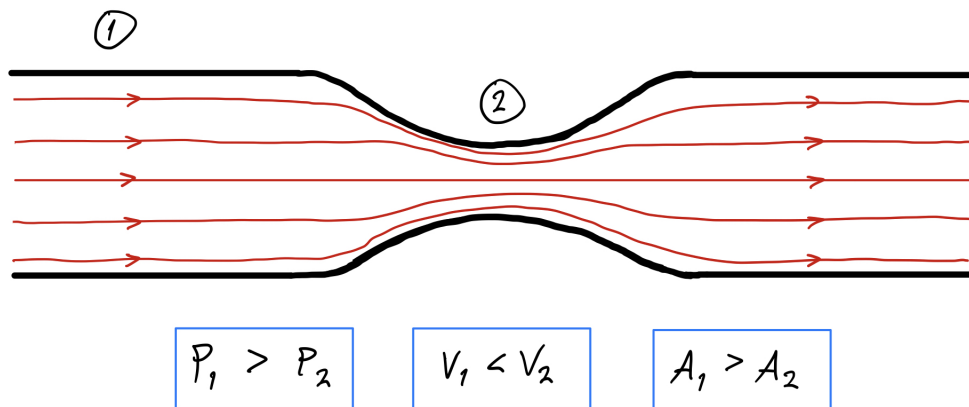
Setter vi disse sammen får vi:

$$P + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho gh = \text{konstant} \quad (24)$$

hvor P er trykket [MPa], ρ er massetetthet [kg/m^3], v er hastighet [m/s], g er tyngdeakselerasjonen [m/s^2] og h er høyden [m].

Ligningen kan sees på som en trykklikning eller en energiligning. Ser vi på den som en trykklikning assosieres P_{stat} med det hydrostatiske trykket og P_{dyn} assosieres med det dynamiske trykket. Som en energiligning vil P_{stat} assosieres med potensiell energi per volum, mens P_{dyn} assosieres med kinetisk energi per volum. [30].

For sentrifugalpumper er Bernoulli-prinsippet viktig fordi det forklarer hvorfor trykket øker når hastigheten synker i samlerøret som forklart i Kapittel 3.1.



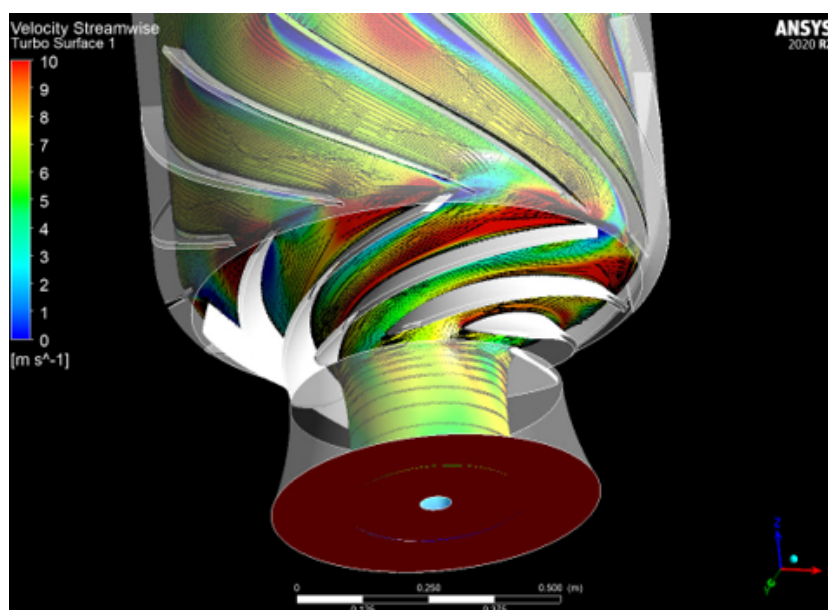
Figur 23: Bernoulli-prinsippet

3.16 Computational Fluid Dynamics

CFD-analyse (Computational Fluid Dynamics) er en metode innen fluidmekanikken som omhandler numeriske løsninger på strømningsproblemer, og dens røtter kan spores tilbake til tidlig 1930-tall hvor 2D-løsninger for strømningsproblemer rundt sylindere og foiler ble utviklet [12]. Siden den gang har konseptet gjennomgått en enorm utvikling, og i kombinasjon med datateknologi er man nå i stand til å ganske nøyaktig kunne anslå ulike fluids strømningskarakteristikker rundt/gjennom/over komplekse strukturer. CFD-analysens hovedprinsipp er at fysiske forhold defineres og tolkes som koblede partielle differensialligninger, som siden løses numerisk ved hjelp av datakraft. Dens anvendelse kan i all hovedsak knyttes til de aerodynamiske og hydrodynamiske fagområdene, hvor strømningsforståelse kan være avgjørende.

De underliggende fluidmekaniske ligningene utgjør kjernen av analyseverktøyene, og CFD-analysen styres av Navier-Stokes ligningene. Disse ligningene ble utviklet i løpet av flere tiår, fra Navier i 1822 frem mot Stokes i 1850. Grunnkonseptet ved Navier-Stokes er at Newtons andre lov ($F=ma$) anvendes på fluid i bevegelse, i kombinasjon med en antagelse om at spenninger i fluidet oppstår som følge av et diffuserende (egentransporterende) viskøst ledd og et trykk-ledd. Diffusjon er et begrep som omtaler stoffenes egentransport, og blant annet turbulens oppstår som følge av dette [31].

CFD-analyse, vist på Figur 24, har i nyere tid blitt stadig viktigere ingeniørarbeid innen fluidmekanikk, og er i dag et uvurderlig verktøy til å forutsi og forstå strømningsmønstre. Det er flere store fordeler ved å velge CFD-analyse i stedet for fysisk eksperimentell testing. Ettersom CFD-analysen tar utgangspunkt i en CAD-fil (Computer Aided Design) er det mulig å gjøre fortløpende endringer i geometrien, hvilket drastisk reduserer både materialbruk, tidsbruk, og kostnad.



Figur 24: CFD-analyse av pumpe som turbin

4 CFD-Analyse

I forkant av eksperimentell testing estimeres pumpens effekt som turbin ved hjelp av CFD-simuleringer og affinitetslover, hvilket vil gjennomgås i dette kapittelet. Dette gjøres i hovedsak for å kunne verifisere CFD-modellen, slik at fremtidig utvikling i større grad vil kunne basere seg på denne. I forbindelse med denne oppgaven utføres en CFD-analyse av en modell som har identisk utforming som PAT-en fra den eksperimentelle testen, med unntak av at impellerens diameter er 30[mm] større. For at disse simuleringresultatene skal være gyldige for sammenligning med testresultatene, må det utføres en skalering i tråd med affinitetslovene definert i Kapittel 3.9.

4.1 Bestemmelse av Rotasjonshastighet

4.1.1 630 [mm] Diameter

Analysen kjøres med en detaljert eksisterende 3D CAD-modell av en FRAMO SWL-pumpe, tegnet i CAD-programvaren 'CREO'. Denne modellen er av en SE400-pumpe med 630 [mm] impellerdiameter, som har samme utforming som en SE400-pumpe med 600 [mm] impellerdiameter. Ifølge grunnleggende teori om asynkronmotorer pr. Kapittel 3.3 er det to rotasjoner som inngår i asynkronmotorens virkemåte; statorfeltets rotasjon og selve rotorens rotasjon. I CFD-analysen er det impellerens (og dermed også rotorens) rotasjonshastighet som har betydning for simuleringene, og denne bestemmes ved å beregne statorfeltets rotasjonshastighet og siden justere for sacking. Statorfeltets rotasjonshastighet, n_s , er gitt ved Ligning 1, og for å kunne bestemme denne er det en forutsetning å kjenne til strømmnettets frekvens og antall poler i statoren. Den simulerte turbinens induksjonsmotor er lik den som er aktuell for SE400-pumpen med 600 [mm] impellerdiameter. Dette er en 4-pols asynkronmotor (to polpar). Det tas utgangspunkt i at denne kobles til et strømmnett på 50 [Hz] (likt det offentlige strømfordelingsnettet i Norge) [32] siden eksperimentell testing vil foregå på fastlandet. Dette vil gi statorfeltet følgende rotasjonshastighet:

$$n_{s630} = \frac{f \cdot 60}{p} = \frac{50[\text{Hz}] \cdot 60[\text{s}]}{2} = 1500[\text{rpm}] ,$$

Rotorens rotasjonshastighet vil kunne estimeres ved å multiplisere statorfeltets rotasjonshastighet med en sakkingsfaktor. Kapittel 3.3 forklarer hvordan asynkronmotorens dreiemoment, og dermed også effekt, avhenger av sackingen. For at en asynkronmotor skal kunne fungere i turbinmodus er man avhengig av negativ sacking (rotor har større rotasjonshastighet enn statorfeltet), og i preliminare simuleringer estimeres denne sackingen ved hjelp av FRAMOs erfaringsdata for den aktuelle konfigurasjonen. For pumpen med 630 [mm] impellerdiameter tas det i tråd med dette utgangspunkt i en sakkingsfaktor på -1,3% i det ideelle operasjonsområdet, hvilket gir rotoren følgende rotasjonshastighet:

$$n_{r630} = 1,013 \cdot 1500 = 1520[\text{rpm}] ,$$

hvor n_{r630} tilsvarer rotors og dermed også impellers rotasjonshastighet. Dette er viktig informasjon for å best mulig kunne definere strømningsforholdene i simuleringene, og utgjør dermed en sentral del av analysen.

4.1.2 600 [mm] Diameter

Rotasjonshastigheter for SWL pumpedesign med 600 [mm] impellerdiameter beregnes ved hjelp av samme fremgangsmåte som overfor i Kapittel 4.1.1. Ettersom det her også er snakk om en 4-pols asynkronmotor tilkoblet et vekselstrømsnett med frekvens på 50 [Hz] vil statorfeltets rotasjonshastighet, n_s , være likt som utregnet for pumpen med 630[mm] diameter. Ved å benytte samme formel og fremgangsmåte gir dette statorfeltet følgende rotasjonshastighet:

$$n_{s600} = \frac{f \cdot 60}{p} = \frac{50[\text{Hz}] \cdot 60[\text{s}]}{2} = 1500[\text{rpm}] ,$$

Likt som i Kapittel 4.1.1 vil rotorens rotasjonshastighet da kunne estimeres ved hjelp av å multiplisere statorfeltets rotasjonshastighet med en sakkingsfaktor. Ettersom SE400 med 600 [mm] vil ha nesten lik effekt som SE400 med 630 [mm] impellerdiameter vil sakkingsfaktoren i utgangspunktet være tilnærmet lik, men videre undersøkelse i etterkant av CFD-simuleringen gjort av FRAMO antyder at den opprinnelige antakelsen på -1,3% er større en hva PAT-en virkelig vil erfare. Estimering av SE400 med 600 [mm] impellerdiameter som PAT vil derfor ta utgangspunkt i en justert sakkingsfaktor på -0,4%. Dette vil gi rotoren følgende omdreiningshastighet:

$$n_{r600} = 1,004 \cdot 1500 = 1506[\text{rpm}] ,$$

hvor n_{r600} tilsvarer rotors og dermed også impellers rotasjonshastighet.

4.2 Simulering av Pumpe som Turbin

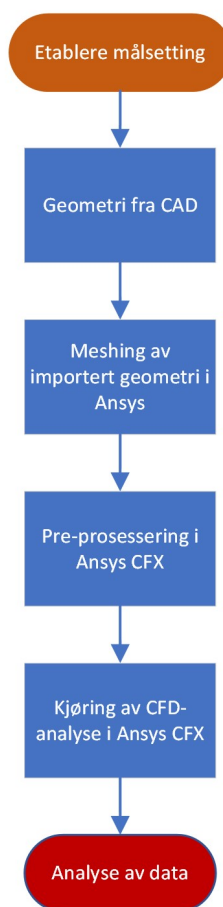
Selve CFD-analysen tar utgangspunkt i geometrien til en eksisterende 3D CAD-modell av en FRAMO SWL-pumpe med 630 [mm] impellerdiameter, tegnet i CAD-programvaren 'CREO'. Ettersom storskala CFD-analyser av kompliserte strømningsforhold avhenger av bred kompetanse og store mengder datakraft gjennomføres CFD-analysene på FRAMO sine fasiliteter i samarbeid med kyndig personell.

Simuleringene gjennomføres for rotasjonshastigheten, $n_{r630} = 1520$ [rpm], funnet i Kapittel 4.1.1. Analysen omfatter 6 ulike volumstrømmer Q (oppgitt i kubikkmeter pr. time) og korresponderende løftehøyder H (oppgitt i meter). Disse er hentet fra innledende CFD-analyser og simuleringskombinasjonene er samlet i Tabell 1. Det er gjort visse forenklinger for CFD-modellen, og den antatt mest betydelige av disse er neglisjering av skivefriksjonstap. Hvorvidt følgene av dette er betydelige for analysens nøyaktighet vil bli videre evaluert i Kapittel 6.1.

	Simulering 1	Simulering 2	Simulering 3	Simulering 4	Simulering 5	Simulering 6
Q [m ³ /h]	3000	3500	4000	4500	5000	5500
H [m]	38,3	47,3	61,4	77,5	92,4	110

Tabell 1: Simulerte Scenario

CFD-analyse i ANSYS' CFX består av 5 ulike steg, illustrert i Figur 25. Selv om ANSYS også tilbyr egne CAD-løsninger er det tilrettelagt for import av geometrifiler, og denne geometrifilen danner grunnlaget for analysens mesh. Når mesh er ferdigstilt hentes dette videre til "CFX-pre" hvor det utgjør de fysiske forholdene hvorpå strømningsforholdene defineres. Geometri og mesh er lik for alle de 6 ulike simuleringene, og følgende er det kun de aktuelle parametrene i pre-prosessering som må endres mellom simuleringene. Når hver enkel simulering er ferdigstilt vil ANSYS sammenfatte resultatene i et sluttokument, og samtlige verdier er tilgjengelig for bearbeiding i post-prosessoren. Det er blant annet også mulig å hente ut verdier for dreiemoment om impeller-akslingen, og ettersom ligningen for generert effekt (Ligning 3) tilsier at levert effekt avhenger av omdreiningstall (ω) og dreiemoment om impellerakslingen ($\tau_{aksling}$) kan verdier for turbinens effekt hentes ut direkte fra simuleringenes etterarbeid.



Figur 25: Flytskjema for CFD-analyse

Resultatene fra samtlige CFD-analyser samles og sammenfattes i Tabell 2, hvor turbinens effekt er det hovedsaklige interessepunkt.

	Simulering 1	Simulering 2	Simulering 3	Simulering 4	Simulering 5	Simulering 6
Q [m ³ /h]	3000	3500	4000	4500	5000	5500
H [m]	38,3	47,3	61,4	77,5	92,4	110
P [kW]	58	284	565	852	1144	1473

Tabell 2: Akslingseffekt for Simuleringsresultater, SE400 med 630 mm diameter

Turbinens virkningsgrad for de ulike simuleringsforholdene beregnes ved hjelp av Ligning 4, som måler avmålt effekt opp mot turbinens idealeffekt for de aktuelle forholdene. Eksempel 4.1 demonstrerer utregning av virkningsgrad:

Eksempel 4.1

$$\eta_{turbin} = \frac{\text{Turbinens effekt}}{\text{Isentropisk turbineffekt}} = \frac{P_{aksling}}{\rho g H Q}$$

Hvor ($\rho g H Q$) da representerer maksimal utnyttbar effekt for gitte omstendigheter.

For simuleringsresultatene ved 3000 [m³/h] volumstrøm og 38,3 [m] trykkehøyde vil man kunne regne seg frem til følgende virkningsgrad:

$$\eta_{turbin} = \frac{P_{aksling}}{\rho g H Q} = \frac{58000[W]}{1000[kg/m^3] \cdot 9,18[m/s^2] \cdot 38,3[m] \cdot 3000/3600[m^3/s]} = 0,18 = 18\%$$

Dette tilsier at turbinen ved de oppgitte forholdene er i stand til å konvertere 18% av den tilgjengelige energien fra vannstrømmen til mekanisk energi i rotoren.

Fremgangsmåten for bestemmelse av turbinens virkningsgrad illustrert i Eksempel 4.1 utføres for samtlige simuleringsresultater, og sammenfattes i Tabell 3.

	Simulering 1	Simulering 2	Simulering 3	Simulering 4	Simulering 5	Simulering 6
Q [m ³ /s]	3000	3500	4000	4500	5000	5500
H [m]	38,3	47,3	61,4	77,5	92,4	110
P [kW]	58	284	565	852	1144	1473
η [%]	18%	61%	82%	87%	89%	87%

Tabell 3: Virkningsgrad for Simuleringsresultater, SE400 med 630 mm diameter

Ettersom den eksperimentelle testen vil ta for seg pumpen med 600 mm impellerdiameter i turbinkonfigurasjon må resultatene fra CFD-simuleringen av pumpen med 630 mm impellerdiameter skaleres i henhold til affinitetslover oppgitt i Kapittel 3.9. Det heter av disse at løftehøyde er proporsjonal med kvadratet av diameteren, samt kvadratet av impellerens rotasjonshastighet. Dette tilsier at løftehøyde må skaleres ved hjelp av Ligning 16:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Eksempel 4.2 demonstrerer utregningen av løftehøyde for 600 [mm] diameter pumpe, basert på simuleringsresultater for en pumpe med 630 [mm] impellerdiamter og affinitetslover. Dette gjøres for samtlige simuleringsiterasjoner, og resultatene fremstilles i Tabell 4.

Eksempel 4.2

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{H_{600}}{H_{630}} = \left(\frac{D_{600}}{D_{630}}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_{600}}{n_{630}}\right)^2$$

$$H_{600} = H_{630} \cdot \left(\frac{D_{600}}{D_{630}}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_{600}}{n_{630}}\right)^2$$

For simuleringsresultatene for 3000 [m³/s] volumstrøm og 38,3 [m] trykkehøyde vil dette kunne skaleres ned til:

$$H_{600} = 38,3[m] \cdot \left(\frac{600[mm]}{630[mm]}\right)^2 \cdot \left(\frac{1506[Rpm]}{1520[Rpm]}\right)^2 = 34[m]$$

Utover trykkehøyden må også SE400 pumpen med 600 mm impellerdiameters effekt i turbinmodus estimeres ved hjelp av simuleringsresultater og passende affinitetslover. Det heter av affinitetslovene at effekt er proporsjonal med kuben av pumpen/turbinens turtall, samt kuben av diameteren. Dette tilsier at turbinens effekt må skaleres ved hjelp av Ligning 17:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Eksempel 4.3

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

$$\frac{P_{600}}{P_{630}} = \left(\frac{D_{600}}{D_{630}}\right)^3 \cdot \left(\frac{n_{600}}{n_{630}}\right)^3$$

$$P_{600} = P_{630} \cdot \left(\frac{D_{600}}{D_{630}}\right)^3 \cdot \left(\frac{n_{600}}{n_{630}}\right)^3$$

For simuleringsresultatene for 3000[m³/s] volumstrøm og 38,3[m] trykkehøyde vil dette kunne skaleres ned til:

$$P_{600} = 58[kW] \cdot \left(\frac{600[mm]}{630[mm]}\right)^3 \cdot \left(\frac{1506[Rpm]}{1520[Rpm]}\right)^3 = 48,7[kW]$$

Eksempel 4.3 viser estimering av PAT-en med 600 [mm] impellerdiameter sin effekt basert på CFD-resultater for 630 [mm] impellerdiameter og affinitetslover. Samme metode anvendes på samtlige simulerings-iterasjoner, og resultatene fremstilles i Tabell 4.

	Simulering 1	Simulering 2	Simulering 3	Simulering 4	Simulering 5	Simulering 6
Q [m ³ /s]	2800	3300	3800	4300	4800	5300
H [m]	35	43	56	70	84	100
P [kW]	48,7	238,6	474,7	715,8	961,2	1237,6

Tabell 4: Estimert effekt for SE400 med 600[mm] impellerdiameter som turbin

Virkningsgraden til PAT-en med 600 [mm] diameter beregnes ved hjelp av samme fremgangsmåte som for PAT-en med 630 [mm] diameter. Dette tilsier at beregnet effekt måles opp mot maksimalt teoretisk tilgjengelig effekt, slik som demonstrert i Eksempel 4.1. Denne fremgangsmåten gjøres for samtlige simuleringer, og resultatene sammenfattes i Tabell 5.

	Simulering 1	Simulering 2	Simulering 3	Simulering 4	Simulering 5	Simulering 6
Q [m ³ /s]	2800	3300	3800	4300	4800	5300
H [m]	34	42	55	69	82	98
P [kW]	48,7	238,6	474,7	715,8	961,2	1237,6
η [%]	18%	61%	82%	86%	87%	85%

Tabell 5: Virkningsgrad for Simuleringsresultater, SE400 med 600 mm impellerdiameter

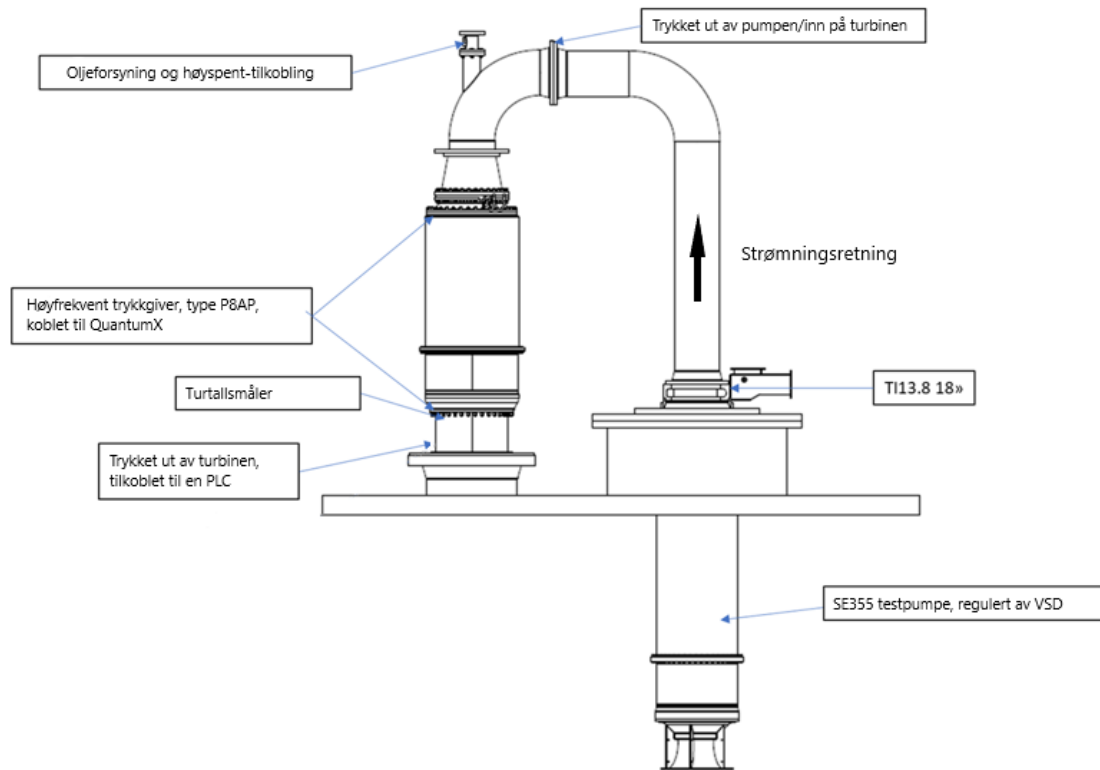
5 Eksperiment

Selv om CFD-simulering er langt mer kostnadseffektivt og mindre tidkrevende enn eksperimentell testing, gjør usikkerhetene rundt analysemodellen at det stadig er behov for fysisk verifisering. Det blir av denne grunn arrangert og utført en eksperimentell test på FRAMO Flatøy for å verifisere analyseresultatene, hvor studentene har en deltakende observasjon. Den eksperimentelle testen tar utgangspunkt i et system hvor to FRAMO SWL-pumper er tilkoblet en lukket rørsløyfe. En av disse pumpene konfigureres for å kjøres i pumpemodus, mens den andre pumpen konfigureres slik at den kjøres i turbinmodus. Hovedprinsippet er her at den pumpen i pumpemodus vil kunne forflytte vannet i slike kvantum og ved slike trykkforhold at PAT-en vil kunne generere elektrisitet. Dersom man tar i betraktning de driftsomstendigheter som vil være aktuelle for en PAT tilkoblet en sjøvanns-dumpelinje vil et slikt eksperiment simulere svært like omstendigheter. Dette fordi en PAT ved en sjøvanns-dumpelinje også vil bli drevet av en vannstrøm levert av en SWL-pumpe.

5.1 Testens oppsett

Selve test-oppsettet ble planlagt og utviklet i samråd med kyndig personell fra FRAMO, og det ble særlig vektlagt å kunne simulere et størst mulig spektrum av volumstrømmer. For at den eksperimentelle testen skal kunne produsere gyldige resultat er det en absolutt forutsetning å kunne stille med fasiliteter som på best mulig måte gjenspeiler de forhold som vil være aktuelle for en SWL-pumpe i turbindrif. Særlig må det tas hensyn til de store vannmengdene nødvendig for å kunne drive en den aktuelle asynkronmotoren som generator (Tabell 1), som også for resultatenes skyld bør kunne forsynes som en jevn strøm. Utover dette er det også nødvendig med presist og nøyaktig kalibrert måleutstyr, samt effektivt databehandlings- og monitoreringssystem for å kunne tyde og vurdere dataene disse produserer. FRAMO sine testfasiliteter på Flatøy, Bergen er spesialutviklet for testing av diverse pumper, og det vil her være mulig å gjennomføre en eksperimentell test av en PAT med minst mulig tilpassing og forarbeid. Det vil derfor være naturlig å benytte disse fasilitetene som testlokasjon, hvor alt er tilrettelagt for å kunne gjennomføre en vellykket test.

Figur 26 illustrerer den aktuelle test-konfigurasjonen, hvor pilretningen indikerer vannets strømningsretning og de sentrale komponentene er merket. Oppsettet består av en SE355 SWL-pumpe i pumpe-konfigurasjon, etterfulgt av en SE400-pumpe med 600 [mm] diameter i turbinkonfigurasjon (tilsvarende den som inngår i kalkulasjoner i Kapittel 4). Det blir brukt en SE355 og SE400 da disse ble gjort tilgjengelig ved FRAMO Flatøy. Det er naturlig å velge SE355-pumpen til å kjøre i pumpemodus, da denne har en mye større motor og i den sammenheng kan levere mer effekt enn SE400-pumpen. Pumpene kobles i serie til en integrert "testsløyfe" i FRAMOs lokaler på Flatøy, som består av et omfattende rørsystem og reservoartanker. SE355-pumpens funksjonen i dette oppsettet er å forsyne turbinen med vann, som hentes fra de tidligere nevnte reservoartankene. Både SE355-pumpen og PAT-en er avhengige av å være tilkoblet et strømnnett for å kunne fungere som tiltenkt, så begge disse tilkobles høyspent strømnnett v/ BKK. Utover dette er også både pumpen og turbinen avhengige av oljeforsyning, som pr. Kapittel 3.2 står for både kjøling og smøring for å sikre pålitelig drift. Pumpe og PAT blir derfor forsynt av hver sin OCU, Oil Circulation Unit (Sirkulasjonsenhet for Olje), som både sirkulerer og filtrerer oljen. Vannet blir pumpet opp og forbi en trykksensor som måler pumpens utløpstrykk, som også tilsvarer turbinens innløpstrykk. Det er også plassert trykkmålere i forkant av pumpe og i turbinens utløp. Samlet vil disse gi et klart bilde på trykkutviklingen i testsløyfen, samt gi mulighet til å evaluere PAT-ens trykkehøyde i sammenheng med volumstrømmen. På PAT-en er det også påmontert en turtallmåler, slik at rotorhastighet og dermed også saking kan monitoreres og logges.



Figur 26: Test setup

For å kunne danne et helhetlig bilde av FRAMO SWL-pumpens egnethet som turbin er det et hovedpoeng å kunne simulere en rekke ulike strømningsforhold, hvilket tilsier at pumpen som forsyner turbinen må kunne levere tilstrekkelig volumstrøm og trykkhøyde for hele turbinens tiltenkte operasjonsområde. Dette kan oppnås på flere ulike måter, og kan blant annet løses ved å regulere pumpens turtall, og dermed også strømningsmengdene, ved hjelp av en Variable Speed Drive (VSD). VSD-en fungerer slik at den regulerer frekvensen på utgående strøm. Ettersom statorfeltets hastighet i henhold til Ligning 1 avhenger av strømmens frekvens og antall poler, vil man ved å regulere strømmens frekvens også kunne regulere statorfeltets rotasjonshastighet. Eksempel 5.1 demonstrerer hvordan en endring i strømmens frekvens vil kunne påvirke statorfeltets rotasjonshastighet. Det kan av Ligning 1 også merkes at statorfeltets turtall er proporsjonalt med strømmens frekvens. Alternativt, for et pumpesystem som ikke er frekvensstyrt vil dette kunne induseres ved hjelp av en strupende ventil (nærmere forklart i Kapittel 3.6).

Eksempel 5.1

$$n_{stator} = \frac{f \cdot 60}{p}$$

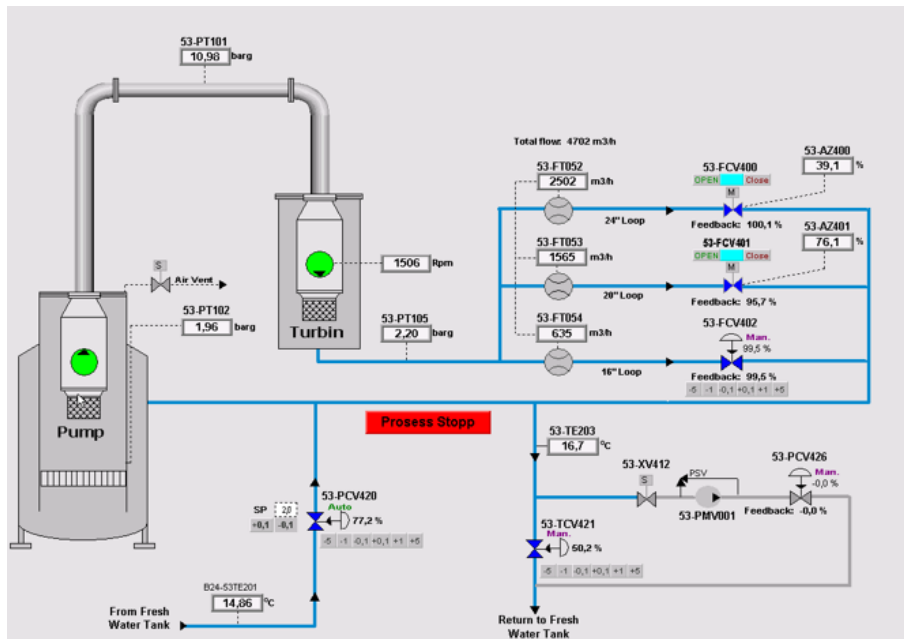
Hvor f tilsvarer strømmens frekvens oppgitt i [Hz], og p tilsvarer antall poler i rotoren. For strømmettets opprinnelige frekvens vil dette gi statorfeltet følgende rotasjonshastighet:

$$n_{stator(50[Hz])} = \frac{50[Hz] \cdot 60[s]}{2} = 1500[rpm]$$

Dersom strømmens frekvens ved hjelp av en VSD halveres til 25[Hz] vil statorfeltets rotasjonshastighet også halveres til:

$$n_{stator(25[Hz])} = \frac{25[Hz] \cdot 60[s]}{2} = 750[rpm]$$

Forsøket blir styrt av to PC-er, hvorav den ene regulerer turtallet til pumpen mens den andre monitorerer og illustrerer dataene fra både pumpen og turbinen underveis. Den overvåkende datamaskinen kjører et program hvor alle data fra forsøket visualiseres, og Figur 27 viser et skjermtutklipp av testsystemet i dataprogrammet.



Figur 27: Programvare for testen

5.2 Utførelse av Eksperimentell Test

Den eksperimentelle testen utføres i begynnelsen av mars 2022 hos FRAMO Flatøy. Figur 28 viser testens oppsett. Pumpen er plassert lengst fremme i bildet, og den blå pumpetoppen kan ses her. Resten av pumpen er plassert gjennom det røde gulvet, og står ned mot vanntanken hvor den løfter vann opp gjennom røret mot turbinen. På toppen av røret, ved flenseparet, er det en trykmåler som leser av hvor mye trykk som kommer ut av pumpen og inn på turbinen. Turbinen er skjult inne i forhenget lengst bak i bildet. Turbinen tildekkes av et forheng da FRAMO SWL-pumper er designet for å være neddykket under drift, og derfor ikke har fullstendig tett pumpehud. Det oppstod på grunn av dette litt drypping, og forhenget bidro til å minimere søl.

Som strømningsmedium benyttes det ferskvann fra en testtank plassert under bakkenivå. I praksis vil en SWL-PAT typisk drives av en sjøvann, som riktignok har en høyere massetetthet enn ferskvann. Forskjellene i massetetthet blir kompensert for i alle målinger og beregninger.

PAT-en blir for samtlige iterasjoner operert ved lik strømfrekvens og dermed også tilnærmet konstant turtall. Turtallet til pumpen i pumpemodus ble pr. Kapittel 5.1 justert ved hjelp av en VSD, med verdier fra 1400 [rpm] opp mot 2200 [rpm]. Formålet med å regulere pumpens turtall er å kunne simulere et bredt spekter av volumstrømmer for turbinen.

Etter å ha kjørt pumpen fra 1400 [rpm] til 2200 [rpm] med turbinen tilkoblet strømnettet, ble forsøket gjentatt uten motstand i turbinen. Dette gjøres ved at turbinen frakobles strømnettet, hvilket resulterer i en fritt roterende impeller. Testforsøket uten motstand utføres for å simulere et tilfelle hvor turbinen opplever uplanlagt strømtap og impellerens turtall vil øke, kallet en “runaway” situasjon. En annen fordel ved å gjennomføre en slik test uten last er at det nærmere muliggjør bestemmelse av volumstrømmen hvor PAT-en begynner å generere effekt. Utover dette er det også interessant å observere hvordan støy og vibrasjoner utvikler seg når impellerens turtall øker fritt. Det registreres ikke data for vibrasjoner og støy i dette forsøket, men overvåkes audiovisuelt. Både vibrasjoner og støy øker markant når PAT-en kjøres uten motstand.

Loggingen av dataene blir gjort manuelt ved å ta skjermbilde av programmet ved ulike turtall. Det blir logget data med intervall på 50 [rpm] for pumpen. Deretter blir dataene fra skjermbilene overført, sammenfattet, og bearbeidet i regneark fra Vedlegg A.



Figur 28: Test oppsettet hos FRAMO Flatøy

5.3 Data fra Eksperimentell Test

Testens ferdigstilling markerer starten på arbeidet med å tolke og analysere de eksperimentelle dataene, og det første steget i denne prosessen er å organisere og danne oversikt over testresultatene. Tabell 6, 7 og 8 sammenfatter verdiene hentet fra den eksperimentelle testen, og fremstiller disse i stigende rekkefølge. Tabellene inneholder sentrale interessepunkt som turtall, volumstrøm, løftehøyde, effekt målt på aksling, forbrukt og generert elektrisk effekt, virkningsgrader, og trykkmålinger. Tallene er hentet fra skjermbilder tatt av test-programvaren under forsøket.

Pumpe						
RPM	Q [m ³ /s]	H [mlc]	Akslingseffekt [kW]	Brukt effekt [kW]	Virkningsgrad [%]	Trykk [Bar]
1400	3357	59,2	627	742	86,32 %	7,61
1450	3495	62,6	697	818	85,54 %	7,93
1500	3677	66,2	782	909	84,74 %	8,26
1550	3818	69,9	868	1000	83,78 %	8,61
1600	3967	74,0	966	1101	82,86 %	8,99
1650	4122	78,0	1066	1203	82,15 %	9,36
1700	4263	82,1	1175	1312	81,21 %	9,75
1750	4432	86,5	1287	1432	81,11 %	10,15
1850	4702	95,3	1530	1684	79,83 %	10,98
1900	4854	100,0	1644	1801	80,42 %	11,41
1950	4949	104,5	1764	1924	79,89 %	11,84
2000	5135	110,0	1953	2124	78,80 %	12,38
2050	5243	115,2	2101	2281	78,34 %	12,87
2100	5462	126,0	2356	2550	79,62 %	13,88
2150	5496	126,2	2349	2542	80,48 %	13,89
2200	5617	132,2	2632	2848	76,91 %	14,46

Tabell 6: Pumpedata fra forsøket

De første tre verdiene i Tabell 7 fremstår som noe problematiske, og blir sett bort fra i analysen. For de to laveste volumstrømmene er det ikke målt noen verdier for akslingseffekt, negativ generert effekt og virkningsgraden er lik null. For volumstrømmen på 3677 [m³/h] blir det målt negativ akslingseffekt og generert effekt, samtidig som virkningsgraden er negativ. Dette kommer trolig av en feilkilde som blir gjennomgått i Kapittel 5.4.

Turbin						
RPM	Q [m ³ /s]	H [mlc]	Akslingseffekt [kW]	Generert effekt [kW]	Virkningsgrad [%]	Trykk [Bar]
1500	3357	56,1	0	-151	0 %	7,61
1500	3495	59,2	0	-223	0 %	7,93
1500	3677	62,4	-324	-287	-50,56 %	8,26
1500	3818	65,9	396	350	56,35 %	8,61
1500	3967	69,7	471	417	60,99 %	8,99
1500	4122	73,4	561	496	68,04 %	9,36
1506	4263	77,2	668	565	74,54 %	9,75
1506	4432	81,2	754	646	76,56 %	10,15
1506	4702	89,5	924	812	80,54 %	10,98
1506	4854	93,7	1012	902	81,74 %	11,41
1506	4949	97,9	1090	983	82,55 %	11,84
1512	5135	103,5	1193	1083	82,35 %	12,38
1506	5243	108,6	1272	1160	82,00 %	12,87
1512	5462	119,1	1460	1342	82,33 %	13,88
1512	5496	119,1	1449	1331	81,26 %	13,89
1512	5617	124,8	1539	1420	80,52 %	14,46

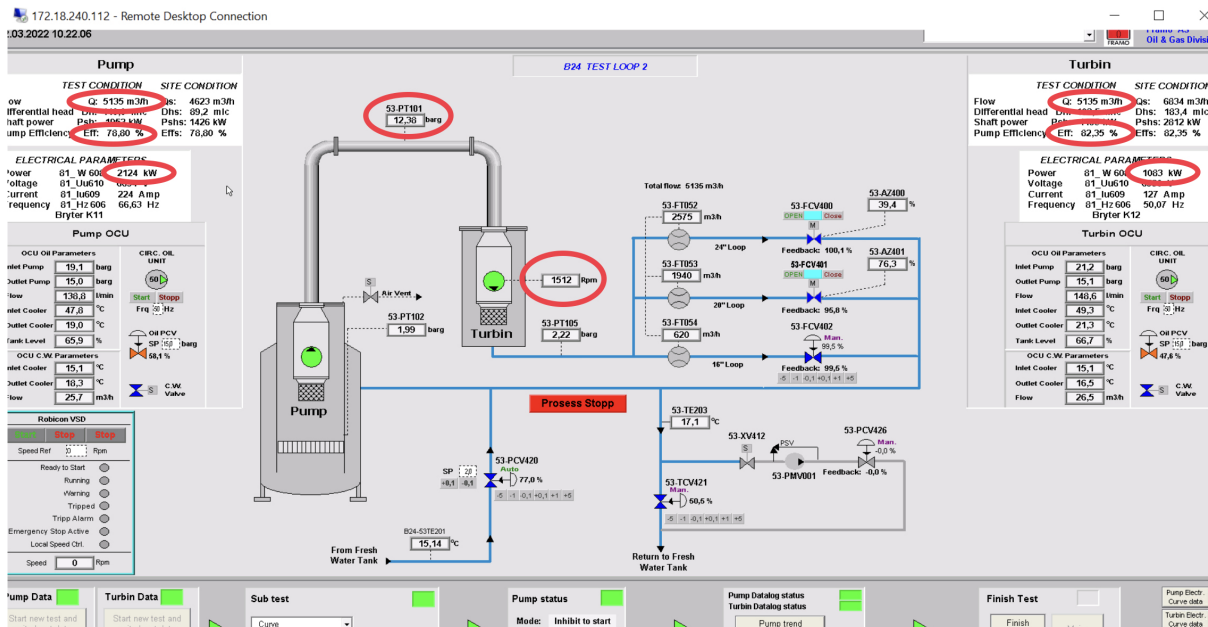
Tabell 7: Turbindata fra forsøket

Tabell 8 viser dataene fra “Runaway” testen, hvor turbinen blir frakoblet strømnettet og impelleren roterer dermed fritt. Observasjoner fra denne testen viser at løftehøyden er lavere når PAT-en kjøres uten motstand. Dette fordi impelleren vil yte mindre motstand og det derfor vil oppstå mindre mottrykk i turbinen.

Runaway test		
Volumstrøm [m^3/h]	RPM	Løftehøyde [mlc]
1371	648	9,80
1755	858	16,50
1848	924	18,90
1972	984	21,40
2090	1044	24,00
2193	1104	26,80
2298	1170	29,80
2425	1230	33,00
2515	1290	36,10
2630	1356	39,30
2745	1416	43,20
2755	1482	47,00
2955	1542	50,80
3082	1602	54,60
3177	1668	59,00
3290	1728	63,40
3438	1788	67,80
3535	1848	72,30
3672	1914	77,40
3750	1974	82,20
3860	2028	87,30

Tabell 8: Runaway test på turbin

Figur 29 viser et utklipp fra dataprogrammet hvor avlesningspunktene er markert med rødt. Skjermtutklipp av dataprogrammet med data fra testen er å finne i Vedlegg B.



Figur 29: Data hentet ut fra programvaren

5.4 Feilkilder

For at resultatene fra den eksperimentelle testen skal kunne brukes til å verifisere CFD-modellen, forutsettes det at denne er gjort med størst mulig nøyaktighet. I tråd med dette gjøres mest mulig for å kvalitetssikre den eksperimentelle testen. Til tross for dette vil det stadig være noen feilkilder å ta hensyn til.

Vedrørende de avleste dataene identifiseres måleinstrumentene som en mulig feilkilde, da nøyaktige resultater vil avhenge av riktig kalibrert måleutstyr. Alvorligheten av denne feilkilden oppfattes riktignok som liten, da kalibrering av utstyret blir gjennomført av kyndig personell ved FRAMO Flatøy.

Forsøksdataene gjennomført for volumstrømmer under $3818 [m^3/h]$ fremstår som noe problematiske, og disse verdiene utelukkes derfor fra den videre analysen. Feilkilden til denne problematikken knyttes trolig opp mot programvaren som ble brukt for å tyde og visualisere testdataene, da denne programvaren i utgangspunktet er konfigurert for test av pumpe og måtte tilpasses turbintesting.

6 Analyse

Analysedelen inndeles i to ulike hoveddeler; sammenligning av CFD-resultater mot data fra eksperimentell test og sammenligning av pumpe- og turbinmodus for FRAMO SWL. Dette blir gjennomgått i henholdsvis Kapittel 6.1 og 6.2.

6.1 Verifisering av CFD-Analyse

Ettersom CFD-analysen tar for seg færre punkt enn den eksperimentelle testen, som heller ikke er sammenfallende hva angår trykkehøyde og volumstrøm, er ikke disse dataene i utgangspunktet analyserbare utover visuell sammenligning. For å nærmere kunne sammenligne er det derfor nødvendig å bestemme CFD-analysens estimerte verdier ved punktene fra den eksperimentelle analysen. Dette kan oppnås ved å benytte enten interpolasjon eller regresjonsanalyse, som begge forsøker å estimere ubestemte punkter ved hjelp av kjente data. Regresjonsanalyse skiller seg fra interpolasjon ved at den ikke nødvendigvis greier å nøyaktig gjenskape kjente punkter i et datasett, men vil ofte være å foretrekke i tilfeller hvor det forventes ikke-lineariteter [33] slik som her. Det velges derfor å gå videre med en regresjonsanalyse.

Ved hjelp av Microsoft Excel utføres det regresjonsanalyse på resultatverdiene for løftehøyde og akslingseffekt fra CFD-analysen, hvor det defineres 2. grads polynomer for hver av dem. Dette er for å kunne gjøre estimater som funksjon av volumstrømmen. For at en tilpasset kurve fra regresjonsanalyse skal være gyldig, er det en forutsetning at denne på best mulig måte klarer å beskrive og forutsi variasjonene i det underliggende datasettet. I hvilken grad en regresjonsmodell greier å forutsi et gitt mønster kan beskrives ved hjelp av en korrelasjonskoeffisient (R^2). Korrelasjonskoeffisienten er gitt ved Ligning 25, og beskriver andelen av et datasetts variasjon som er beskrevet av regresjonsmodellen [34]. Dersom korrelasjonskoeffisienten for en tilpasset kurve eksempelvis er lik 0,7, tilsier dette at 70% av det underliggende datasettets svingninger kan beskrives av regresjonsmodellen. Hvor høy korrelasjonskoeffisient man ønsker for en tilpasset kurve varierer med både fagfelt og bruksområde, men typisk vil kurver med korrelasjonskoeffisient på 0,90 eller høyere anses som gode [34].

$$R^2 = 1 - \left(\frac{\text{Uforklarte svingninger}}{\text{Totale svingninger}} \right) \quad (25)$$

Ligning 26 og 27 definerer de tilpassede kurvene for henholdsvis CFD-analysens akslingseffekt og resultater for løftehøyde. Disse muliggjør estimering av akslingseffekt og løftehøyde for volumstrømmene fra den eksperimentelle testen, og gjør dermed at dataene fra de to forsøkene blir direkte sammenlignbare.

$$P_{aksling} = 3,354749 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2 + 2,055879 \cdot 10^{-1} \cdot Q - 7,945786 \cdot 10^2 \quad (26)$$

$$H_{afd} = 2,93831 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 2,14332 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 4,33319 \quad (27)$$

Regresjonsanalyse-verktøyet i Microsoft Excel beregner også korrelasjonskoeffisienter for de to polynomene, og disse er særlig viktig å ta i betraktning da de indikerer i hvilken grad verdier funnet på den tilpassede kurven samsvarer med CFD-resultatene. Det beregnes en korrelasjonskoeffisient på 0,998 for Ligning 26 og 0,999 for Ligning 27. Dette tilsier at den tilpassede kurven for CFD-analysens effekt-resultater gjør rede for 99,8% av de observerte variasjonene, og den tilpassede kurven for CFD-analysens trykkehøyde-resultater gjør rede for 99,9% av de observerte variasjonene. Ettersom korrelasjonskoeffisientene for begge de tilpassede kurvene bekrefter at CFD-analysens resultater med høy nøyaktighet kan gjengis, anses det som trygt å gå videre med disse modellene.

Ved å sette inn for ønsket volumstrøm kan spesifikke verdier for effekt og trykkehøyde bestemmes ved hjelp av Ligning 26 og 27, slik at verdier fra CFD-analysen tilsvarende punkt funnet i den eksperimentelle testen kan estimeres. Eksempel 6.1 og 6.2 demonstrerer fremgangsmåten for å bestemme disse punktene, og den samme fremgangsmåten benyttes for alle volumstrømmene fra den eksperimentelle testen.

Eksempel 6.1

Ligning 26 gir følgende:

$$P_{aksling} = 3,35 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2 + 2,06 \cdot 10^{-1} \cdot Q - 7,95 \cdot 10^2$$

Dersom man setter inn for volumstrøm tilsvarende 3818 kubikkmeter pr. time kan man regne seg frem til følgende effekt:

$$P_{aksling} = 3,35 \cdot 10^{-5} \cdot 3818^2 + 2,06 \cdot 10^{-1} \cdot 3818 - 7,95 \cdot 10^2 = 479[kW]$$

Eksempel 6.2

Ligning 27 gir følgende:

$$H_{cfd} = 2,94 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 2,14 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 4,33$$

Dersom man setter inn for volumstrøm tilsvarende 3818 kubikkmeter pr. time kan man regne seg frem til følgende løftehøyde:

$$H_{cfd} = 2,94 \cdot 10^{-6} \cdot 3818^2 + 2,14 \cdot 10^{-3} \cdot 3818 + 4,33 = 55,35[m]$$

Q [m ³ /h]	Eksperimentell Test			CFD-Analyse		
	Trykkehøyde	Akslingseffekt	Virkningsgrad	Trykkehøyde	Akslingseffekt	Virkningsgrad
3818	65,90	396	56,35	55,35	479	81,22
3967	69,70	471	60,99	59,08	549	83,86
4122	73,40	561	68,04	63,09	623	85,75
4263	77,20	668	74,54	66,87	692	86,85
4432	81,20	754	76,56	71,55	776	87,56
4702	89,50	924	80,54	79,37	914	87,66
4854	93,70	1012	81,74	83,97	994	87,29
4949	97,90	1090	82,55	86,91	1045	86,95
5135	103,50	1193	82,35	92,82	1146	86,06
5243	108,60	1272	82,00	96,34	1206	85,44
5462	119,10	1460	82,33	103,70	1329	84,02
5496	119,10	1449	81,26	104,87	1349	83,78
5617	124,80	1539	80,52	109,08	1419	82,90

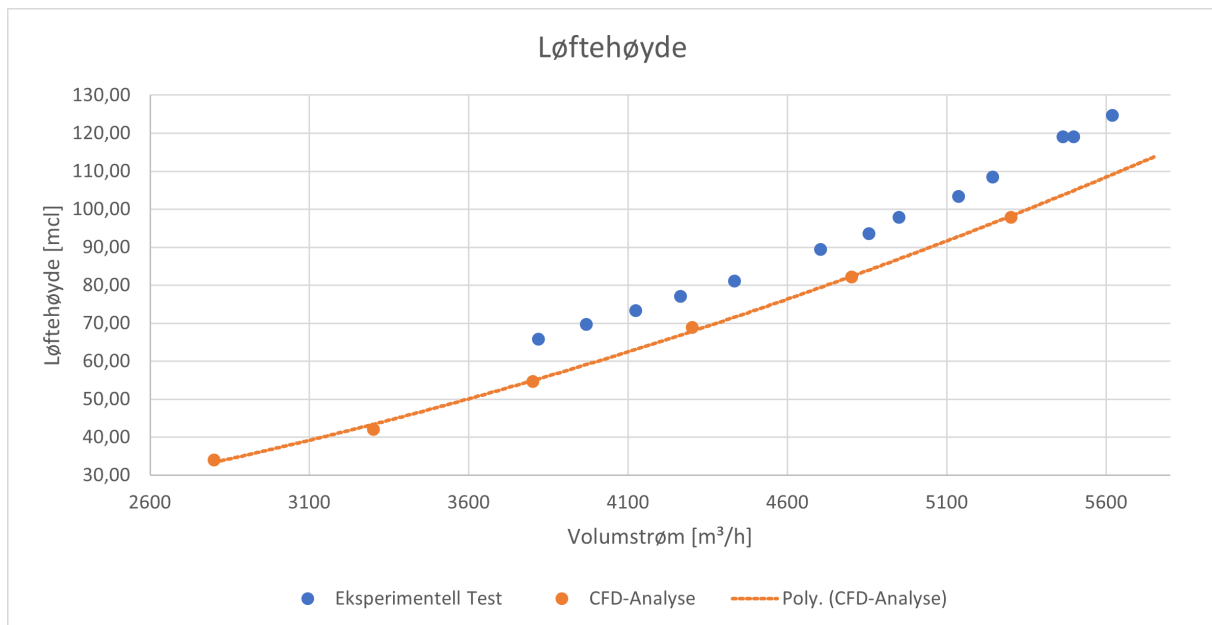
Tabell 9: Resultater fra CFD og eksperiment ved tilsvarende forhold

Tabell 9 presenterer resultatene fra den eksperimentelle testen og de estimerte verdiene for CFD-analysen funnet ved hjelp av regresjonsanalyse. Sammenligning av disse vil være sentralt for å kunne forstå og evaluere CFD-analysen, og Kapittel 6.1.1, 6.1.2 og 6.1.3 evaluerer resultatene for henholdsvis løftehøyde, effekt, og virkningsgrad.

6.1.1 Løftehøyde

Løftehøyden er en sentral parameter når en arbeider med pumper og turbiner, da denne kan knyttes til både volumstrøm og effekt. For en turbin vil nøyaktig bestemmelse av løftehøyde ved turbinkurve være særlig kritisk ettersom denne er viktig for å nøyaktig kunne definere driftsforholdene. En FPSO-konfigurasjon av FRAMO SWL-pumpe som turbin vil typisk innebære en eller flere PAT-er som drives av vannstrøm levert av SWL-pumper. Ettersom en pumpe løftehøyde vil avta i takt med økende volumstrøm, og en turbin trykk vil øke i takt med økende volumstrøm, vil det være særs viktig å ved hjelp av CFD-analyse kunne estimere turbinens løftehøyde.

Grafen fremstilt ved Figur 30 fremstiller resultatene fra den eksperimentelle testen som blå punkter, resultatene fra CFD-analysen som oransje punkter, og den tilpassede kurven fra regresjonsanalysen som en oransje stiplet linje. Ved visuell analyse av denne fokuseres det først og fremst på å identifisere åpenbare mønster og avvik som kan gi innsikt i CFD-analysens nøyaktighet. Dersom man utelukkende fokuserer på løftehøydens utvikling i forhold til volumstrømmen er det åpenbart at CFD-analysen spår et utviklingsforløp likt det som er observert i den eksperimentelle testen. Dette vitner om at CFD-modellen er i stand til å estimere mønsteret som oppstår for løftehøyden når volumstrømmen økes i en PAT. CFD-resultatene ligger riktignok jevnt lavere enn den eksperimentelle testens observasjoner, og det fremgår av dette at PAT-en er avhengig av større løftehøyde for å kunne drives ved en gitt volumstrøm enn hva CFD-analysen estimerer.



Figur 30: Løftehøyde fra test og estimert

Differansen mellom resultat fra CFD-analysen og den eksperimentelle testen regnes ut som vist i Eksempel 6.3, og er en sentral parameter i analysen da denne kvantifiserer forskjellene mellom CFD-analysen og realiteten. Videre fra dette beregnes også det relative avviket, hvilket gir videre informasjon om differansens relative betydning. Metoden fra Eksempel 6.3 anvendes for løftehøyde-dataene fra samtlige volumstrømmer, og resultatene samles i Tabell 10. Det fremgår av disse resultatene at det forekommer et nokså jevnt relativt avvik mellom dataene, hvor det største avvikene er observert i ytterpunktene av de testede volumstrømmene. Rundt 4700-5200 [m³/h] er det noe mindre avvik mellom de to, men når hele datasettet tas i betraktning kan dette sies å være tilnærmet jevnt. Over hele test-området kan det beregnes et gjennomsnittlig avvik på:

$$\text{Snitt} = \frac{\sum \text{Avvik}}{\text{Antall datapunkter}} = \frac{162,58}{13} = 12,51\%$$

Denne snittverdien samsvarer med det man kan forvente av det underliggende datasettet, da hoveddelen av avvikene ligger rundt 12%. Ettersom den tilpassede kurven til CFD-resultatene for løftehøyde i Figur 30 er svært lik mønsteret som testverdiene danner, og det oppstår et tilnærmet jevnt avvik mellom CFD-verdiene og testresultatene, kan det videre bekräftes at CFD-modellen klarer å definere løftehøydens utviklingsmønster med hensyn på volumstrøm. Det er imidlertid ikke ideelt at CFD-resultatene ligger jevnt under de observerte verdiene fra den eksperimentelle testen, og man bør da se etter mulige grep for å kunne nærme seg en så realistisk som mulig modell.

Eksempel 6.3

Differansen beregnes ved å subtrahere CFD-verdiene fra resultatene fra den eksperimentelle testen:

$$Diff = H_{test} - H_{cfd}$$

Med utgangspunkt i denne verdien kan avviket bestemmes som prosentandel ved:

$$Avvik = \left(\frac{Diff}{H_{test}} \right) \cdot 100$$

For en volumstrøm på eksempelvis 3818 kubikkmeter/ time tilsier dette:

$$Diff = H_{test} - H_{cfd} = 65,9[m] - 55,35[m] = 10,55[m]$$

$$Avvik = \left(\frac{Diff}{H_{test}} \right) \cdot 100 = \left(\frac{10,55}{65,9} \right) \cdot 100 = 16,01\%$$

Løftehøyde SE400 turbin				
Volumstrøm [m ³ /h]	Eksperimentell Test [mlc]	CFD [mlc]	Differanse [mlc]	Avvik [%]
3818	65,9	55,35	10,55	16,01 %
3967	69,7	59,08	10,62	15,24 %
4122	73,4	63,09	10,31	14,04 %
4263	77,2	66,87	10,33	13,38 %
4432	81,2	71,55	9,65	11,89 %
4702	89,5	79,37	10,13	11,31 %
4854	93,7	83,97	9,73	10,39 %
4949	97,9	86,91	10,99	11,23 %
5135	103,5	92,82	10,68	10,32 %
5243	108,6	96,34	12,26	11,29 %
5462	119,1	103,7	15,40	12,93 %
5496	119,1	104,87	14,23	11,95 %
5617	124,8	109,08	15,72	12,60 %

Tabell 10: Differansen i løftehøyde mellom test og CFD

Dersom det tas utgangspunkt i den statistiske tilnærmingen til sammenligning av CFD-analyse og eksperimentell test, kan det vurderes å minimere avviket ved å tilpasse en korrigerende faktor. Dette kan være aktuelt ettersom det forekommer et jevnt relativt avvik, og ved å multiplisere CFD-resultatene med en riktig korreksjonsfaktor vil man kunne i større grad nærme seg testobservasjonene. Ettersom avviket mellom CFD-analysen og den eksperimentelle testen erfares som jevnt, og med lite spenn mellom ekstremalpunktene, kan det vurderes slik at den gjennomsnittlige avviket på 12,51% er representativt for relasjonen mellom CFD-analysen og den eksperimentelle testen. I tråd med denne tankegangen vil punktene fra CFD-analysen kunne flyttes opp mot de fra den eksperimentelle testen ved å anvende det gjennomsnittlige avviket til å danne en korrigerende faktor. Denne vil da være gitt ved:

$$C_{korrigerende} = 1 + \text{Gjennomsnittlig avvik} = 1 + 0,1251 = 1,1251$$

Og de justerte verdiene vil bli beregnet slik som vist i Eksempel 6.4

Eksempel 6.4

Justert verdi for løftehøyde er gitt ved:

$$H_{justert} = H_{cfd} \cdot C_{korrigerende}$$

For volumstrøm på 3818 kubikkmeter i timen, og den samsvarende løftehøyden på 55,35[m] vil den justerte verdien bli:

$$H_{justert} = H_{cfd} \cdot C_{korrigerende} = 55,35[m] \cdot 1,1251 = 62,27[m]$$

Den nye differansen vil da bli:

$$Diff = H_{test} - H_{justert} = 65,9[m] - 62,27[m] = 3,63[m]$$

Og avviket kan da beregnes:

$$Avvik = \left(\frac{Diff}{H_{test}} \right) \cdot 100 = \left(\frac{3,63}{65,9} \right) \cdot 100 = 5,51\%$$

Tabell 11 inneholder verdier for differanse og avvik mellom CFD-analyse og den eksperimentelle testen, med samtlige CFD-verdier justert slik som vist i Eksempel 6.4. Samme fremgangsmåte som i Eksempel 6.3 benyttes for å beregne differanse og avvik, og det blir umiddelbart åpenbart at korreksjonsfaktoren gir verdier som samsvarer godt med resultatene fra den eksperimentelle testen. Særlig ved 4400-5400 [m³/h], hvor det i utgangspunktet ble observert minst avvik, blir avviket svært lite. Det gjennomsnittlige avviket for de korrigerte CFD-resultatene er følgende:

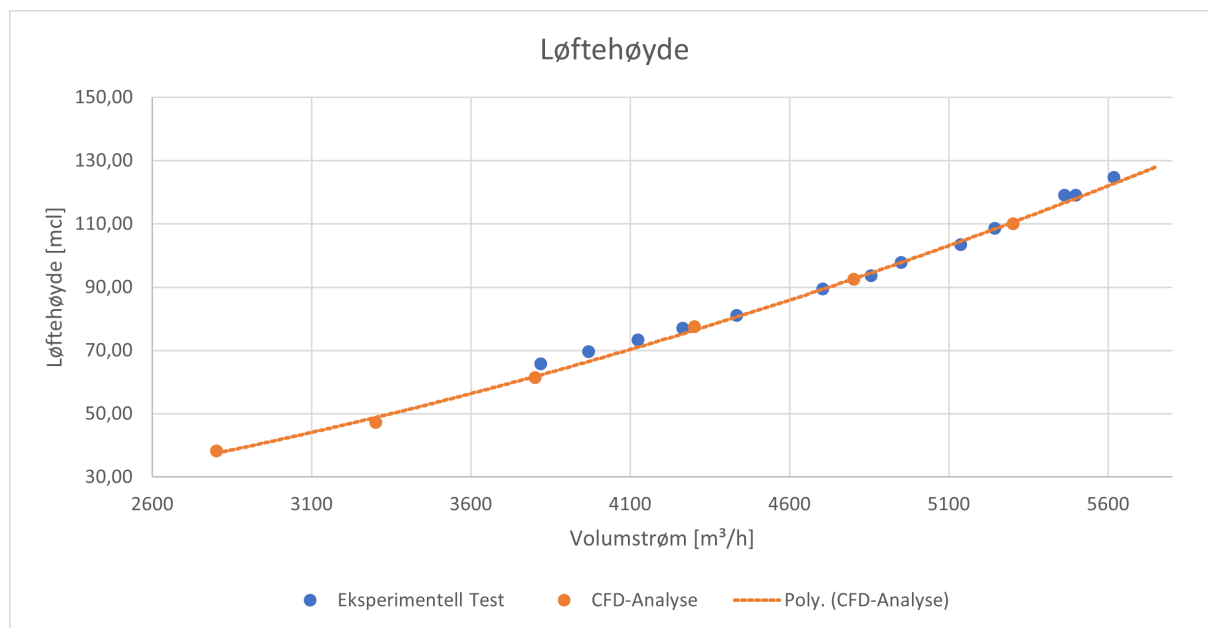
$$Snitt = \frac{\sum Avvik}{Antall datapunkter} = \frac{20,33}{13} = 1,56\%$$

Sammenlignet med CFD-analysens opprinnelige gjennomsnittlige avvik på 12,51% kan dette sies å være meget nøyaktig, noe som videre gjenspeiler seg i Tabell 11.

Løftehøyde SE400 turbin				
Volumstrøm [m ³ /h]	Eksperimentell Test [mlc]	CFD [mlc]	Differanse [mlc]	Avvik [%]
3818	65,9	62,27	3,63	5,51 %
3967	69,7	66,46	3,24	4,64 %
4122	73,4	70,98	2,42	3,29 %
4263	77,2	75,23	1,97	2,55 %
4432	81,2	80,5	0,7	0,87 %
4702	89,5	89,3	0,2	0,22 %
4854	93,7	94,47	-0,77	-0,82 %
4949	97,9	97,78	0,12	0,13 %
5135	103,5	104,43	-0,93	-0,89 %
5243	108,6	108,39	0,21	0,19 %
5462	119,1	116,67	2,43	2,04 %
5496	119,1	117,98	1,12	0,94 %
5617	124,8	122,72	2,08	1,67 %

Tabell 11: Differansen i løftehøyde mellom test og korrigerte CFD-verdier

Når samme korreksjonsfaktor benyttes for samtlige løftehøyder fra CFD-analysen vil forskjellene mellom avvikene fra de ulike verdiene vedvare, mens hele resultatkurven blir forskjøvet oppover langs vertikal-aksen. Den tilpassede kurven for CFD-resultater justert ved hjelp av korreksjonsfaktor er vist ved Figur 31. Her blir funnene fra Tabell 11 tydelig visualisert.



Figur 31: Justert løftehøyde fra CFD

6.1.2 Effekt på Aksling

Ettersom PAT-ens klare hovedfunksjon er å generere elektrisitet ved hjelp av vannkraft, er det særlig viktig å på best mulig måte kunne estimere hvor mye energi som kan høstes ved spesifiserte forhold. I dette delkapittelet vil CFD-analysens resultater for akslingseffekt sammenlignes med observasjonene fra den eksperimentelle testen og forskjellene mellom disse vurderes nærmere.

Differansen og avviket mellom CFD-resultatene og observasjonene fra den eksperimentelle testen beregnes ved hjelp av fremgangsmåten vist i Eksempel 6.5, og dette blir gjort for samtlige effektresultater fra CFD-analysen. Ved å gjøre dette kan forskjellene mellom CFD-resultatene og testobservasjonene kvantifiseres, hvilket muliggjør mer nøyaktig analyse.

Eksempel 6.5

Differansen beregnes ved å subtrahere CFD-verdiene fra resultatene fra den eksperimentelle testen:

$$Diff = P_{test} - P_{cfd}$$

Med utgangspunkt i denne verdien kan avviket bestemmes som prosentandel ved:

$$Avvik = \left(\frac{Diff}{P_{test}} \right) \cdot 100$$

For tilfellet med volumstrøm på eksempelvis 3818 kubikkmeter/ time tilsier dette:

$$Diff = P_{test} - P_{cfd} = 396[kW] - 479[kW] = -83[kW]$$

$$Avvik = \left(\frac{Diff}{P_{test}} \right) \cdot 100 = \left(\frac{-83}{396} \right) \cdot 100 = -21,06\%$$

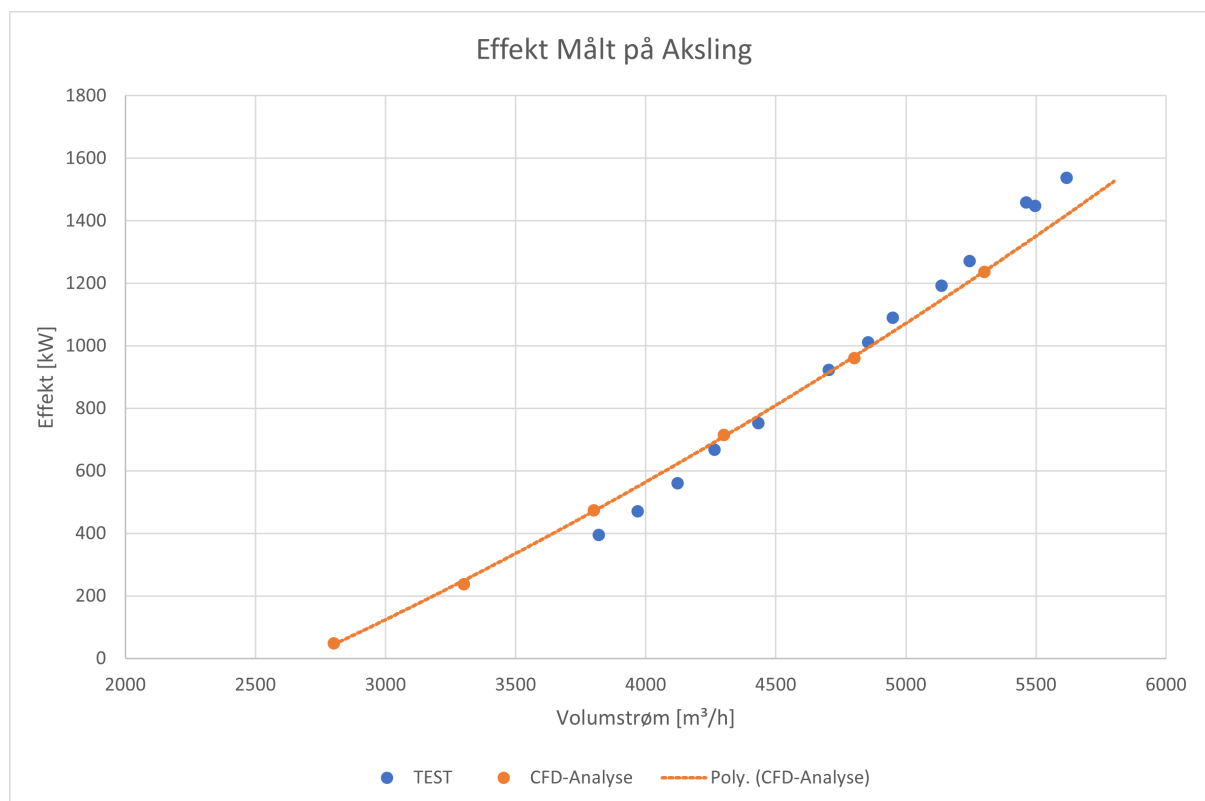
Verdier for differanser og avvik er samlet i Tabell 12. Når disse ses i lys av funnene i Kapittel 6.1.1 observeres det at CFD-analysens resultater for akslingseffekt erfarer langt større enkeltavvik enn hva resultatene for løftehøyde gjør.

Akslingskraft SE400 turbin				
Volumstrøm [m ³ /s]	Test [kW]	CFD [kW]	Differanse [kW]	Avvik [%]
3818	396	479	-83	-21,06 %
3967	471	549	-78	-16,55 %
4122	561	623	-62	-11,03 %
4263	668	692	-24	-3,52 %
4432	754	776	-22	-2,86 %
4702	924	914	10	1,1 %
4854	1012	994	18	1,8 %
4949	1090	1045	45	4,17 %
5135	1193	1146	47	3,96 %
5243	1272	1206	66	5,23 %
5462	1460	1329	131	8,96 %
5496	1449	1349	100	6,92 %
5617	1539	1419	120	7,82 %

Tabell 12: Differansen i akslingskraft mellom test og CFD

De største avvikene observeres ved ytterpunktene av estimeringsmodellen, og ved den laveste volumstrømmen fra den eksperimentelle testen - $3818 [m^3/h]$ - forekommer observasjonsområdet maksimalavvik på $-21,06\%$. CFD-modellen oppnår størst nøyaktighet rundt $4200-5100 [m^3/h]$, hvilket også er i nærheten av hvor resultatene for løftehøyde erfarer minst avvik. I denne regionen ligger avvikene på mellom $-3,5\%$ og $4,2\%$, og en interessant bemerkelse her er at ved rundt $4600 [m^3/h]$ endrer differansen og dermed også avviket seg fra negativt til positivt fortegn. Verdiene fra CFD-analysen er skilt ved dette området rundt $4600 [m^3/h]$, da CFD-estimatene med lavere volumstrøm enn dette er høyere enn de observerte resultatene mens estimatene for høyere volumstrøm er lavere enn testens observasjoner. Dette tilsier at PAT-ens effektkurve har en brattere utvikling enn hva CFD-analysen estimerer, og avviket øker da i hver ende av hvor de estimerte verdiene samsvarer med observasjoner.

Figur 32 visualiserer datapunktene fra den eksperimentelle testen, verdiene fra CFD-analysen, og den tilpassede kurven for CFD-punktene. Denne bidrar til videre forståelse av ulikhetene mellom CFD-analysen og den eksperimentelle testen, og de bemerkelser gjort ved statistisk evaluering av resultatene kan lett identifiseres på grafen.



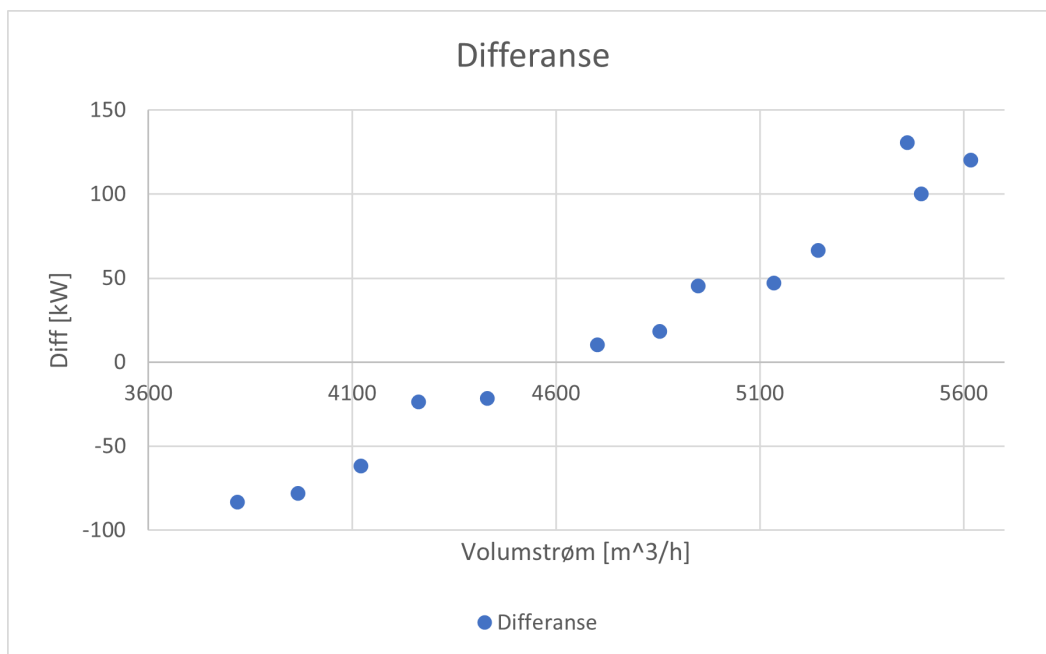
Figur 32: Akslingseffekt fra test og estimert

CFD-verdiens gjennomsnittlige avvik fra testdataene beregnes ved:

$$\text{Snitt} = \frac{\sum \text{Avvik}}{\text{Antall datapunkter}} = \frac{-15,03}{13} = -1,16\%$$

Denne gjennomsnittsverdien fremstår i utgangspunktet som lovende, men dersom denne ses i sammenheng med grafen på Figur 32 og tallene i Tabell 12 blir det åpenbart at denne gjennomsnittsverdien ikke er representativ for CFD-modellens nøyaktighet. Et gjennomsnittlig avvik som nærmer seg null vitner imidlertid om at det er en viss balanse mellom de positive og negative avvikene, hvilket kan tyde på at differansen har en lineær utvikling.

Dersom man betrakter utviklingen av differansen isolert sett ser denne også ut til å gå mot null ved rundt $4600 [m^3/h]$, mens dens absoluttverdi vil øke på hver side av dette nullpunktet. Siden avviket avhenger av differansen er dette samsvarende med det antatte "kryssningspunktet" funnet ved evaluering av avvikstallene. Differansene mellom CFD-resultater og eksperimentell test er i Figur 33 fremstilt som funksjon av volumstrømmen, og denne grafen viser at differansen mellom de to øker lineært med volumstrømmen. Likt som for løftehøyden letes det her etter mønster som kan bidra til å definere forskjellene mellom CFD-analysen og den eksperimentelle testen, og en lineær differansmodell vil være mulig å korrigere.

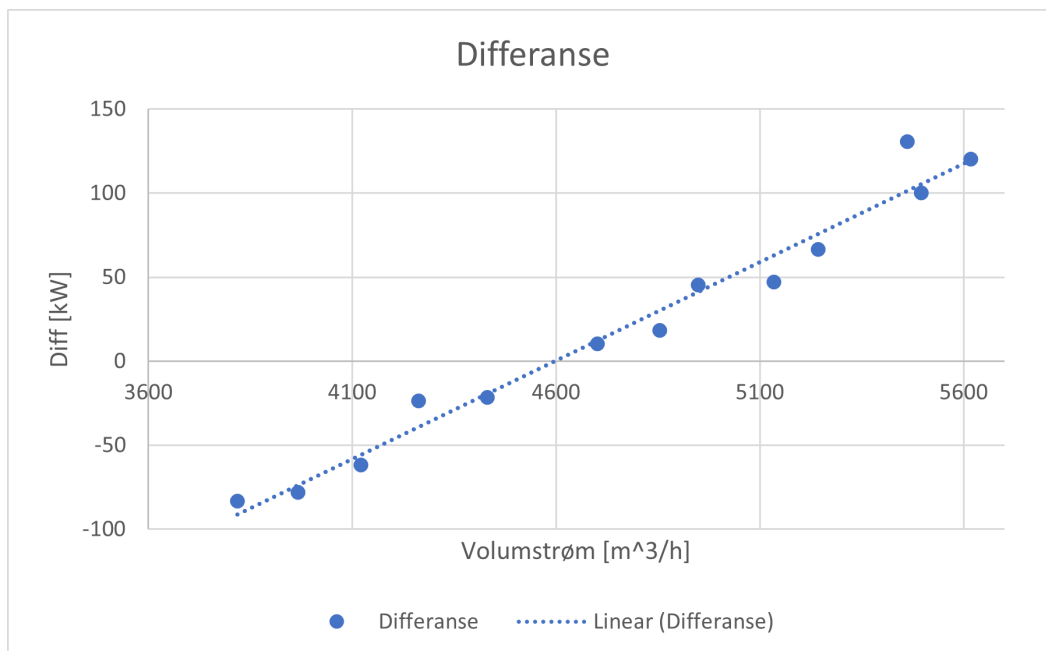


Figur 33: Differanse Mellom CFD og Test

For å nærmere undersøke forholdene for differansen utføres en regresjonsanalyse i Microsoft Excel likt som vist for akslingseffekten ved Ligning 26. Det spesifiseres at regresjonsverktøyet skal tilpasse en lineær regresjonsmodell, og denne returnerer Ligning 28.

$$\text{Diff} = 0,1171 \cdot Q - 538,39 \quad (28)$$

Korrelasjonskoeffisienten for den tilpassede kurven definert ved Ligning 28, bestemt av Microsoft Excel ved hjelp av Ligning 25, er beregnet å være 0,971. Dette tilsier at den tilpassede kurven gjør rede for 97,1% av variasjonene i differanse, og lineariteten til differansen mellom CFD-resultatene og den eksperimentelle testen blir dermed bekreftet. Figur 34 viser differansene tegnet som funksjon av volumstrømmen, hvor også den tilpassede lineære modellen er inkludert.



Figur 34: Tilpasset Kurve for Differanse mellom CFD og Test

Dette er et viktig funn ettersom det muliggjør forståelse av CFD-modellens avvik fra den eksperimentelle testen, hvilket også gjør det mulig å justere modellen for å redusere avviket. Ved å ta utgangspunkt i CFD-analysens resultater for akslingseffekt og siden justere disse ved å ta høyde for avvik estimert ved hjelp av Ligning 28 vil det kunne oppnås resultat som i større grad vil samsvare med de eksperimentelle observasjonene. CFD-resultatene vil da bli justert som vist i Eksempel 6.6:

Eksempel 6.6

De justerte verdiene for akslingseffekt er gitt ved:

$$P_{justert} = P_{cfd} + Diff_{estimert} = P_{cfd} + 0,1171 \cdot Q - 538,39$$

Hvor P_{cfd} tilsvare opprinnelig akslingseffekt fra CFD-analyse oppgitt i kW, og Q er volumstrømmen oppgitt i m^3/h .

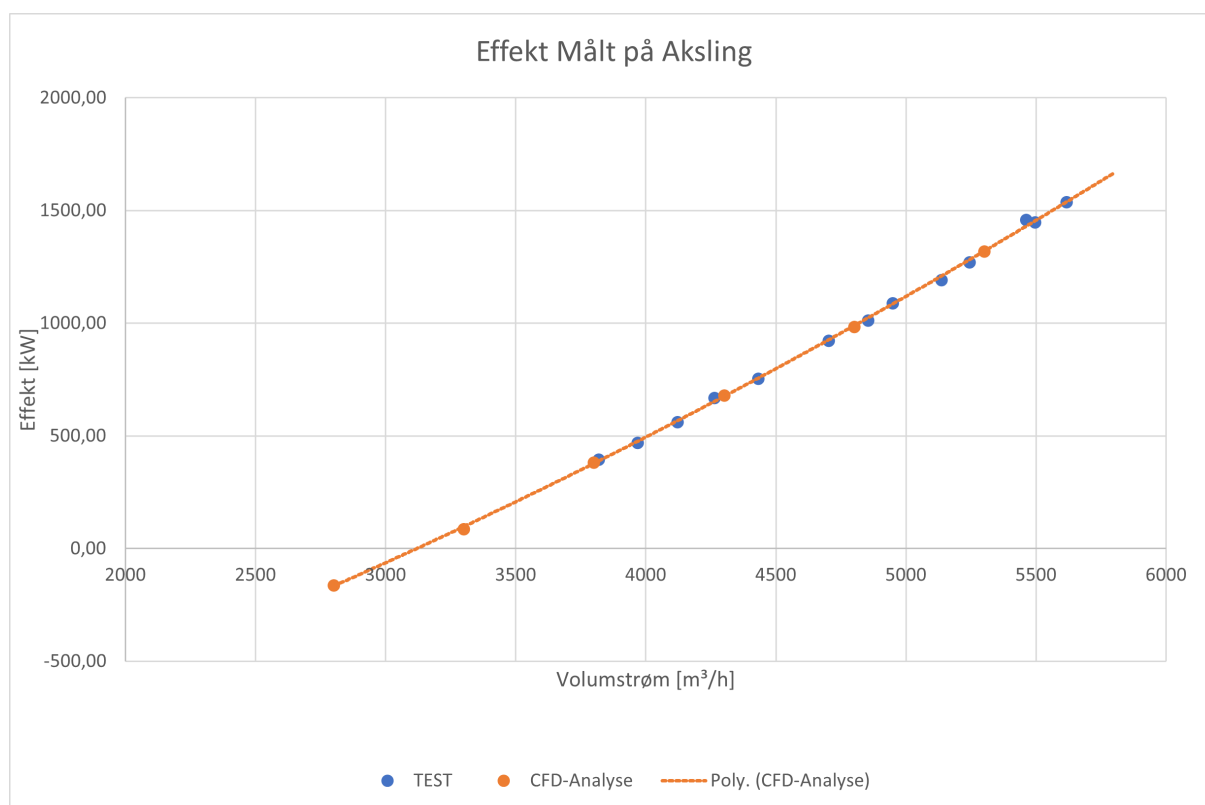
For tilfelle med volumstrøm på eksempelvis 3818 kubikkmeter/ time tilsier dette:

$$P_{justert} = P_{cfd} + Diff_{estimert} = 479[kW] + 0,1171 \cdot 3818[m^3/h] - 538,39 = 388[kW]$$

Samtlige CFD-resultater for akslingseffekt justeres i henhold til fremgangsmåten vist i Eksempel 6.6, og resultatene fremstilles i Tabell 13. Figur 35 viser også disse dataene presentert grafisk, hvor samsvaret mellom punktene fra den eksperimentelle testen og den tilpassede kurven for de justerte CFD-dataene er vist.

Akslingskraft SE400 turbin				
Volumstrøm [m^3/h]	Test [kW]	Justert CFD [kW]	Differanse [kW]	Avvik [%]
3818	396	388	8	2,00 %
3967	471	475	-4	-0,86 %
4122	561	567	-6	-1,1 %
4263	668	652	16	2,35 %
4432	754	756	-2	-0,28 %
4702	924	926	-2	-0,22 %
4854	1012	1024	-12	-1,16 %
4949	1090	1086	4	0,4 %
5135	1193	1209	-16	-1,31 %
5243	1272	1281	-9	-0,71 %
5462	1460	1430	30	2,03 %
5496	1449	1454	-5	-0,34 %
5617	1539	1538	1	0,06 %

Tabell 13: Justerte verdier for akslingskraft

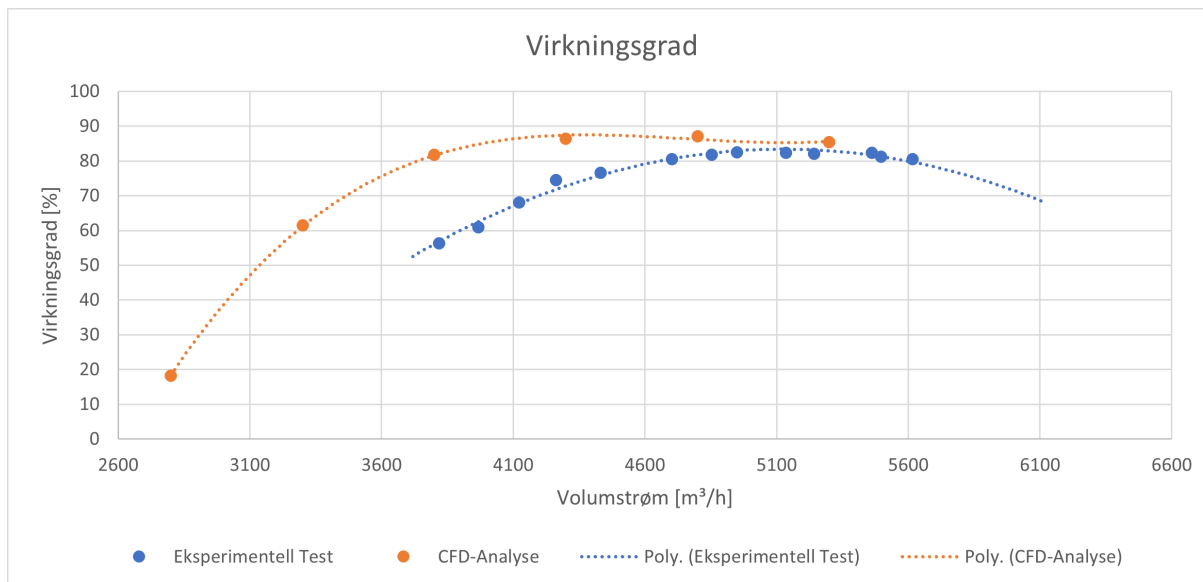


Figur 35: Effekt målt på aksling med justerte verdier

Selv om korreksjonen gjort i Figur 35 er velfungerende for dette isolerte tilfellet er dette en tilnærming hvis gyldighet må re-evalueres dersom geometrien endres. En mer permanent løsning for å korrigere dette avviket vil ta utgangspunkt i å oppdrive og adressere årsaken til avvikets forekomst. For å gjøre dette vil det være naturlig å undersøke hvilke forenklinger/ ulikheter som er gjort i CFD-modellen i forhold til de reelle strømningsforholdene. Blant de forenklinger som er gjort i CFD-modellen fremstår mangelen på skivefriksjonstap som den mest sannsynlige årsaken til hvorfor CFD-analysen anslår større effekt for de lavere volumstrømmene enn hva den eksperimentelle testen erfarer. Skivefriksjonstapene antas pr. Kapittel 3.2 å være tilnærmet konstant, hvilket gjør at det relative tapet blir større ved lavere volumstrømmer. Dette kommer særlig godt frem i Tabell 12, hvor det relative avviket ved den laveste testverdien er på -21,06%, mens det ved ca. 4100 [m³/h] allerede er halvert til 11%. Kombinasjonen av skivefriksjonstapene og ulikhetene i løftehøyde gir trolig den "vridning" som kan observeres mellom CFD-analyse og eksperimentell test.

6.1.3 Virkningsgrad

For at FRAMO SWL-PAT skal være et alternativ for energihøsting er det en forutsetning at denne oppnår en virkningsgrad som er konkurransedyktig sammenlignet med alternative løsninger. For at dette på best mulig måte skal kunne estimeres må verdiene for løftehøyde og akslingseffekt være korrekt, ettersom virkningsgraden pr. Ligning 4 er avhengig av både løftehøyde, volumstrøm, og selve akslingseffekten. Figur 36 viser en graf hvor virkningsgrad fra både CFD-analyse og eksperimentell test er fremstilt, samt tilpassede kurver for disse for å bedre kunne illustrere mønsterene som dannes.



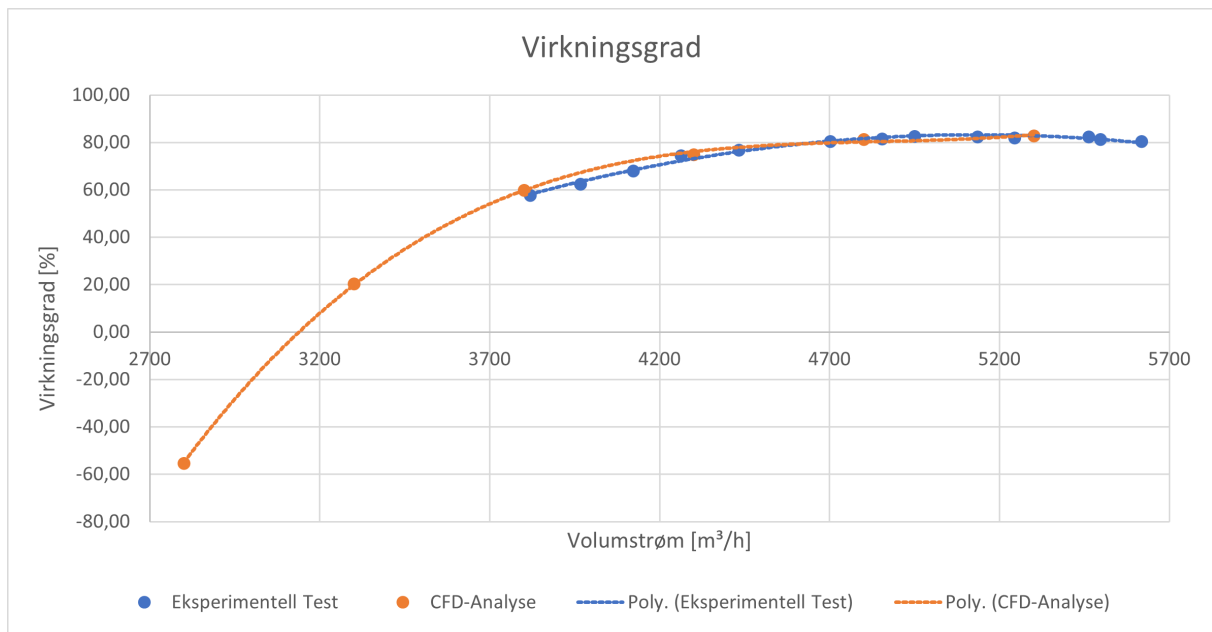
Figur 36: Virkningsgrad fra test og estimert

Ved visuell analyse av Figur 36 observeres det at differansen mellom den estimerte virkningsgraden fra CFD-analysen og virkningsgraden fra den eksperimentelle testen er størst for den minste testede volumstrømmen, og at den siden avtar i takt med økende volumstrøm. Det fremstår riktignok som litt problematisk at CFD-analysen ikke omfatter volumstrømmer som går like høyt som den eksperimentelle testen, da virkningsgradens avtakening etter BEP ikke er like godt definert for CFD-resultatene som for den eksperimentelle testen. CFD-analysen beregner jevnt over høyere virkningsgrad enn hva den eksperimentelle testen erfarer, hvilket ikke er overraskende dersom man tar formelen for turbinens virkningsgrad gitt ved Ligning 4 i betraktning:

$$\eta_{turbin} = \frac{\text{Turbinens effekt}}{\text{Isentropisk turbineffekt}} = \frac{P_{aksling}}{\rho g H Q}$$

Parametrene ρ , g , H , Q utgjør her formelen for maksimal utnyttbar effekt, og ettersom analysene utført i Kapittel 6.1.1 og 6.1.2 viser at CFD-resultatene for løftehøyde er lavere enn verdiene fra den eksperimentelle testen, og akslingseffekt høyere enn den eksperimentelle testen frem til 4600 [m³/h] er det naturlig at CFD-analysen også estimerer høyere virkningsgrad. I motsetning til løftehøyden, hvor det registreres et jevnt relativt avvik mellom CFD-analyse og eksperimentell test, fremgår det av Kapittel 6.1.2 at den observerte akslingseffekten fra den eksperimentelle testen ved ca. 4600 [m³/h] går fra å være mindre enn til å bli større enn CFD-analysen estimerer.

Virkningsgraden i seg selv er ikke mulig å korrigere, da denne som nevnt ovenfor avhenger av estimert effekt og parametrene som utgjør formelen for maksimal utnyttbar effekt. Dersom noen av de underliggende parametrene korrigeres vil imidlertid også virkningsgraden bli korrigert, og virkningsgraden vil dermed kunne beregnes med stor nøyaktighet dersom CFD-modellen er i stand til å nøyaktig estimere relasjonen mellom løftehøyde, volumstrøm, og akslingseffekt. Avviket som kommer frem i den komparative analysen mellom CFD-analysen og den eksperimentelle testen er derfor resultatet av en følgefeil i forbindelse med unøyaktighetene ved løftehøyde og akslingseffekt. Dersom de korreksjoner som er utforsket i Kapittel 6.1.1 og 6.1.2 legges til grunn forventes dermed at den estimerte virkningsgraden fra CFD-analysen også vil forbedres. Figur 37 viser grafen for PAT-ens virkningsgrad hvor løftehøyde og akslingseffekt er justert.



Figur 37: Virkningsgrad fra test og estimert korrigert

Etter å ha justert CFD-analysens verdier for løftehøyde og akslingseffekt er det åpenbart at det oppstår godt samsvar mellom CFD-analyse og eksperimentell test. Til tross for dette er det for de justerte verdiene enda mer problematisk at CFD-analysen kun omfatter volumstrømmer opp til $5300 [m^3/h]$, da det her ikke er mulig å definere BEP ettersom siste datapunkt også utgjør en maksimalverdi.

Samlet sett fremgår det av den komparative analysen mellom CFD-analysen og den eksperimentelle testen at den eksisterende CFD-modellen klarer godt å estimere de grunnleggende prinsippene for hvordan en FRAMO SWL-PAT vil fungere i praksis. Det er også vist at mindre justeringer og korreksjoner vil kunne gjøre denne modellen enda mer nøyaktig, hvilket vil videre styrke CFD-modellens pålitelighet.

6.2 Sammenligning av Pumpe og Turbin

Ettersom den tiltenkte konfigurasjonen for PAT-en innebærer en SWL-pumpe i turbinmodus som drives av en SWL-pumpe i pumpemodus vil det være svært viktig å etablere forståelse for forskjellene mellom pumpens og PAT-ens karakteristikk. FRAMO har allerede et omfattende bibliotek av ulike pumpedesign, og ønsker å bli gode på å gjenkjenne pumpe-karakteristikk som vil kunne være et godt utgangspunkt for et gitt turbinprosjekt. Til dette formålet vil observasjonene fra den eksperimentelle testen sammenlignes med FRAMO sin egen erfaringsdata for samme pumpe i pumpemodus. Hovedsaklig vil det her være viktig å vurdere PAT-ens operasjonsområde i forhold til pumpens operasjonsområde, og i den sammenheng hvilke pumpe-turbin-konfigurasjoner som vil være fornuftige.

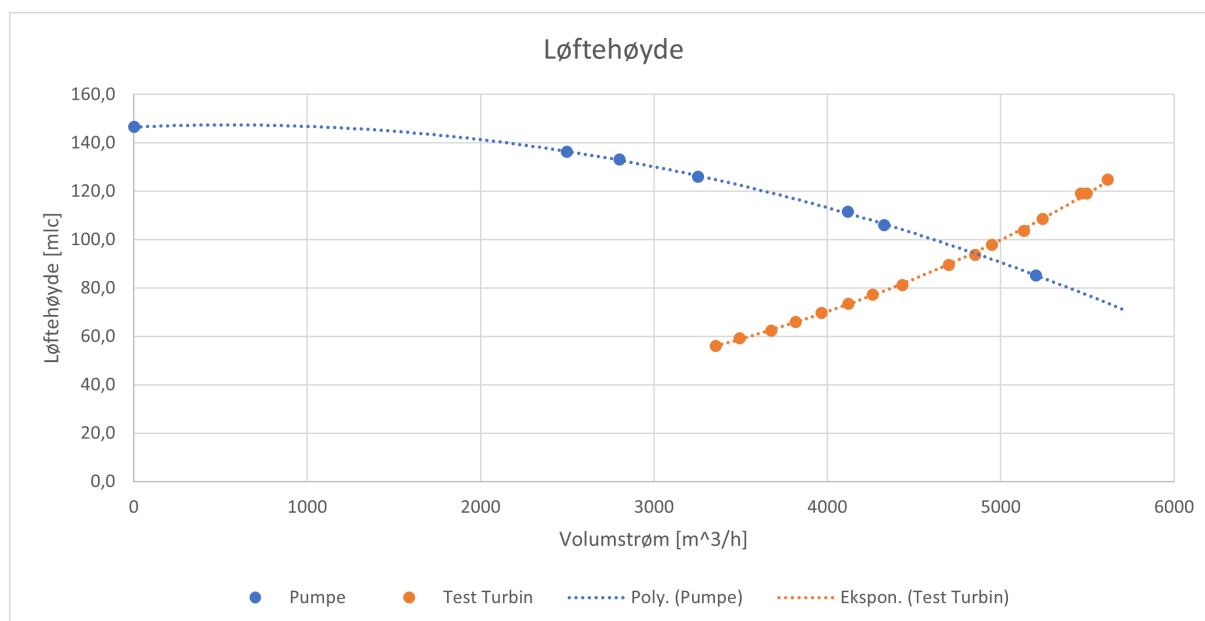
Tabell 14 viser erfaringsdata for den aktuelle SE400-pumpen i pumpe-konfigurasjon. Dette er samme pumpe som ble kjørt som turbin i den eksperimentelle testen (Kapittel 5). Ettersom FRAMO er en velrenommert aktør innen det globale pumpemarkedet, og erfaringsdataene er basert på omfattende testing, anses disse dataene som pålitelige.

SE400 pumpe							
Volumstrøm [m^3/h]	3	2499	2802	3255	4118	4330	5204
Løfthøyde [mlc]	146,6	136,2	133,1	126,0	111,5	106,0	85,1
Virkningsgrad [%]	0,08	63,66	68,22	71,97	75,89	75,59	71,70
Effekt [kW]	1239	1489	1523	1587	1684	1691	1721

Tabell 14: Erfaringsdata for SE400 i pumpe-modus

6.2.1 Løfthøyde

Løfthøyden utgjør en særlig utfordring for relasjonen mellom pumpe og turbin, ettersom disse pr. Kapittel 3.7 er inverse. Mens en pumpe løfthøyde vil avta i takt med økende volumstrøm, vil en turbin erfare økende løfthøyde i takt med økende volumstrøm. Dette er utfordrende ettersom det da oppstår en prinsipiell uoverensstemmelse mellom pumpe og turbin dersom pumpen leverer vannstrøm til turbinen. Figur 38 viser en graf hvor løfthøyde for pumpe og turbin, samt tilpassede kurver for de respektive datasettene er tegnet inn.



Figur 38: Løfthøyde turbin og pumpe

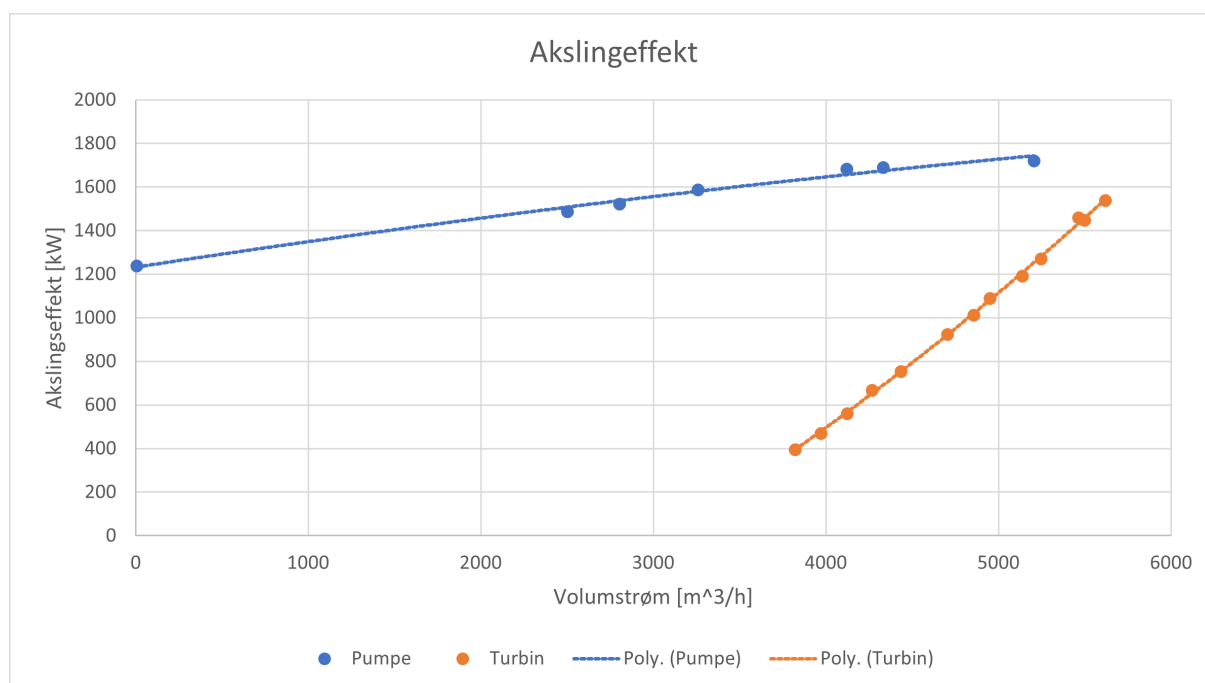
Ved visuell analyse av Figur 38 fremstår pumpen og turbinens inverse løfthøydeforhold som tydelig, og dette forholdet gjør også at det oppstår et skjæringspunkt mellom de to kurvene. Utover dette er det også et viktig poeng at pumpens løfthøydekurve dekker et mye større spenn av volumstrømmer, samtidig som denne er flatere enn turbinkurven. Pumpen kan i tråd med dette vise til et operasjonsområde som starter allerede ved $\sim 0[m^3/h]$ volumstrøm og 150 [m] løfthøyde, mens turbinen er avhengig av tilstrekkelig løfthøyde og volumstrøm til å danne negativ sacking.

Et annet viktig moment ved Figur 38 er skjæringspunktet som oppstår ved rundt 4750-4800 [m^3/h], da dette markerer hvor pumpens løfthøyde blir lavere enn turbinens løfthøyde. I praksis kan dette tolkes slik at pumpen for alle volumstrømmer frem mot dette har løfthøyde nok til å drive turbinen ved de underliggende volumstrømmene, mens PAT-en

etter dette skjæringspunktet behøver løftehøyde større enn hva pumpen kan levere for å kunne operere ved den underliggende volumstrømmen. Når pumpe ses i sammenheng med PAT er dette noe som vil behøve særlig fokus, ettersom en eventuell pumpe-turbin- konfigurasjon må være i stand til å operere ved den aktuelle PAT-ens typiske operasjonsområde.

6.2.2 Akslingseffekt

Figur 39 viser PAT-ens effektkurve fra den eksperimentelle testen plottet sammen med pumpens effektkurve fra erfaringsdata, og siden hele formålet med å utvikle en SWL-PAT baserer seg rundt energihøsting er dette en kurve som behøver ekstra oppmerksomhet. Det er viktig å være klar over at pumpens effekt har negativt fortegn, mens turbinen leverer elektrisk effekt og dermed har positivt fortegn. Disse er begge plottet med positivt fortegn for å kunne best mulig illustrere forskjeller og likheter mellom de to, og det er da viktig å være klar over at verdiene tilsvarer forbrukt effekt for pumpen og levert effekt for turbinen. Ideelt sett burde turbinens effektkurve ligge så tett oppunder pumpens effektkurve så lenge som mulig, da dette hadde vært synonymt med et bredt operasjonsområde. Dette er riktignok ikke mulig å oppnå, og i tråd med dens natur vil turbinen ha et langt snevrere operasjonsområde.

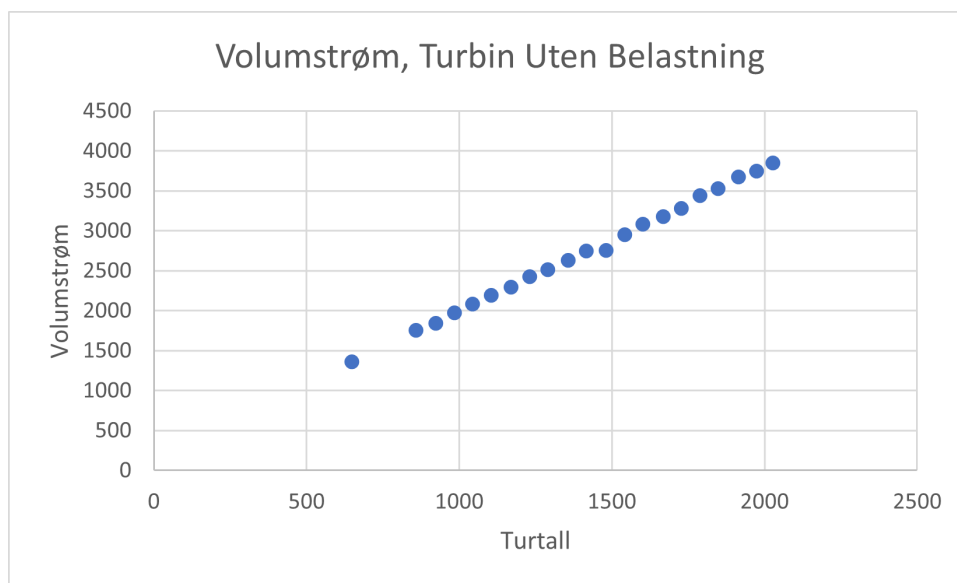


Figur 39: Akslingseffekt test og pumpe

Den største og mest åpenbare forskjellen mellom pumpens og turbinens effektkurve er knyttet til nettopp deres respektive operasjonsområder, og mens pumpens effektkurve strekker seg fra ca. 1240 [kW] ved ~ 0 [m^3/h] til ca. 1720 [kW] ved ~ 5200 [m^3/h] begynner turbinens effektkurve på null ved rundt 2800-2900 [m^3/h] og stiger oppover. Da det dessverre oppstod problemer rundt testdataene for volumstrømmene rundt 3000 [m^3/h] er det ikke nok punkter til å følge turbinens effektkurve ned mot krysningspunktet med horisontalaksen. Det kan derimot ses mot testdataene hvor samme sekvens av volumstrømmer ble kjørt med turbinen framkoblede strømmettet. Siden statorfeltets rotasjonshastighet, og da også turbinens synkronhastighet, er kjent kan starten på turbinens effektkurve bestemmes ved å finne hvilken volumstrøm som tilsvarer turbinens synkronhastighet. Dersom det tas utgangspunkt i verdiene funnet i Tabell 15 kan man ved hjelp av interpolasjon estimere punktet hvor rotorens rotasjonshastighet er synkron med statorfeltets rotasjonshastighet. For en ikke-lineær modell vil interpolasjonens nøyaktighet i stor grad avhenge av størrelse på interpolasjonsinkrementene, da det vil kunne oppstå store avvik dersom lineær interpolasjon benyttes på en eksponentiell kurve. Dette vil imidlertid ikke være noe problem for den aktuelle grafen hvor volumstrøm plottes som funksjon av turtall, da volumstrøm ifølge affinitetslovene ved Ligning 9 øker lineært med endring i turtall. Dette er illustrert ved Figur 40.

Turbintest Uten Belastning	
Volumstrøm	Rotasjonshastighet
1371	648
1755	858
1848	924
1972	984
2090	1044
2193	1104
2298	1170
2425	1230
2515	1290
2630	1356
2745	1416
2755	1482
2955	1542
3082	1602
3177	1668
3290	1728
3438	1788
3535	1848
3672	1914
3750	1974
3860	2028

Tabell 15: Data fra runaway-test på turbin



Figur 40: Volumstrøm for Turbintest Uten Belastning

Ligning 29 brukes for å interpolere, hvor Q og n tilsvarer henholdsvis volumstrøm og turtall. Lineær interpolasjon er en fremgangsmåte for estimering hvor ubestemte punkt anslås ved hjelp av eksisterende datapunkt [35]. Denne metoden estimerer ukjente punkt ved å anslå lineær utvikling mellom kjente datapunkter, hvilket returnerer et stigningstall for den lineære modellen i det aktuelle intervallet. Punkter innenfor dette intervallet kan så bestemmes ved å multiplisere stigningstallet med den ønskede posisjonen langs horisontalaksen (turtall i dette tilfellet). Ettersom punktet man ønsker å finne her er hvor turbinen oppnår synkron drift settes statorfeltets rotasjonshastighet, $n_{stator}=1506$ [rpm], inn for $n_{synkron}$.

$$Q_{synkron} = \left(\frac{Q_{over} - Q_{under}}{n_{over} - n_{under}} \right) \cdot (n_{synkron} - n_{under}) + Q_{under} \quad (29)$$

Dette gir følgende utregning:

$$Q_{\text{synkron}} = \left(\frac{2955[m^3/h] - 2755[m^3/h]}{1542[rpm] - 1482[rpm]} \right) \cdot (1506[rpm] - 1482[rpm]) + 2755[m^3/h] = 2835[m^3/h]$$

Turbinens effektkurve vil også kunne fortsette inn mot en volumstrøm tilnærmet 0 $[m^3/h]$, men det er viktig å merke seg at effektkurven da vil krysse horisontalaksen. I praksis vil dette si at rotoren roterer saktere enn statorfeltets rotasjonshastighet, og pr. Kapittel 3.3 vil det som en konsekvens av dette oppstå positiv sacking. Ved positiv sacking vil det tilføres energi for at rotoren skal kunne oppnå samme rotasjonshastighet som statorfeltet, og når dette skjer går turbinen inn i pumpemodus. Funnet gjort ved interpolasjon av verdier fra Tabell 15 tilsier at en volumstrøm på 2835 $[m^3/h]$ gir impelleren og dermed også rotoren en rotasjonshastighet på 1506 [rpm], hvor PAT-en hverken krever eller genererer elektrisitet. For volumstrømmer på under 2835 $[m^3/h]$ vil altså PAT-en ved disse forholdene fungere som pumpe, mens volumstrømmer over denne terskelverdien vil være effektgenererende.

Videre kommer det også frem av Figur 39 at pumpen erfarer mye mindre variasjoner i effektkurven, da denne er meget flat og spenner i dette tilfellet fra rundt 1240 [kW] til rundt 1700 [kW]. Samtidig er turbinens effektkurve mye brattere, og spenner fra 0 [kW] opp mot 1540 [kW]. Dersom det tas utgangspunkt i terskelverdien på 2835 $[m^3/h]$ funnet ved hjelp av interpolasjon kan det for turbinen dokumenteres en gjennomsnittlig effektøkning på:

$$\frac{1540[kW]}{5600[m^3/h] - 2835[m^3/h]} = 0,56 \left[\frac{kW}{m^3/h} \right]$$

Ved å bruke samme tilnærming til pumpen kan følgende gjennomsnittlige effektøkning beregnes:

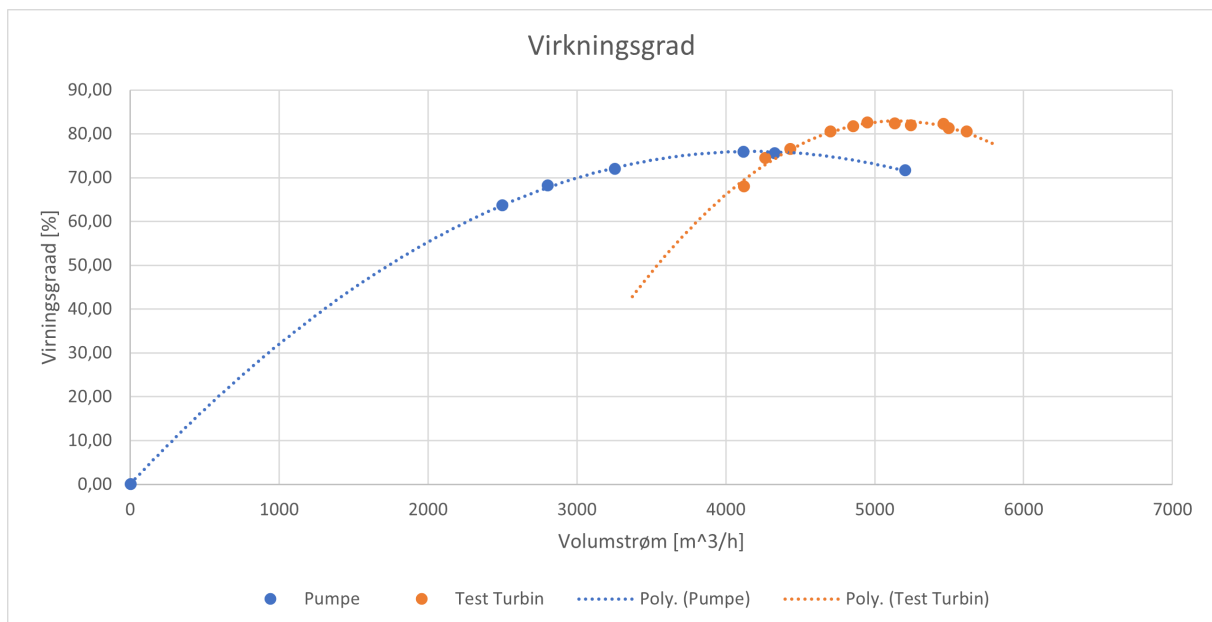
$$\frac{1700[kW] - 1240[kW]}{5200[m^3/h]} = 0,088 \left[\frac{kW}{m^3/h} \right]$$

Dette gir turbinens kurve en gjennomsnittlig bratthet som er: $0,56/0,088 \cdot 100 - 100 = 536\%$ brattere enn pumpens. Dette tallet i lys av de ulike intervallene sier mye om hvor snevert PAT-ens operasjonsområde er når det sammenlignes med pumpen, hvilket vil være viktig å ta med seg videre ved bestemmelse av pumpe-turbin-konfigurasjoner.

6.2.3 Virkningsgrad

I en konfigurasjon hvor en PAT drives av en SWL-pumpe er det naturligvis ønskelig at begge enheter opererer nærmest mulig sine respektive BEP så ofte som mulig. Ved valg av pumpe-turbin kombinasjoner vil derfor operasjonsområde og BEP være viktige designpunkter. For å best mulig kunne forstå hvordan dette best mulig kan løses er det en forutsetning å kjenne til likheter og ulikheter mellom virkningsgradskurvene til pumpe og PAT. Dette gjøres likt som for løftehøyde i Kapittel 6.2.1 og akslingseffekt i Kapittel 6.2.2. Figur 41 viser virkningsgrader for PAT hentet fra den eksperimentelle testen og virkningsgrader for pumpe hentet fra erfaringsdata. Hva angår turbinens operasjonsområde kontra pumpen så gir denne grafen en videre bekreftelse av funnene fra Kapittel 6.2.1 og 6.2.2, da også turbinens virkningsgrads-kurve omfatter et langt snevrere område enn pumpens kurve. Idealområdet til turbinen virker riktignok å være forskjøvet mot høyere volumstrømmer sammenlignet med turbinen, hvilket tilsier at en FRAMO SWL-PAT vil operere ved noe høyere volumstrømmer enn i pumpemodus.

Dersom turbinens BEP ses i sammenheng med funnene for løftehøyde i Kapittel 6.2.1 kan det noteres at BEP, som oppstår ved en volumstrøm i overkant av 5000 $[m^3/h]$, forekommer ved et punkt som på Figur 38 faller utenfor pumpens kapasitet. I praksis vil dette si at dersom to FRAMO SE400 SWL-pumper hadde blitt konfigurert i serie - en som pumpe og den andre som turbin - hadde det ikke vært mulig å drive turbinen ved BEP. Det er naturligvis svært beklagelig dersom en PAT ikke vil kunne operere ved punktet hvor den er mest effektiv, og dette er noe som må vurderes nøye ved utforming av pumpe-turbin konfigurasjoner. Ved å legge til en frekvensstyring av PAT-en ved hjelp av en VSD vil statorfeltets rotasjonshastighet, som vist i Eksempel 5.1, også kunne reguleres. Dette vil kunne flytte virkningsgradskurven slik at BEP kan oppnås ved ulike volumstrømmer, men ettersom dette ikke er veldig utslagsgivende for løftehøyde eller akslingseffekt vil gevinsten være begrenset.



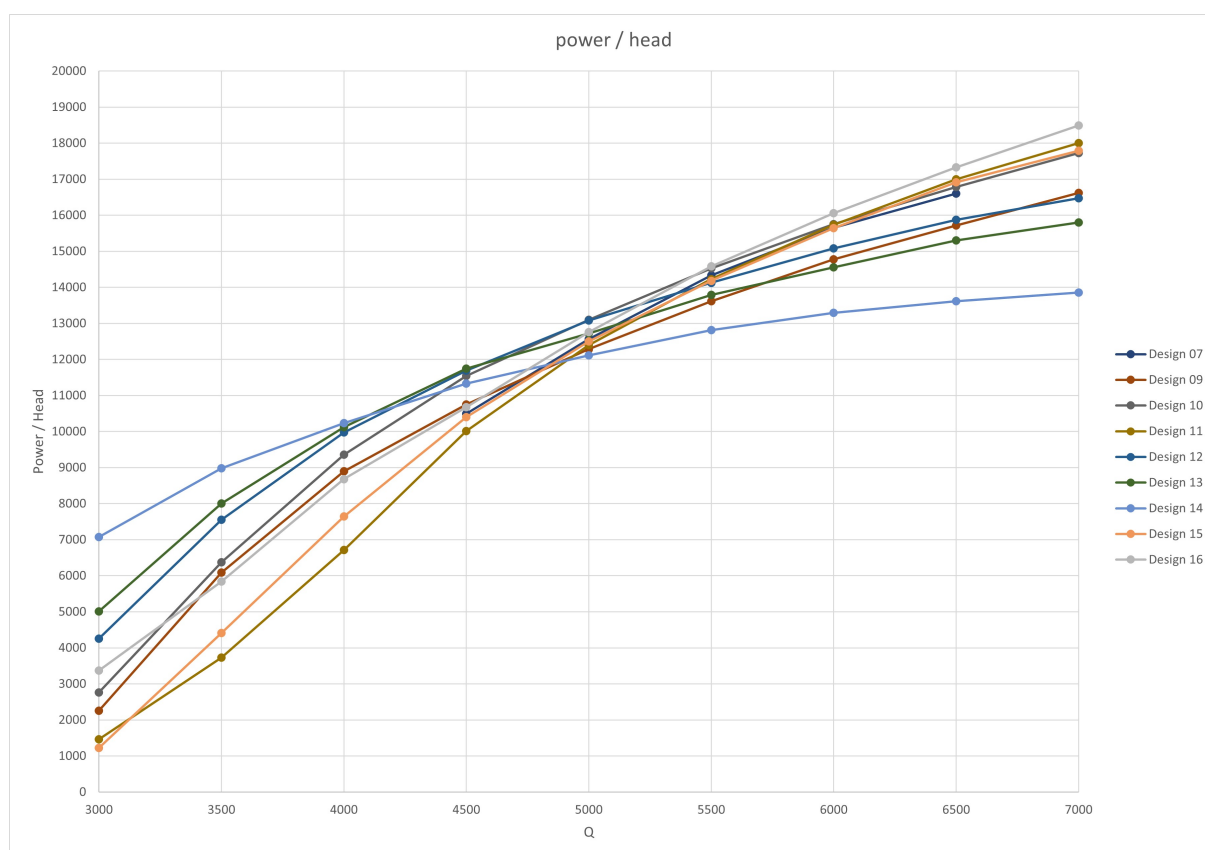
Figur 41: Virkningsgrad for test og pumpe

Utover hvordan turbinens operasjonsområde skiller seg fra en tilsvarende pumpe bør også verdien for virkningsgrad analyseres, og hva angår virkningsgrad så presterer PAT-en meget godt. Mens pumpen ved BEP oppnår en virkningsgrad på rundt 76% viser dataene fra den eksperimentelle testen at PAT-en kan ved BEP skille med en virkningsgrad på rundt hele 83%. Her er det viktig å poengtere at testen ble gjort med en umodifisert FRAMO SWL-PAT, konstruert for å fungere som pumpe. Det er her meget interessant at det registreres høyere virkningsgrad i turbinmodus enn i pumpemodus, noe som vitner om at FRAMO SWL-pumper har meget gode forutsetninger for å være velfungerende i turbinmodus.

6.2.4 Eventuelle Endringer fra Pumpe til Turbin

En umodifisert FRAMOs SWL-pumpe fungerer bra i turbinmodus da den oppnår en virkningsgrad på 82,55%, hvilket er meget bra sammenlignet med reaksjonsturbin som har virkningsgrad på over 90%.

For å forbedre virkningsgraden til PATen har FRAMO videre sett på mulige mindre endringer for å optimalisere SWL-designet for turbindrift. Dette innebærer blant annet modifikasjoner for PAT-ens diffusor slik at vannstrømmens angrepsvinkel på impelleren endres. Ved optimalisering av PAT-designet er det flere muligheter som kan vurderes, avhengig av hva som er ønskelig. Ved tilfeller hvor det vil være større variasjoner i volumstrømmen vil man typisk ønske et så bredt som mulig operasjonsområde. Maksimal virkningsgrad ved BEP vil da være mindre viktig, så lenge PAT-en har en akseptabel virkningsgrad for alle systemets driftsomstendigheter. Design 14 på Figur 42 viser et design hvor turbinen er mindre effektiv ved BEP, men også i stand til å generere mer effekt ved lave volumstrømmer. Dersom en PAT skal designes for en installasjon hvor det vil være små variasjoner i volumstrømmen kan denne derimot spisset mer mot disse forholdene, slik at BEP forekommer ved den typiske volumstrømmen. Design 16 på Figur 42 viser en slik spisset forbedringsiterasjon hvor det oppnås en virkningsgrad på hele 90% ved BEP.



Figur 42: Diverse test design [36]

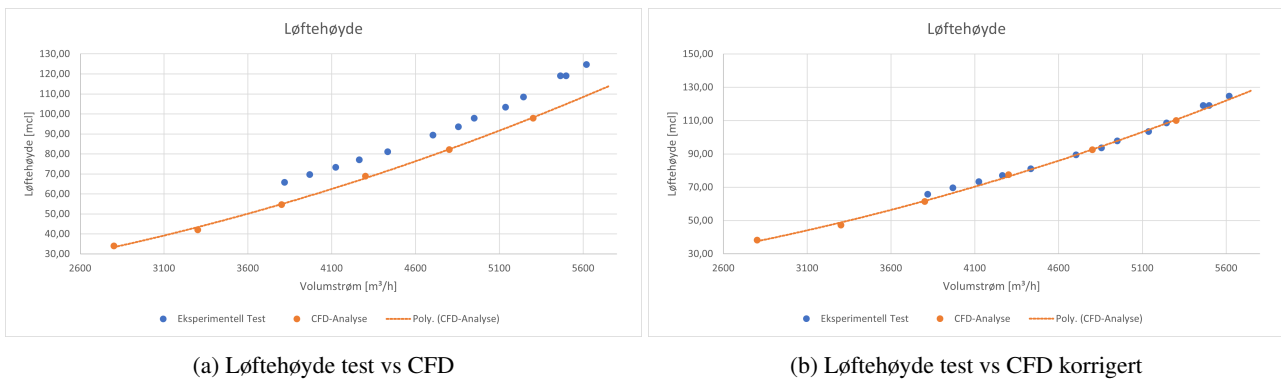
7 Resultater

7.1 CFD-Analyse Sammenlignet med Eksperimentell Test

Kapittel 6.1 omfatter verifisering av CFD-modellen anvendt i Kapittel 4 ved hjelp av komparativ analyse, og samlet sett fremgår det her at CFD-modellen er i stand til å anslå forholdene som oppstår når en FRAMO SWL-pumpe kjøres som turbin. Analysen inndeles i tre ulike hovedområder; løftehøyde, akslingseffekt, og virkningsgrad, og de respektive delresultatene er presentert henholdsvis i Kapittel 7.1.1, 7.1.2, og 7.1.3. Det avdekkes imidlertid noe avvik for både løftehøyde, akslingseffekt, og virkningsgrad, og siden man er tjent med å ha en så nøyaktig som mulig estimeringsmodell vurderes ulike løsninger for å korrigere avvikene. Det fremgår av analysen at man ved å korrigere løftehøyden og akslingskraften fra CFD-analysen vil kunne oppnå en mer nøyaktig modell. Korreksjonene er nærmere forklart i Kapittel 7.1.1 og 7.1.2.

7.1.1 Løftehøyde

Når løftehøyden fra CFD-analysen sammenlignes med løftehøyden fra den eksperimentelle testen med en statistisk tilnærming, observeres det fra Tabell 10 et relativt jevnt avvik mellom de to. Dette kan videre bekreftes ved hjelp av visuell analyse av grafen vist i Figur 43a, hvor det kommer tydelig frem at CFD-analysens løftehøydekurve ligger jevnt under løftehøyde-kurven fra den eksperimentelle testen. For å korrigere dette foreslås det en korreksjonsfaktor basert på det gjennomsnittlige avviket, som lar seg gjøre ettersom avviket fremstår som jevnt. Verdiene multipliseres så med korreksjonsfaktoren ($C_{korrigerende}$) på 1,1251, som løfter CFD-analysens løftehøyde opp mot observasjonene fra den eksperimentelle testen slik at det gjennomsnittlige avviket reduseres fra 12,51% til 1,56%. Det må imidlertid nevnes at dette ikke nødvendigvis er en universell korreksjonsfaktor, og at det vil være nødvendig med mer omfattende sammenligning av CFD-resultater for annen geometri og testdata for korresponderende turbiner for å kunne bekrefte hvorvidt dette gjelder for selve CFD-modellen eller kun for den aktuelle geometrien. Figur 43 illustrerer kurvene for løftehøyde med og uten korreksjonsfaktor.



(a) Løftehøyde test vs CFD

(b) Løftehøyde test vs CFD korrigert

Figur 43: Sammenligning av løftehøyde med og uten korreksjon

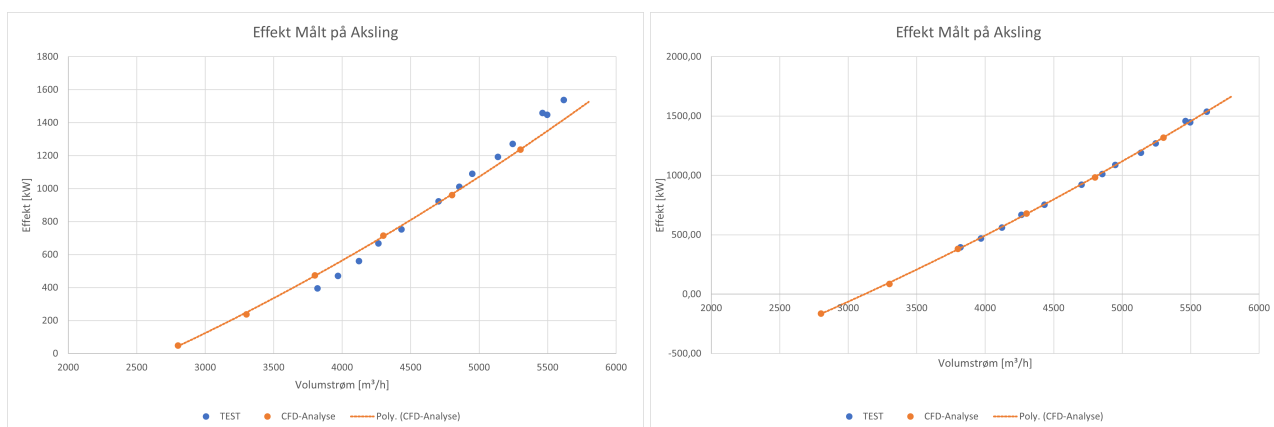
7.1.2 Akslingseffekt

Videre gjøres det også i Kapittel 6.1.2 en analyse av CFD-analysens estimeringsmodell for akslingseffekt. Siden rotasjonseffekt pr. Ligning 3 er gitt ved produktet av rotasjonshastighet og dreiemoment, og impellerens endring i turtall vil være neglisjerbart, er det i all hovedsak endring i dreiemoment rundt rotoren som vil påvirke effektkurven. Det er også dette dreiemomentet CFD-modellen må kunne estimere for å beregne turbinens akslingseffekt, basert på både løftehøyde, volumstrøm, og tap i turbinen. Ved en statistisk tilnærming til forskjellene mellom CFD-analysen og den eksperimentelle testen oppdages det et relativt avvik som treffer bra ved volumstrøm på rundt $4600[m^3/h]$, men som øker i absoluttverdi for volumstrømmer både høyere og lavere enn dette.

For å bedre kunne forstå opphavet til akslingseffektens avvik kan søkelyset rettes mot de forenklinger og antakelser gjort i CFD-modellen. Blant disse antas skivefriksjonstapet å stå for store deler av avviket mellom CFD-analysen og den eksperimentelle testen, da CFD-modellen ikke tar høyde for dette i sine kalkulasjoner. Pr. Kapittel 3.2 antas skivefriksjonstapet å være tilnærmet konstant for turbinens operasjonsområde da de vertikale kreftene i liten grad antas å fluktuere. Dette tilsier at skivefriksjonstapet relativt sett vil være mer betydelig for lave volumstrømmer hvor akslingseffekten også er mindre, hvilket kan forklare hvorfor CFD-analysens verdier ligger noe over de fra den eksperimentelle testen her.

Visuell analyse av data for akslingseffekt fremstilt i Figur 32 bekrefter videre funnene fra den statistiske tilnærmingen, og det blir videre tydelig at CFD-analysens kurve fremstår som noe "vridd" i forhold til kurven fra den eksperimentelle testen. Siden det relative avviket her ikke er jevnt slik som for løftehøyden kan ikke kurven justeres ved hjelp av en korreksjonsfaktor, så det må letes etter alternative mønster for avviket. Ved å nærmere betrakte differansen mellom CFD-analysens resultater og verdiene fra den eksperimentelle testen kan det registreres at differansen later å utvikle seg lineært som funksjon av volumstrømmen. Dette vises i Figur 33, hvor punktene for differansen mellom CFD-analyse og eksperimentell test danner en rett linje.

Figur 34 illustrerer hvordan det benyttes regresjonsanalyse for å definere en modell som beskriver differansen som funksjon av volumstrømmen. Denne modellen er gitt ved Ligning 28: $\text{Diff} = 0,1171 \cdot Q - 538,39$. Når dette mønsteret er kjent kan modellen gitt ved Ligning 28 benyttes til å justere CFD-analysens akslingseffekt for avvik. Figur 44 illustrerer kurven for akslingseffekt før og etter korreksjon. Selv om denne korreksjonen justerer CFD-verdiene slik at avviket reduseres drastisk vil ikke den nødvendigvis være gyldig dersom geometrien endres. Det kan tenkes at det observerte mønsteret hvor differansen mellom CFD-ens resultater og de reelle forholdene er proporsjonal med volumstrømmen er karakteristisk for SWL-pumpene, men ettersom den korrigerende modellen er basert på spesifikke effektverdier vil denne ikke være gyldig for andre spesifikasjoner. For å kunne utarbeide en oversikt over hvordan denne korreksjonsmodellen kan skaleres for endringer i geometri vil videre testing og utprøving trolig være nødvendig, men det er grunn til å tro at denne unøyaktighetens proporsjonalitet med volumstrømmen er et karakteristisk trekk.



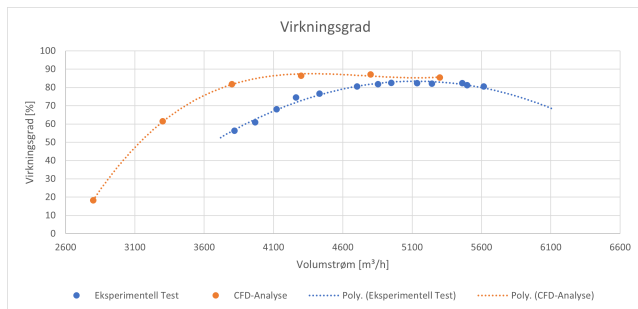
(a) Akslingseffekt test vs CFD

(b) Akslingseffekt test vs CFD korrigert

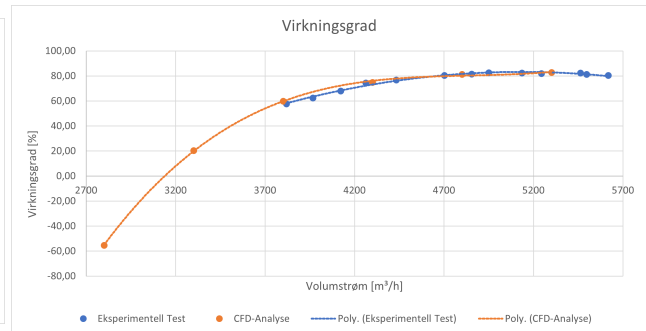
Figur 44: Sammenligning av akslingseffekt med og uten korreksjon

7.1.3 Virkningsgrad

Kapittel 6.1.3 dekker analyse av CFD-modellens evne til å estimere SWL-pumpens virkningsgrad i turbinmodus. Ved visuell analyse av kurven for dette fremstilt i Figur 36 kan det vises til at CFD-analysen treffer ganske godt hva angår verdien av virkningsgrad ved BEP, men denne kurven virker å være forskjøvet mot lavere volumstrøm enn hva den eksperimentelle testen tilsier. Ved å ta i betraktning formelen for virkningsgrad gitt ved Ligning 4, er det åpenbart at parametrene H og Q inngår som variabler. Ettersom det er observert noe avvik for disse verdiene i Kapittel 6.1.1 og 6.1.2 kan det tenkes at man ved å korrigere disse også vil kunne korrigere virkningsgraden. Figur 45 viser virkningsgradskurvene før og etter korreksjonene fra Kapittel 6.1.1 og 6.1.2 påføres løftehøyden og akslingseffekten respektivt.



(a) Virkningsgrad test vs CFD



(b) Virkningsgrad test vs CFD korrigert

Figur 45: Sammenligning av virkningsgrad med og uten korreksjon

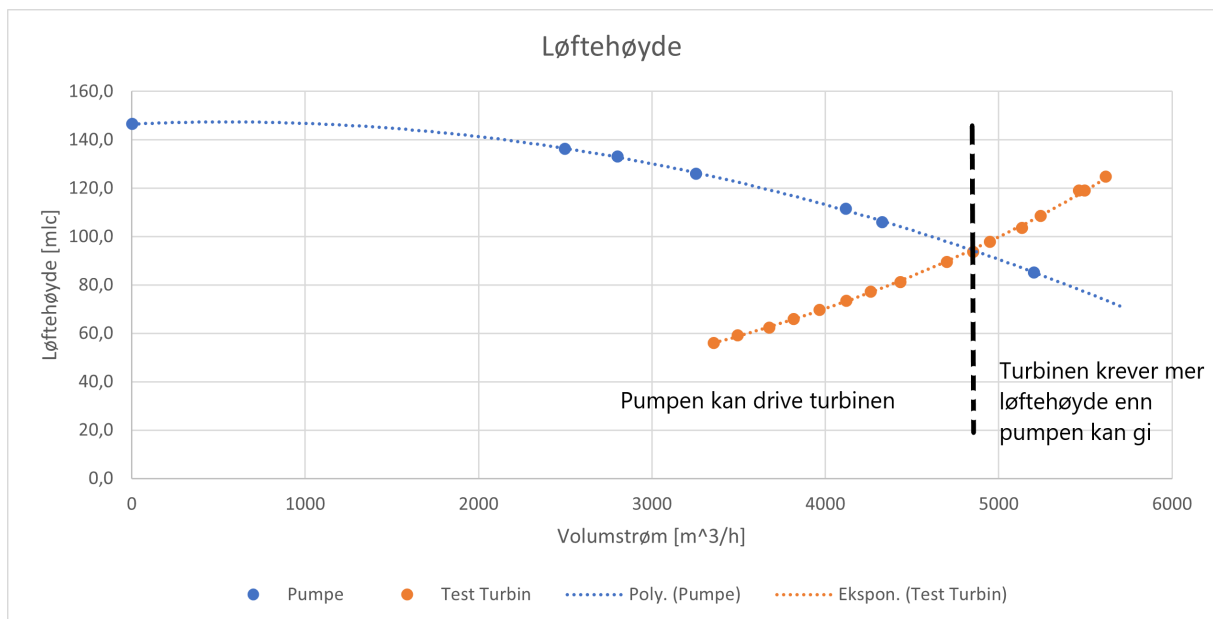
7.2 Pumpe Sammenlignet med Turbin

Det innledende arbeidet med CFD-analyse av en umodifisert FRAMO SWL-PAT indikerer at det ved å kjøre SWL-pumpene med negativ saking vil være mulig å høste store mengder energi som ellers ville gått tapt. Den eksperimentelle testen fungerer som en videre verifikasjon av dette innledende analysearbeidet, og det fremgår av samtlige resultater at eksisterende FRAMO SWL-pumpe-design er velfungerende som turbin. Resultatene fra den eksperimentelle testen vitner om at en umodifisert SE400-pumpe i turbinmodus oppnår en virkningsgrad på 82,55% ved BEP. Når dette sammenlignes med en typisk reaksjonsturbin som vil ha en virkningsgrad på rundt 90% ved BEP gjenstår det liten tvil vedrørende SWL-pumpens egnethet som turbin. Denne ytelsen kombinert med det faktum at det i SWL-pumpen benyttes et velutprøvd og robust design som er av god kvalitet, vil gjøre FRAMO SWL-PAT til et attraktivt og produkt.

Siden en FRAMO SWL-PAT installert ved dumpelinjen på en FPSO typisk vil drives av en SWL-pumpe er det viktig å forstå likhetene og ulikhetene mellom de to. Funnene fra komparativ analyse mellom en FRAMO SWL-pumpe i turbinmodus og pumpemodus, nærmere forklart i Kapittel 7.2.1, 7.2.2, og 7.2.3, gir innsikt i hvordan karakteristikken til en FRAMO SWL-pumpe utarter seg i turbindrift. Fellesnevneren for disse er at ulikhetene i operasjonsområdet til pumpe og turbin må nøye vurderes ved utforming av pumpe-turbin konfigurasjon. Ved samme rotasjonshastighet for statorfeltet vil en pumpe i turbinmodus erfare at operasjonsområdet forflyttes mot høyere volumstrøm, og det oppstår da en problemstilling rundt pumpen som skal levere turbinens vannstrøm. En PAT vil nemlig ha et mye snevrere operasjonsområde enn en ren pumpe, og det vil da kreve nøye planlegging for å kunne utarbeide en turbin-løsning som dekker større deler av en pumpekurve. Eksempelvis vil man ved å konfigurere flere mindre turbiner kunne dekke et større operasjonsområde enn ved én stor turbin. For tilfeller hvor den aktuelle vannstrømmen er jevn vil imidlertid dette være en mindre utfordring, og turbinen vil kunne dimensjoneres slik at den typiske volumstrømmen treffer ved BEP.

7.2.1 Løftehøyde

I Kapittel 6.2.1 sammenlignes SE400-pumpens turbinresultater fra den eksperimentelle testen med erfaringsdata for samme pumpe i pumpemodus. I tråd med teorien fra Kapittel 3.7 kan turbinkurven minne om en invertert pumpekurve. Mens pumpens løftehøyde avtar i takt med økende volumstrøm erfarer turbinen en økning i løftehøyde når volumstrøm øker. Dette oppfattes ved visuell analyse av Figur 38, og krysningpunktet mellom de to kurvene vekker her særlig interesse. Grafen kan nemlig tolkes slik at så lenge pumpens kurve holder høyere løftehøyde enn turbinen vil pumpen kunne drive turbinen ved den underliggende volumstrømmen, men når turbinens løftehøyde overgår pumpens løftehøyde vil ikke lenger pumpen kunne levere tilstrekkelig løftehøyde til å drive turbinen ved de aktuelle forholdene. Dette er noe som må tas særlig stilling til ved utforming av pumpe-turbin konfigurasjoner, da det absolutt er ønskelig at pumpen vil kunne drive turbinen i hele dens operasjonsområde. Brattheten til de to ulike kurvene er også noe som merkes, da løftehøyden for turbinen stiger mye raskere enn pumpens løftehøyde avtar. Resultatet av dette er pumpen oppnår et svært bredt operasjonsområde, mens turbinens operasjonsområde blir svært snevert ettersom en mindre endring i volumstrøm vil resultere i større endring i løftehøyden.



Figur 46: Løftehøyde med krysningpunkt for turbin og pumpe

7.2.2 Akslingseffekt

Analysen i Kapittel 6.2.2 sammenligner SE400-pumpens effektkurve som turbin med effektkurven i pumpemodus, og det utføres i den sammenheng en visuell analyse av de respektive kurvene i Figur 39. Til tross for at den eksperimentelle testen ikke produserte gyldige resultater for volumstrømmer lavere enn $3818 [m^3/h]$ kan allikevel effektkurvens skjæringspunkt med horisontalaksen bestemmes ved hjelp av testen som ble kjørt uten belastning på turbinen. Disse testdataene, med fritt-roterende impeller, kan ved hjelp av interpolasjon vise at turbinen ved en volumstrøm på ca. $2835 [m^3/h]$ vil oppnå synkronhastighet. Ved volumstrømmer under denne verdien vil PAT-en fungere som pumpe, mens volumstrømmer over dette vil gi negativ saking og dermed turbindrift.

Med utgangspunkt i skjæringspunktet mellom effektkurven og horisontalaksen kan turbinens effektgenererende område videre defineres, da dette vil begynne ved $2835 [m^3/h]$. Pumpens operasjonsområde vil derimot begynne allerede fra null volumstrøm, og er langt større enn hva turbinen erfarer. Turbinens operasjonsområde later riktignok å fortsette mot høyere volumstrømmer enn pumpen, hvor den også vil kunne generere betydelig effekt. Utover dette er det også klart at mens pumpens effektkurve er relativt jevn med en differanse på kun $460 [kW]$ mellom maksimal- og minimums-verdi, begynner turbinens effektkurve på null, og stiger mot $1540 [kW]$. Dette gir pumpen en effektkurve som er 5 ganger brattere enn pumpens turbinkurve, hvilket indikerer hvor snevert turbinens operasjonsområde er når sammenlignet med pumpen.

7.2.3 Virkningsgrad

I Kapittel 6.2.3 sammenlignes SE400-pumpens virkningsgrader i turbinmodus med virkningsgradene for samme enhet i pumpemodus, og likt som ved løftehøyden i Kapittel 7.2.1 og akslingseffekten i Kapittel 7.2.2 er målet her å identifisere hvordan pumpe og turbin utfyller/ skiller seg fra hverandre. Figur 41 viser en graf hvor virkningsgrader for PAT-en og SE400-pumpen i pumpemodus er tegnet som funksjon av volumstrøm. Det mest oppsiktsvekkende ved denne sammenligningen er at pumpen i turbinmodus oppnår en høyere virkningsgrad ved BEP enn hva pumpen gjør, hvilket er meget interessant tatt i betraktning at test-pumpen er optimalisert for pumpemodus. Til tross for pumpens brede pumpekurve fremgår det allikevel av virkningsgrads-grafen at dens virkningsgrad begynner på null ved null volumstrøm, og oppnår BEP ved rundt $4100 [m^3/h]$. Dette er ikke veldig langt unna PAT-ens BEP, som forekommer ved rundt $5100 [m^3/h]$.

At PAT-ens virkningsgradskurve er forskjøvet mot høyere volumstrømmer er ikke overraskende, da dette er et gjengående mønster for både løftehøyde og akslingseffekt. Dersom virkningsgradskurven ses i sammenheng med løftehøyden fra Figur 6.2.1 fremstår det allikevel som noe problematisk å bruke samme design for pumpe som for turbin, da turbinens BEP forekommer etter $5000 [m^3/h]$ og krysningpunktet mellom løftehøyden til pumpe og turbin i Figur 38 er ved rundt $4750-4800 [m^3/h]$. Dette tilsier nemlig at SE400-pumpen i pumpemodus ikke vil være i stand til å drive SE400-pumpen i turbinmodus ved turbinens BEP, og viser at det behøves forskjellig hydraulisk design for at pumpe og PAT skal fungere godt sammen. Ved å regulere strømfrekvensen over VSD-en vil det være mulig å kontrollere statorfeltets rotasjonshastighet, og i den sammenheng oppnå BEP for ulike volumstrømmer og løftehøyder. Gevinsten av dette vil være begrenset ettersom den tilgjengelige energien fra vannstrømmen er avhengig av løftehøyde og volumstrøm, hvorav volumstrømmen pr. Ligning 9 er proporsjonal med turtallet. Den store fordelen ved å bruke en VSD for turbinen er å forsikre optimal drift.

8 Konklusjon

Denne bacheloroppgaven gjennomgår en prosess for evaluere hvorvidt FRAMO sin CFD-modell er egnet til å beskrive hvordan en FRAMO SWL-pumpe fungerer som turbin. Basert på komparativ analyse av forskjellene mellom CFD-resultat og data fra eksperimentell test, kan det konkluderes med at CFD-modellen egner seg til å beskrive de særegenheter og variasjoner som oppstår når en FRAMO SWL-pumpe kjøres i turbinmodus. Dette fordi hovedtrekkene av karakteristikken til CFD-analysen samsvarer med funnene fra den eksperimentelle testen. Analysen viser også at man ved å justere løftehøyden ved hjelp av en korreksjonsfaktor, samt korrigere for en unøyaktighet i akslingskraften som er proporsjonal med volumstrømmen, vil kunne oppnå en enda mer nøyaktig modell.

Videre viser sammenligning av pumpe- og turbinmodus for samme type SWL-pumpe at det er karakteristiske ulikheter ved både løftehøyde, akslingseffekt, og virkningsgrad. Hovedtrekkene viser at operasjonsområdet for en FRAMO SWL-pumpe vil forskyves mot høyere volumstrøm i turbinmodus, i tillegg til at dette vil være langt snevrere for en PAT enn for en pumpe. Komparativ analyse av pumpe mot PAT viser også at en umodifisert pumpe i turbinmodus oppnår høyere virkningsgrad enn i pumpemodus, hvilket indikerer at FRAMO sitt SWL-design er et godt utgangspunkt for videreutvikling som turbin.

Veien videre for konseptet FRAMO SWL-pumpe som turbin vil i stor grad dreie seg om optimalisering av det hydrauliske designet, og komparativ analyse av CFD-modellen mot eksperimentell test indikerer at en korrigert analysemodell kan anvendes for videre estimering av pumpe som turbin. Eksperimentell test viser en umodifisert pumpe som i turbinmodus oppnår en virkningsgrad på 82%. Videre CFD-analyser utført av FRAMO tyder på at man ved å blant annet modifisere PAT-ens diffusor vil kunne oppnå en virkningsgrad opp mot 90%, hvilket er rundt samme virkningsgrad som forventes for en reaksjonsturbin.

Referanser

- [1] James G. Speight. *Subsea and Deepwater Oil and Gas Science and Technology*. Gulf Professional Publishing, Boston, 2015.
- [2] FRAMO. *Intern dokumentasjon "FRAMO Submerged Turbine"*, Mai 2022.
- [3] FRAMO. *Intern dokumentasjon*, April 2022.
- [4] FRAMO. *Our history*.
<https://www.framo.com/About-Framo/history/>, Mai 2022.
- [5] FRAMO. *About FRAMO*.
<https://www.framo.com/About-Framo/>, Mai 2022.
- [6] FRAMO. *FRAMO Flatøy*.
<https://www.framo.com/About-Framo/location/framo-flatoy/>, Mai 2022.
- [7] Olav Dalland. *Metode og oppgaveskriving for studenter*. Gyldendal akademisk, 2012.
- [8] Sigmund Grønmo. *Kvantitativ Metode*. Store Norske Leksikon.
https://snl.no/kvantitativ_metode, Mai 2022.
- [9] Sigmund Grønmo. *Kvalitativ Metode*. Store Norske Leksikon.
https://snl.no/kvalitativ_metode, Mai 2022.
- [10] Norsk Industri. *Kjemiprosessfag Roterande Utstyr*.
<https://docplayer.me/9593928-Kjemiprosessfag-roterende-utstyr.html>, Mai 2022.
- [11] E. Ignatowitz. *Prosesskjemi*. Yrkesopplæring, Oslo, 1994.
- [12] Yunus A. Cengel and John M. Cimbala. *Fluid Mechanics - Fundamentals and Applications*. McGraw Hill, 2020.
- [13] Pumps and Systems. *How to Define and Measure Centrifugal Pump Efficiency*.
<https://www.pumpsandsystems.com/how-define-measure-centrifugal-pump-efficiency-part-1>, April 2022.
- [14] Crestpumps. *Factors Affecting Pump Efficiency*.
<https://www.crestpumps.co.uk/factors-affecting-pump-efficiency/>, April 2022.
- [15] FRAMO. *FRAMO oil and gas pumping systems*.
https://www.framo.com/globalassets/pdf-files/fra_010_oil_gas_pumping_systems_korr193.pdf, Mars 2022.
- [16] Frode Høyte. *Asynkronmotor*. Store Norske Leksikon.
<https://snl.no/asynkronmotor>, April 2022.
- [17] Frode Høyte. *Asynkrongenerator*. Store Norske Leksikon.
<https://snl.no/asynkrongenerator>, April 2022.
- [18] Electrical4U. *Torque Slip Characteristics of Induction Motor*.
<https://www.electrical4u.com/torque-slip-characteristics-of-induction-motor/>, Mai 2022.
- [19] Knut A. Rosvold. *Vannturbin*. Store Norske Leksikon.
<https://snl.no/vannturbin>, April 2022.
- [20] Muhammad Kamran. *Renewable Energy Conversion Systems*. Academic Press, 2021.
- [21] P. Halder, A.T. Doppalapudi, A.K. Azad, and M.M.K. Khan. *Advances in Clean Energy Technologies*. Academic Press, 2021.
- [22] Mechanical Booster. *What is Reaction Turbine*.
<https://www.mechanicalbooster.com/2018/01/reaction-turbine.html>, Mai 2022.
- [23] J.M. Chapallaz, P. Eichenbergen, and G. Fischer. *Manual on Pumps Used as Turbines*. vieweg, 1992.
- [24] Maurice Stewart. *Surface Production Operations*. Gulf Professional Publishing, Boston, 2019.
- [25] Randall W. Whitesides. *Basic Pump Parameters and the Affinity Laws*. PHD Online.
<https://www.pdhonline.com/courses/m125/m125content.pdf>, April 2022.

- [26] E. Shashi Menon and Pramila S. Menon. *Working Guide to Pumps and Pumping Stations*. Elsevier Inc., Jordan Hill, Oxford, UK, 2010.
- [27] Lars Egil Helseth. *Viskositet*. Store Norske Leksikon. <https://snl.no/viskositet>, Mars 2022.
- [28] K. Brautaset. *Innføring i oljehydraulikk*. Universitetsforlaget, Oslo, 1983.
- [29] Khan Academy. *What is Bernoulli's equation?* <https://www.khanacademy.org/science/physics/fluids/fluid-dynamics/a/what-is-bernoullis-equation>, April 2022.
- [30] Lars Egil Helseth. *Bernoulliligningen*. Store Norske Leksikon. <https://snl.no/Bernoulliligningen>, Mars 2022.
- [31] NASA. *Navier-Stokes Equations, 3 - dimensional*. <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/nseqs.html>, April 2022.
- [32] Jakob Sandstad and Øyvind Grøn. *Vekselstrøm*. Store Norske Leksikon. <https://snl.no/vekselstr\OT1\om>, April 2022.
- [33] Geir Sverre Braut and Sirianne Dahlum. *Regresjonsanalyse*. Store Norske Leksikon. <https://www.https://snl.no/regresjonsanalyse>, Mai 2022.
- [34] Andy Smith and Jason Fernando. *R-squared*. Investopedia. <https://www.investopedia.com/terms/r/r-squared.asp#toc-what-r-squared-can-tell-you>, Mai 2022.
- [35] Johan F. Aarnes and Karl E. Haubert. *Interpolasjon*. Store Norske Leksikon. https://snl.no/interpolasjon._matematikk, April 2022.
- [36] FRAMO. *Intern dokumentasjon "liza2 turbin"*, Mai 2022.

Figurer

1	Dumpelinjer på en FPSO [2]	1
2	Sjøvanns løftepumper som pumpe og turbin [3]	2
3	FRAMO Flatøy [6]	2
4	Fremgangsmåte og oppbygging av rapport	3
5	Sentrifugalpumpe	4
6	Konstruksjonen av ei sentrifugalpumpe [11]	4
7	Impellertyper [11]	5
8	FRAMO SWL-pumpe [15]	6
9	Karakteristikk for dreiemoment og sacking for en asynkron motor. Tilpasset fra [18]	7
10	Reaksjonsturbin. Tilpasset fra [22]	8
11	Løftehøyde (Suge- og trykkehøyde) [11]	9
12	Pumpesetup hos Bergen Maritime	10
13	Pumpe- og Turbinkurver	11
14	Maksimal virkningsgrad gitt som funksjon av spesifikk hastighet for pumper [12]	12
15	Maksimal virkningsgrad gitt som funksjon av spesifikk hastighet for turbiner [12]	12
16	Kavitasjon oppstår	14
17	Skade på en impeller på grunn av kavitasjon og implodering	14
18	Unngår kavitasjon når $NPSH_A > NPSH_R$	15
19	Modell for viskositet	16
20	No-slip condition og grensesjiktet	17
21	Laminær og Turbulent Strømning	18
22	Moody-diagram [12]	19
23	Bernoulli-prinsippet	20
24	CFD-analyse av pumpe som turbin	21
25	Flytskjema for CFD-analyse	23
26	Test setup	28
27	Programvare for testen	29
28	Test oppsett hos FRAMO Flatøy	30
29	Data hentet ut fra programvaren	32
30	Løftehøyde fra test og estimert	36
31	Justert løftehøyde fra CFD	39
32	Akslingseffekt fra test og estimert	41
33	Differanse Mellom CFD og Test	42
34	Tilpasset Kurve for Differanse mellom CFD og Test	42
35	Effekt målt på aksling med justerte verdier	44
36	Virkningsgrad fra test og estimert	45
37	Virkningsgrad fra test og estimert korrigert	46
38	Løftehøyde turbin og pumpe	47
39	Akslingseffekt test og pumpe	48
40	Volumstrøm for Turbintest Uten Belastning	49
41	Virkningsgrad for test og pumpe	51
42	Diverse test design [36]	52
43	Sammenligning av løftehøyde med og uten korreksjon	53
44	Sammenligning av akslingseffekt med og uten korreksjon	54
45	Sammenligning av virkningsgrad med og uten korreksjon	55
46	Løftehøyde med krysningpunkt for turbin og pumpe	56

Tabeller

1	Simulerte Scenario	23
2	Akslingseffekt for Simuleringsresultater, SE400 med 630 mm diameter	24
3	Virkningsgrad for Simuleringsresultater, SE400 med 630 mm diameter	24
4	Estimert effekt for SE400 med 600[mm] impellerdiameter som turbin	25
5	Virkningsgrad for Simuleringsresultater, SE400 med 600 mm impellerdiameter	26
6	Pumpedata fra forsøket	31
7	Turbindata fra forsøket	31
8	Runaway test på turbin	32
9	Resultater fra CFD og eksperiment ved tilsvarende forhold	35
10	Differansen i løftehøyde mellom test og CFD	37
11	Differansen i løftehøyde mellom test og korrigerede CFD-verdier	38
12	Differansen i akslingskraft mellom test og CFD	40
13	Justerte verdier for akslingskraft	43
14	Erfaringsdata for SE400 i pumpe-modus	47
15	Data fra runaway-test på turbin	49

Vedlegg

Vedlegg A: Regneark

Regneark er vedlagt i zip-filen.

Vedlegg B: Skjermklipp fra Programvare

Skjermutklipp er vedlagt i zip-filen.

