



CHALMERS



Modellering och utvärdering av en kontraroterande pumpturbin för pumpkraftslagring vid låg fallhöjd

Design och konstruktion av en laboratiemodell

Kandidatarbete inom Automation och mekatronik, Maskinteknik samt Samhällsbyggnadsteknik

Allgurén, Jonathan
Lazarevic, Ognjen
Liljedahl, Filip
Rydholm Back, Daniel
Sundström, Agnes
Wretborn, Simon

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2026
www.chalmers.se

KANDIDATARBETE I AUTOMATION OCH MEKATRONIK,
MASKINTEKNIK SAMT SAMHÄLLSBYGGNADSTEKNIK

Modellering och utvärdering av en kontraroterande pumpturbin för pumpkraftslagring vid låg fallhöjd

Design och konstruktion av en laboratoriemodell

Allgurén, Jonathan
Lazarevic, Ognjen
Liljedahl, Filip
Rydholm Back, Daniel
Sundström, Agnes
Wretborn, Simon



CHALMERS

Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Avdelningen för Strömningslära
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg 2026

Modellering och utvärdering av en kontraroterande pumpturbin för pumpkraftslagring vid låg fallhöjd
Design och konstruktion av en laboratoriemodell
Allgurén, Jonathan
Lazarevic, Ognjen
Liljedahl, Filip
Rydholm Back, Daniel
Sundström, Agnes
Wretborn, Simon

© Allgurén, Jonathan; Lazarevic, Ognjen; Liljedahl, Filip;
Rydholm Back, Daniel; Sundström, Agnes; Wretborn, Simon, 2026.

Handledare: Håkan Nilsson, Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper
Examinator: Valery Chernoray, Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper

Kandidatarbete 2026
Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Chalmers Tekniska Högskola
SE-412 96 Göteborg
Telefon +46 31 772 1000

Omslagsbild: Färdigmonterad pumpturbinmodell bestående av löphjulshus, motorhus, expansionstrattar, anslutningar, stöd och kabelgenomföringar. Bilden visar den byggda huvuddelen utan externa komponenter såsom vattenreservoarer, slangar och mätinstrument.

Typsatt i L^AT_EX
Göteborg 2026

Modellering och utvärdering av en kontraroterande pumpturbin för pumpkraftslagring vid låg fallhöjd

Design och konstruktion av en laboratoriemodell

Jonathan Allgurén, Ognjen Lazarevic, Filip Liljedahl,

Agnes Sundström, Simon Wretborn, Daniel Rydholm Back

Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper

Avdelningen för Strömningslära

Chalmers Tekniska Högskola

Sammanfattning

Kandidatarbetet behandlade design och experimentell verifiering av en kontraroterande pumpturbin avsedd för pumpkraftslagring vid låg fallhöjd. Arbetet har utförts vid Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper på Chalmers Tekniska Högskola under våren 2026, med publikationer från ALPHEUS forskningsprojektet som teoretiskt underlag.

En skalenlig modell har utvecklats och tillverkats med hjälp av 3D-printing. Modellen bestod av två kontraroterande rotor drivna av motorer anpassade för vattenmiljö, inbyggda i ett gemensamt turbinhus anslutet till ett rörsystem med två reservoarer.

Under experimentell testning identifierades löphjulsdesignen som den mest kritiska begränsningen, där löphjuls storlek gjorde att vridmomentet från motorerna var otillräckligt. Vilket i sin tur förhindrade en fullständig utvärdering av systemets hydrauliska och elektriska prestanda. Arbetet utgör en grund för fortsatt utveckling, där förbättrade design av löphjulen, en permanent testuppställning samt isolerad testning av motorernas driftegenskaper identifieras som prioriterade nästa steg.

Nyckelord: pumpkraftslagring, kontraroterande pumpturbin, reversibel turbin, lågfallshydraulik, turbingeometri, bladvinkelberäkning, Bernoullis ekvation, hydrauliska förluster, löphjul, experimentell testtrigg.

Modellering och utvärdering av en kontraroterande pumpturbin för pumpkraftslagring vid låg fallhöjd

Design och konstruktion av en laboratoriemodell

Jonathan Allgurén, Ognjen Lazarevic, Filip Liljedahl,

Agnes Sundström, Simon Wretborn, Daniel Rydholm Back

Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper

Avdelningen för Strömningslära

Chalmers Tekniska Högskola

Abstract

This thesis covered the design and experimental verification of a contra-rotating pump-turbine intended for pumped hydropower storage at low head. The work was carried out at the Department of Mechanics and Maritime Sciences at Chalmers University of Technology during the spring of 2026, with publications from the ALP-HEUS research project serving as theoretical foundation.

A scaled laboratory model was developed and manufactured using 3D printing. The model consisted of two contra-rotating rotors driven by water-adapted motors, enclosed in a shared turbine housing connected to a pipe system with two reservoirs.

During experimental testing, the runner design was identified as the most critical limitation, as the size of the runners resulted in insufficient motor torque. This prevented a complete evaluation of the system's hydraulic and electrical performance. The work laid a foundation for continued development, where an improved runner design, a permanent test setup and isolated testing of the motors' operating characteristics were identified as prioritised next steps.

Nyckelord: pumped hydropower storage, contra-rotating pump-turbine, reversible turbine, low-head hydraulics, turbine geometry, blade angle calculation, Bernoulli's equation, hydraulic losses, runner, experimental test rig.

Förord

Kandidatarbetet har genomförts vid Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper på Chalmers tekniska högskola under våren 2026. Arbetet har utförts av sex studenter från programmen: Automation och mekatronik, Maskinteknik samt Samhällsbyggnadsteknik.

Projektet har gett möjligheten att omsätta teoretiska kunskaper i praktiken, allt från hydrauliska beräkningar och CAD modellering till 3D-printing och experimentell testning. Det har varit en lärorik och utmanande process där vi mött verkliga ingenjörproblem och fått hantera dem med de verktyg och metoder vi lärt oss under utbildningen och arbetet.

Författarnas tack

Ett stort tack riktas till vår examinator och handledare för deras engagemang och stöd under arbetets gång. Ett särskilt tack till Valery Chernoray för hans nära kontakt med gruppen under hela arbetsprocessen samt för de många idéer och värdefulla synpunkter han bidragit med längs vägen. Vi vill även tacka Håkan Nilsson för hans bidrag med värdefullt litteraturmaterial samt för den hjälp han gett oss med de teoretiska beräkningarna, särskilt inom strömningsdynamik kring propellrar samt expansion och kontraktion vid flöde, och för hans återkoppling på rapporten under arbetets gång.

Författarna, Göteborg, maj, 2026

Akronymer

Nedan är listan över akronymer som har använts genom hela avhandlingen.

CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DFM	Design for manufacturing
KRPT	Kontraroterande pumpturbin
PLA	Polylactic Acid
PVC	Polyvinylklorid
rpm	Varv per minut

Nomenklatur

Lista över beteckningar som har använts genom hela avhandlingen.

Geometriska parametrar

d_1	Diameter av slang [m]	A_1	Area av slang [m^2]
d_2	Diameter av löphjulshus [m]	A_2	Area av löphjulshus [m^2]
$d_{2,eff,1}$	Effektiv diameter av löphjulshus enligt diameterrelation [m]	$A_{2,eff}$	Effektiv area i löphjulshus [m]
$d_{2,eff,2}$	Effektiv diameter av löphjulshus enligt area relation	A_3	Area av motorshus [m^2]
d_3	Diameter av motorhus [m]	R	Böjradie i slang [m]
$\bar{d}_1$	Medeldiameter i löphjulshus [m]	r	löhjulsradie [m]
$\bar{d}_2$	Medeldiameter i expansionsträtt [m]	S	Fri sektionsarea i löphjulshus [m^2]
d_{A1}	Expansionsträtt yttre diameter [m]	θ_1	Expansionsvinkel i löphjulshus [$^\circ$]
d_{A2}	Expansionsträtt inre diameter [m]	θ_2	Expansionsvinkel i expansionsträtt [$^\circ$]
L_1	Slanglängd innan löphjulshus [m]	β	Bladvinkel i löphjulsblad [$^\circ$]
L_2	Slanglängd efter löphjulshus [m]	z_1	Ythöjd i reservoar 1 [m]
$L_{löp,1}$	Längd löphjulshus huvudstycke [m]	z_2	Ythöjd i reservoar 2 [m]
$L_{löp,2}$	Längd löphjulshus expansion [m]		

$L_{exp,1}$	Längd expansionsträtt huvudstycke [m]
$L_{exp,2}$	Längd expansionsträtt expansion [m]

Flödes-, energi- och förlustparametrar

Q	Volymflöde utmed system [m^3/s]	f_1	Friktionstal i slang [-]
v_1	Flödeshastighet i slang [m/s]	f_2	Friktionstal i löphjulshus [-]
v_2	Flödeshastighet i löphjulshus [m/s]	e	Relativ ytjämnhet [-]
Re_1	Reynolds tal i slang [-]	$K_{tot,1}$	Total förlustkoefficient i slangar [-]
Re_2	Reynolds tal i löphjulshus [-]	K_{vent}	Förlustkoefficient för ventil [-]
p_1	Tryck i reservoar 1 [Pa]	$K_{exp,1}$	Förlustkoefficient för expansion i löphjulshus [-]
p_2	Tryck i reservoar 2 [Pa]	α	Vinkelkoefficient för böj [-]
H_p	Tillförd pumphöjd [m]	K_{inl}	Förlustkoefficient för inlopp [-]
H_f	Fallhöjdsförluster [m]	$K_{böj}$	Förlustkoefficient för 90-graders böj [-]
H_{eff}	Effektiv fallhöjd [m]	K_{avs}	Förlustkoefficient för avsmalning [-]
$h_{frik,tot}$	Totala friktionsförluster i system [m]	c_m	Meridianhastighet [m/s]
P_{pot}	Potentiellt utvinnbar effekt i system [W]	ω	vinkelhastighet [rad/s]
η_{tot}	Total verkningsgrad [-]	n	Rotationshastighet [rpm]
η_{turbin}	Turbinens verkningsgrad [-]	λ	Förhållande mellan löphjul enligt skalning [-]
η_{motor}	Motorns verkningsgrad [-]	u	Periferihastighet i löphjul [m/s]
$\eta_{mekanisk}$	Mekanisk verkningsgrad [-]	T	Vridmoment [Nm]
Y_T	Tillgänglig energi per massenhet [J/kg]	$c_{svirvel}$	Hastighet av virvel [m/s]

v_{R1}	Flödeshastighet i reservoar 1 [m/s]	$h_{frik,1}$	Friktionsförluster i slangar [m]
v_{R2}	Flödeshastighet i reservoar 2 [m/s]	$h_{frik,2}$	Friktionsförluster i löphjulshus [m]
$h_{lok,tot}$	Totala lokala förluster [m]	$h_{lok,2}$	Lokala förluster i löphjulshus [m]
$h_{lok,1}$	Lokala förluster i slangar [m]	$K_{tot,2}$	Total förlustkoefficient i löp- hjulshus [-]
$K_{exp,2}$	Förlustkoefficient för expansion i expansionsträtt [-]		
Material- och övriga parametrar			
ρ	Vattendensitet [kg/m^3]	ϵ	Absolut ytjämnhet [m]
μ	Vattenviskositet [kg/ms]	g	Tyngdacceleration [m/s^2]
π	Talet Pi [-]		

Innehåll

Akronymer	xi
Nomenklatur	xiii
Figurer	xxi
Tabeller	xxiii
1 Inledning	1
1.1 Bakgrund	2
1.1.1 ALPHEUS forskningsprojekt	2
1.2 Syfte	3
1.3 Mål	3
1.4 Avgränsningar	3
1.4.1 Konceptuella avgränsningar	3
1.4.2 Tekniska avgränsningar	4
2 Vattenkraft och turbinteori	5
2.1 Vattenkraft och energilagring	5
2.2 Strömning i slutna system	5
2.3 Flödesregim	5
2.4 Förluster i rörsystem	5
2.5 Turbintyper	6
2.5.1 Peltonturbin	6
2.5.2 Francisturbin	6
2.5.3 Kaplanturbin	7
2.5.4 Reversibel turbin	8
3 Metod	11
3.1 Numerisk undersökning och designunderlag	11
3.1.1 Uppsättning av diametrar och areor	12
3.1.2 Hastighet och flödesregim	13
3.1.3 Bernoullis utvidgade ekvation och effektiv fallhöjd	13
3.1.4 Uppdelning av förluster i systemet	14
3.1.5 Friktionsförluster	14
3.1.6 Lokala förluster	15
3.1.7 Verkningsgrader och systemets effekt	16

3.1.8	Löphjulens periferihastighet och vridmoment	16
3.1.9	Hastighetstrianglar för kontraroterande löphjul	17
3.2	Design av pumpturbinhus	19
3.2.1	Designparametrar	19
3.2.2	Design av motorhus	19
3.2.3	Design av löphjul	20
3.3	Konstruktion av pumpturbinhus	21
3.3.1	3D-utskrift	22
3.3.2	Montering av modellen	22
3.4	Utformning av testtriggen	22
3.4.1	Val av materiel samt uppsättning av testtrigg	23
3.4.2	Sensorer och mätinstrument	23
4	Resultat	25
4.1	Resultat av beräkningar	25
4.1.1	Areor i slang, löphjul och motorhus	25
4.1.2	Flödes hastighet samt flödesregimer	25
4.1.3	Effektiv fallhöjd	26
4.1.4	Uppdelade förluster	26
4.1.5	Friktionsförluster	26
4.1.6	Lokala förluster	26
4.1.7	Verkningsgrad och effekt	27
4.1.8	Rotationshastighet och vridmoment av löphjul	27
4.1.9	Bladvinklar utifrån hastighetstrianglar	28
4.2	Val av motor	28
4.3	Färdig konstruktion	29
4.4	Resultat av tester	30
4.4.1	Test 1: Generell funktion av system, utrustning och funktioner	30
4.4.2	Test 2: Prestanda i turbin- samt pumpläge med bättre tätning och nya löphjul	32
5	Diskussion	35
5.1	Diskussion av utförande av metod	35
5.1.1	Standardisering av testuppställning	35
5.1.2	Begränsningar vid dimensionering av löphjul	35
5.1.3	3D-utskrift och materialval	36
5.2	Diskussion av resultat	36
5.2.1	Motorval och begränsningar i pumpläge	37
5.2.2	Vattenfyllning och flödesstabilitet i systemet	37
5.2.3	Rotationsriktning- och synkronisering av löphjul	38
5.2.4	Korrekt fungerande sensorer	38
5.2.5	Systematiska problem med skalning	39
5.3	Samhällsetiska aspekter	39
6	Framtida fortsättningsarbeten	41
6.1	Förbättringsutrymmen	41
6.2	Förbättring av tätningar och kabelgenomföringar	41

6.3	Utveckling av en permanent testuppställning	42
6.4	Motorundersökning	42
6.5	Löphjul och flödesgeometri	42
Litteraturförteckning		47
A Bilagor - Beräkningar och parametrar		I
B Bilagor - Komponenter och delar		V
C Bilagor - Laborationsmaterial		VII

Figurer

2.1	Schematisk översatt bild av en Peltonturbin	6
2.2	Schematisk översatt bild av en Francisturbin	7
2.3	Snittbild av en Kaplanturbin med löphjul och justerbara blad	8
2.4	Schematisk bild av en kontraroterande pumpturbin	9
3.1	Schematisk bild av en kontraroterande pumpturbin för turbinläge . .	18
3.2	Skisser från Pumpkraftverk ver12	21
4.1	Vy av motor med borttaget lock	29
4.2	Resultat av designen i Catia V5.	29
4.3	Resultat av 3D-utskrifter i systemordning	29
4.4	Resultat av 3D-utskrifter i monterad modell.	30
4.5	Vy över testtrigg under test 1	31
4.6	Systemet med läckagemarkeringar från test 1	31
4.7	Vy över testtrigg under test 2	33
4.8	Systemet med läckagemarkeringar från test 2	34
A.1	Medelförlustkoefficienter för delvis öppna ventiler	I
A.2	Förlustkoefficienter vid in- och utlopp	II
B.1	Komponentuppställning, sifferidentifiering med förklaringar till tabell	V
C.1	Dokumentation av reservoarer, slangdragning och elektronik under test 1. Bilderna visar placeringen av övre och nedre reservoar samt den elektronik och mätutrustning som användes vid försöket.	VII
C.2	Dokumentation av pumpturbinmodellens placering och tätning under test 1. Bilderna visar löphjulshusets placering i testtriggen samt systemets utseende efter kompletterande tätning.	VIII
C.3	Dokumentation av testtrigg, reservoarer och elektronik under test 2. Bilderna visar löphjulshusets placering, elektronikuppställningen samt den övre och nedre reservoaren som användes vid försöket.	IX
C.4	Dokumentation av modifierade komponenter och funktionsprov under test 2. Bilderna visar de nya löphjulen, test i pumpläge, tätning med distanser och tätningsringar samt kontroll av signaler från löphjulens rotation.	X
C.5	Motorer använda i pumpturbinmodellen. Bilderna visar motorns typskylt samt motorns övergripande utformning.	XI

Tabeller

4.1	Beräknade bladvinklar för respektive sektion av löphjulen	28
A.1	Förlustkoefficient K för gradvis kontraktion vid olika konvinklar.	I
A.3	Materialegenskaper för olika ämnen, samt övriga parametrar	II
A.2	Geometriska parametrar för systemet	III
A.4	Beräknade strömningsparametrar för respektive sektion	III
B.1	Komponentlista för pumpturbinmodellens illustrerade delar. Komponenterna med nummer 1–8 visas i Figur B.1.	V
B.2	Övriga komponenter som ingår i pumpturbinsystemet och testtriggen, men som inte illustreras i Figur B.1.	VI

1

Inledning

Den svenska energisektorn är mitt i en stor omställning till mer fossilfri energi med ambitionen att nå nettonollutsläpp år 2045 (1). För att hålla jämna steg med industrin, och hålla ner priserna för hushåll och företag dimensioneras Sveriges elbehov till 300 TWh år 2045 (2). Det innebär en kraftig expansion av elproduktionen som år 2025 låg på 160.466 TWh, varav 43.4% kommer från vattenkraft, 27.9% från kärnkraft, 24.3% från vindkraft och 1.9% från solkraft (3). Vattenkraft utgör med andra ord basen för Sveriges förnybara elproduktion men vidare utveckling av vattenkraften är begränsad då de stora vattendragen utan kraftverk i Torne-, Kalix-, Pite- och Vindelälven skyddas av lagar som förhindrar utbyggnaden av vattenkraft (4). Nästa steg i den förnybara elproduktionen ligger då i stora delar i vind- och solkraft (5).

Det problematiska med vind- och solkraft är att de inte följer energiefterfrågan utan beror på rådande väderförhållanden. Det krävs därför någon form av energilagring för att kunna jämna ut elproduktionen (2). Ett sätt att åstadkomma energilagring är genom pumpkraftverk. Då används överskottsenergi till att pumpa upp vatten till en upphöjd reservoar och på så vis konverteras elektricitet till lägesenergi. Vid behov släpps då det lagrade vattnet genom en turbin för att åter konvertera energin till elektricitet. Reservoaren agerar helt enkelt som ett batteri. Under 2025 fanns det endast tre aktiva pumpkraftverk i Sverige med en sammanlagd effekt på 91.4 MW (4).

I ett pumpkraftverk används vanligtvis reversibla turbiner. Kort sammanfattat fungerar de genom att i strömgenereringsläge låta vattnet gå från den övre reservoaren till den nedre genom turbinen där det genereras ström med en generator. I lagringsläge agerar turbinen istället som pump då elektricitet driver löphjulet i motsatt riktning för att pumpa upp vattnet från den lägre reservoaren till den högre (6).

Vid låga fallhöjder är en kontraroterande pumpturbin väldigt effektiv. Med två diskreta löphjul som roterar i motsatt riktning nås hög verkningsgrad i både pump- och turbinläge (7). Det öppnar upp för bredare tillämpning av pumpkraftverk även där höjdskillnaden inte är särskilt stor.

Fördelen med ett kontraroterande pumpkraftverk är möjligheten att integrera hela systemet i ett och samma rör. Till skillnad från konventionella pumpkraftverk, som ofta kräver separata rör för turbin respektive pumpdrift, kan vatten i ett singulärt rörsystem flöda i båda riktningarna genom samma rör. Det innebär att samma

uppsättning av rör används oavsett om systemet lagrar eller utvinner energi, vilket reducerar materialåtgång, installationskomplexitet och det totala utrymmesbehovet. En kompakt lösning är särskilt fördelaktig vid låga fallhöjder och i miljöer med begränsat utrymme, exempelvis i kustnära områden eller vid havsbotten, vilket är ett av de tillämpningsområden som undersökts i ALPHEUS-projektet.

1.1 Bakgrund

I takt med den ökande efterfrågan på förnybar energi och behovet av energilagring har vattenkraft fortsatt en central roll i energisystemet. Specifikt har pumpkraftverk visat sig vara en effektiv metod för att lagra energi. Samtidigt finns ett växande intresse för att utveckla lösningar som fungerar vid låga fallhöjder, där traditionella system är mindre effektiva. Arbetet tar sin utgångspunkt i utmaningarna och syftar till att undersöka hur småskaliga och pedagogiska modeller kan användas för att studera och demonstrera liknande tekniktyper.

1.1.1 ALPHEUS forskningsprojekt

Som stöd och underlag för kandidatarbetet har publikationer från ALPHEUS forskningsprojektet använts (8; 9). Projektet finansieras av Europeiska unionens Horizon 2020-program och syftar till att studera och vidareutveckla tekniken kring pumpkraftslagring vid låg fallhöjd med hjälp av reversibla pumpturbiner (9). Ett centralt mål inom projektet är att undersöka om sådan energilagring kan vara ekonomiskt genomförbar i grunda hav och kustnära miljöer med platt topografi, där traditionell pumpkraft ofta är svår att implementera (8).

En viktig teknisk aspekt som behandlas inom ALPHEUS är utvecklingen av konfigurationer med hög verkningsgrad vid låga fallhöjder. Utvecklingen omfattar bland annat användning av motroterande pumpturbiner, vilka möjliggör en mer effektiv energiutvinning genom att reducera virvelförluster i flödet och bättre tillvarata den tillförda energin (8). Principen med motroterande pumpturbiner ligger även till grund för utformningen av den modell som utvecklas i kandidatarbetet.

I ALPHEUS-projektet studeras även samspelet mellan hydrodynamiska parametrar såsom flöde, tryckfall och rotationshastighet, samt hur parametrarna påverkar systemets totala verkningsgrad (9). Sambanden mellan flöde, tryckfall och rotationshastighet har varit vägledande i dimensioneringen av turbingeometrin i kandidatarbetet, där särskild hänsyn tagits till förhållandet mellan volymflöde och rotationshastighet. Förhållandet mellan volymflöde och rotationshastighet överensstämmer med resultat som presenteras i ALPHEUS-rapporterna, där ett för lågt varvtal i förhållande till flödet kan leda till ogynnsamma bladvinklar och försämrad funktion, vilket även observerats i kandidatarbetet.

Vidare har ALPHEUS-relaterade publikationer använts som referensunderlag för att tolka hur turbingeometrier kan skalas och anpassas till olika driftförhållanden. I kandidatarbetet har därför turbingeometrin inte enbart beräknats teoretiskt, utan

även interpolerats och anpassats utifrån existerande modeller inom Alpheus för att uppnå en fungerande design i liten skala. Kombinationen av teoretiska modeller och empiriska lösningar visar på vikten av att integrera tidigare forskning i designprocessen.

Sammanfattningsvis har Alpheusprojektet fungerat som en central referensram för kandidatarbetet. Användningen av projektets resultat och designprinciper har möjliggjort identifiering av lämpliga turbinlösningar för låga fallhöjder, motivering av kontraroterande turbiner samt anpassning av geometriska parametrar utifrån realistiska driftfall. Därmed utgör Alpheus inte enbart en teoretisk bakgrund utan även en praktisk grund för de designval och slutsatser som dragits i arbetet.

1.2 Syfte

Syftet med arbetet är att ge de utförande studenterna möjlighet att fördjupa sina kunskaper inom design och funktion hos vattenkraftverk, inklusive pumpar, hydraulik, hydrodynamik och turbomaskiner. Arbetet omfattar även praktiska moment såsom CAD-modellering, tillverkning och experimentell testning, vilket bidrar till att utveckla både teoretiska och praktiska färdigheter. Vidare syftar projektet till att ta fram en modell med tydlig pedagogisk funktion, där konstruktionen är anpassad för att enkelt kunna demonteras, modifieras och kombineras på olika sätt. Som i sin tur möjliggör flexibel användning i lärandesyfte och gör modellen till ett värdefullt verktyg för framtida undervisning och fortsatt utveckling inom området.

1.3 Mål

Målet med kandidatarbetet är att ta fram en modell av ett fungerande vattenkraftverk, där fokus ligger på att färdigställa den drivande mekanismen i ett pumpkraftverk, vilket är turbinsystemet. Arbetet ska samtidigt skapa goda förutsättningar för framtida kandidatarbetsgrupper att vidareutveckla och fördjupa projektet. Den färdiga modellen är även avsedd att användas i undervisningssammanhang, såsom demonstrationer och laborationer.

1.4 Avgränsningar

För att begränsa projektets omfattning till en realistisk och hanterbar nivå har följande konceptuella och tekniska avgränsningar definierats. Projektet är avgränsat till att ta fram en modell för utbildningssyfte, och är inte avsedd som en kommersiell produkt.

1.4.1 Konceptuella avgränsningar

Fokus ligger på design och konstruktion av turbinen och dess kringliggande system. När det gäller elkomponenter kommer generator och tillhörande kablage inte att

konstrueras från grunden, då avancerad ellära faller utanför projektets ramar. Istället anpassas placeringen och upplägget efter befintliga komponenter och de möjligheter som är tillgängliga i Chalmers Strömningslaboratorium (10). För att säkerställa en tillförlitlig tätning mot vatten beslutades det att det är tillåtet att köpa in ett färdigt motor- och generatorhus, för att undvika ett alltför tidskrävande arbete. En eventuell vattentät motor faller likaså under avgränsningar. Vidare ska turbinen konstrueras så att den kan fungera i motsatt riktning, som en pump, för att kunna modellera energilagring. Infrastrukturen för vattnet, såsom slangar, reservoartankar och en extern pump som upprätthåller vattennivån, kommer inte heller att konstrueras. Istället utnyttjas den befintliga uppsättningen i Strömningslaboratorium.

1.4.2 Tekniska avgränsningar

De tekniska avgränsningarna styrs i hög grad av förutsättningarna i Strömningslaboratorium på Chalmers. Bland annat begränsas avståndet mellan vattentankarna till 1–2 meter. Slangarna i laboratoriet begränsar även vattenflödet till maximalt 5 L/s och slangdiametern till 50 mm.

2

Vattenkraft och turbinteori

Kapitlet behandlar de grundläggande principer som ligger till grund för analys av systemet. Fokus ligger på vattenkraft, strömning i slutna system, energiförluster samt turbintyper relevanta för låga fallhöjder och höga flöden.

2.1 Vattenkraft och energilagring

Vattenkraft bygger på att vatten med en viss höjdskillnad eller tryckskillnad kan omvandlas till mekaniskt arbete i en turbin (11). I pumpkraftsystem kan vatten även pumpas tillbaka till en högre nivå, vilket gör att energi kan lagras och senare återvinnas (9). För system med låg fallhöjd krävs ofta höga flöden för att uppnå en betydande effekt, vilket gör turbinval och flödesförluster särskilt viktiga.

2.2 Strömning i slutna system

I ett slutet slang- eller rörsystem påverkas flödet av systemets geometri, tvärsnittsarea och förändringar i riktning eller diameter. När vattnet passerar genom sektioner med olika areor förändras flödes hastigheten, vilket påverkar både tryckfördelning och energiförluster (12). För ett inkompressibelt flöde, såsom vatten vid normala driftförhållanden, kan volymflödet betraktas som konstant genom systemet (11).

2.3 Flödesregim

Flödesregimen beskriver om strömningen är laminär, turbulent eller befinner sig i ett övergångsområde. Laminär strömning kännetecknas av ordnade flödeslager, medan turbulent strömning innehåller virvlar och fluktuationer i hastighet (11). I rörsystem används Reynoldstal för att klassificera flödesregimen, där flödet betraktas som laminärt vid låga Reynoldstal och turbulent vid höga.

2.4 Förluster i rörsystem

När vatten strömmar genom ett rörsystem uppstår energiförluster som kan delas in i friktionsförluster och lokala förluster (13). Friktionsförluster uppstår längs slangar eller rör till följd av väggfriktion, medan lokala förluster uppstår vid exempelvis

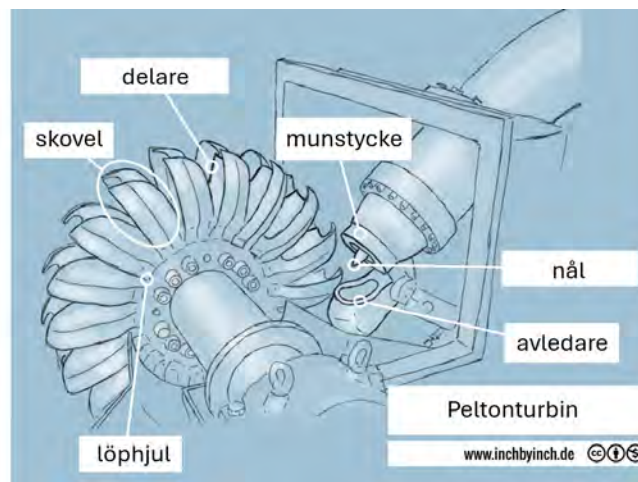
inlopp, utlopp, böjar, expansioner och kontraktioner (11). Sådana förluster minskar den effektiva fallhöjden och därmed den energi som kan utvinnas ur systemet.

2.5 Turbintyper

Valet av turbintyp för ett vattenkraftverk styrs huvudsakligen av fallhöjd och tillgängligt vattenflöde. Nedan beskrivs de turbintyper som är relevanta för arbetet, från högfälltsturbiner till lösningar anpassade för låga fallhöjder och höga flöden.

2.5.1 Peltonturbin

Peltonturbinen är en impulsturbin som främst används vid höga fallhöjder och relativt låga vattenflöden (14, s. 29). Turbinen utvinner energi genom att omvandla vattnets potentiella energi till rörelseenergi. Vattnet leds genom ett tillloppsrör och accelereras därefter genom ett trångt munstycke, där tryckenergin omvandlas till en stråle med väldigt hög hastighet. Vattenstrålen träffar ett antal skålformade plattor, vilka hänvisas till som skovlar, som är monterade runt löphjulet, se Figur 2.1. När strålen träffar plattorna avges en hög kraft i dess riktning, vilket medför en förändring i rörelsemängd över löphjulet. Baserat på impulsprincipen ger rörelsemängdsförändringen upphov till en kraft som sätter turbinen i rotation (15). Peltonturbiner är därav lämpliga vid höga fallhöjder, där stor potentiell energi kan omvandlas till hög strålhastighet, medan vattenflödet vanligtvis är relativt begränsat.

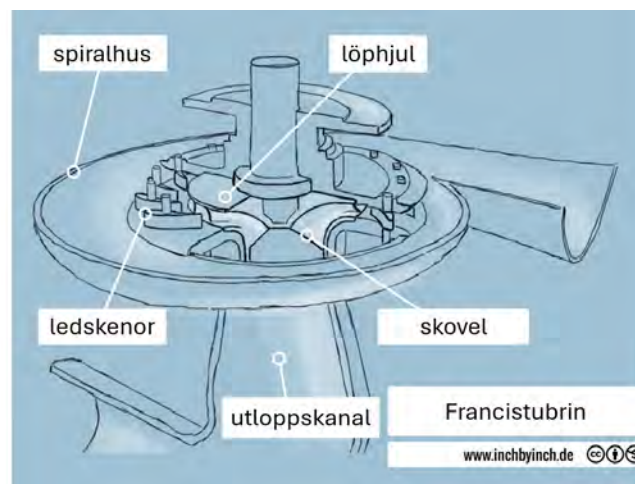


Figur 2.1: Schematisk översatt bild av en Peltonturbin där en vattenstråle träffar skovlar på ett hjul och omvandlar rörelseenergi till mekaniskt arbete. Turbinen används vid höga fallhöjder och låga flöden. Källa: Inch by Inch (16), licens: CC BY-NC.

2.5.2 Francisturbin

Francisturbinen är en reaktionsturbin som används vid medelhöga fallhöjder samt mer måttliga eller till och med stora vattenflöden (17). Turbinen utvinner energi genom att omvandla vattnets potentiella energi till både tryck- och rörelseenergi i

själva turbinhjulet. Vattnet leds genom ett tilloppsrör och in i ett inloppshus format som en spiral, där flödet fördelas jämnt runt turbinen. Här trycker vattnet mot styrplattor vilka reglerar flödet och riktar vattnet mot löphjulet. Vattnet strömmar radiellt in mot löphjulet och lämnar det axiellt nedåt, se Figur 2.2. Under passagen genom löphjulet sker ett tryckfall samtidigt som vattnets rörelsemängd förändras. Förändringen i rörelsemängd ger upphov till en vridmomentskraft som sätter löphjulet i rotation vilket driver processen. Francisturbinen är därmed särskilt lämplig vid medelhöga fallhöjder, där en kombination av tryck- och rörelseenergi kan utnyttjas effektivt.

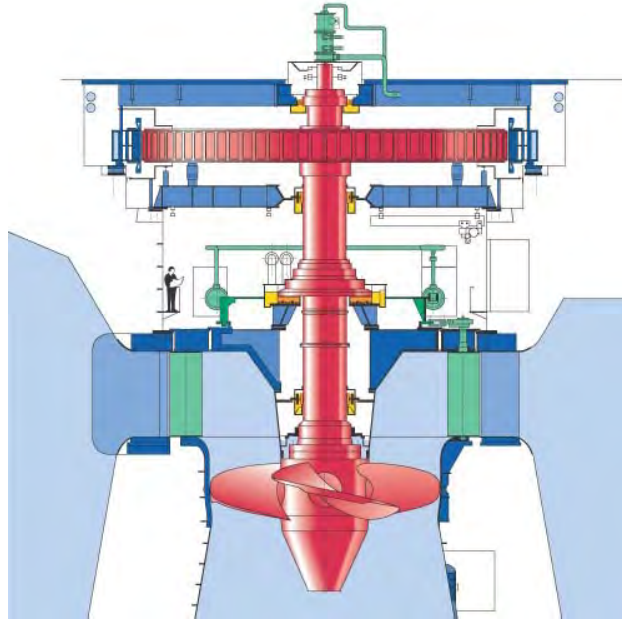


Figur 2.2: Schematisk översatt bild av en Francis-turbin som visar spiralhus, ledskenor, löphjul och skovel med en utloppskanal. Flödet går radiellt in och axiellt ut, vilket möjliggör effektiv energiomvandling vid medelhöga fallhöjder. Källa: Inch by Inch (2019) (18), licens: CC BY-NC

2.5.3 Kaplan-turbin

Kaplan-turbinen är precis som Francisturbinen en reaktionsturbin men är lämpad för låga fallhöjder och höga vattenflöden (19). Den fungerar genom att lyftkraft genereras på dess vingformade löphjulsblad, se Figur 2.3, vilket får löphjulet att rotera och omvandlar därmed vattnets energi till mekaniskt arbete på axeln. Den arbetar huvudsakligen med ett axiellt flöde vilket innebär att strömningsriktningen i stort sett förblir oförändrad när vattnet passerar genom rotorn. Flödet är därmed parallellt med turbinens rotationsaxel. Något som utmärker Kaplan-turbinen är dess förmåga att bibehålla en hög verkningsgrad över ett brett driftområde (20). Kaplan-turbinens fördel är att båda ledskenornas öppning och löphjulets bladvinkel kan regleras. Ledskenorna, som reglerar inloppsflödet, kan öppnas eller stängas för att styra vattenmängden som passerar genom turbinen. Till exempel vid tillfällen då det inte finns något elbehov kan ledskenorna stängas. Ledskenornas inställning påverkar även flödets rotation vilket säkerställer att vattnet träffar löphjulets blad med en gynnsam infallsvinkel för hög verkningsgrad. När det gäller löphjulets bladvinklar kan bladen regleras från att ha en mer plan profil vid låga flöden till en mer vinklad profil vid högre flöden (19). Kombinationen av både reglerbara ledskenor

och löphjulsblad gör att turbinen kan bibehålla hög verkningsgrad oavsett tillstånd i elbehov eller i de lokala hydrauliska förhållandena. Vilket i sin tur gör att Kaplan-turbinen är väl lämplig för kraftstationer i oreglerade älvar, där vattenflödet kan variera kraftigt.



Figur 2.3: Snittbild av en Kaplanturbin med löphjul och justerbara blad, konstruerad för effektiv drift vid låga fallhöjder och höga flöden. Vattnet leds axiellt genom turbinen via ledskenor som reglerar flödet innan det träffar löphjulet, där energi överförs till axeln genom förändring av rörelsemängden. Efter löphjulet passerar vattnet genom ett sugrör där flödes hastigheten reduceras och tryck återvinns. Bilden visar en turbin med cirka 9,5 m diameter från Yacyretá-projektet i Argentina. Källa: Voith Hydro Power Generation, via Wikimedia Commons (21), licens: CC BY-SA 3.0 samt GFDL.

2.5.4 Reversibel turbin

Reversibla turbiner är ofta baserade på francisturbiner (22), och utgör en typ av reaktionsturbin som kan arbeta i två olika driftlägen. Den första är som turbin vid regulär elproduktion och den andra är som pump för att åstadkomma energilagring. Lämplig för användning i uppsättningar, där det är önskvärt att vattnet ska kunna flöda i båda riktningarna mellan de två reservoarerna.

2.5.4.1 Turbindrift i reversibla turbiner

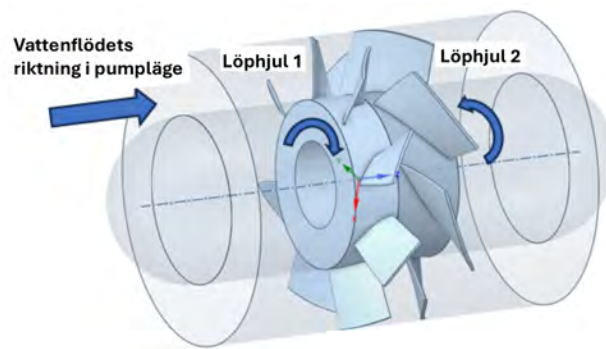
Vid turbindrift leds vatten från den övre reservoaren genom en ledningskanal till turbinen. (23). Vattenflödet strömmar då genom spiralhuset och passerar samtidigt styrbara plattor som är menade att reglera flödet in mot löphjulet. Under passagen genom löphjulet omvandlas vattnets tryck- och rörelseenergi till mekaniskt arbete via en förändring i rörelsemängd och tryckfall, vilket skapar ett vridmoment som driver turbinhjulet och därav processen samt generatoren.

2.5.4.2 Pumpdrift i reversibla turbiner

Vid pumpdrift sker processen omvänt. Generatoren fungerar då istället som en motor och driver löphjulet, vilket tillför energi till vattnet så att det pumpas tillbaka till den övre reservoaren (23). Systemet fungerar därmed som en energilagringssenhetsenhet och är lämplig i elsystem med varierande elproduktion, exempelvis från vind- och solkraft, eftersom energi kan lagras under perioder med elöverskott och låga elpriser.

2.5.4.3 Kontraroterande pumpturbin

En kontraroterande pumpturbin är en typ av reversibel turbin med hög prestanda på låga fallhöjder mellan 2-20 m (7). En KRPT består av två separata löphjul i serie som roterar i olika riktningar, se Figur 2.4 . Vattenflödet i en KRPT är huvudsakligen axiellt.



Figur 2.4: Schematisk bild av en kontraroterande pumpturbin med två motriktade löphjul med vattenflödets riktning i pumpläge. Bilden är översatt från källmaterialet. Källa: Sciencedirect (24), licens: CC BY

3

Metod

Kapitlet redogör för de tillvägagångssätt och tekniska beräkningar som ligger till grund för utformningen och konstruktionen av projektets pump- och turbinsystem. Metoden tar sin början i en teoretisk modellering av systemets strömningsförluster och energieffektivitet, vilket skapar de tekniska ramvillkoren för den efterföljande konstruktionen.

Genom att analytiskt definiera förlustkoefficienter för ventiler, krökar och expansioner fastställs systemets effektiva fallhöjd, vilket i sin tur ligger till grund för beräkningar av löphjulens varvtal och specifika bladvinklar. De teoretiska resultaten överförs sedan till en digital miljö genom CAD-modellering, där fokus ligger på att optimera geometrin för additiv tillverkning och framtida laborietester. Kapitlet beskriver avslutningsvis den fysiska byggprocessen av turbinhuset samt de mätmetoder och den testrigg som används för att verifiera systemets prestanda mot de teoretiska antagandena.

3.1 Numerisk undersökning och designunderlag

Vattenkraftssystem påverkas av flera samverkande parametrar, däribland nivåskillnad, förluster i slangar och turbinkonfiguration. I systemet antas ett konstant volymflöde istället för ett itererande volymflöde genom hela systemet för att underlätta uppskattning av hastigheter, förluster och tillgänglig fallhöjd över turbinen. Efter att samtliga relevanta uttryck och ekvationer har formulerats genomförs de numeriska beräkningarna i programmeringsspråket Python (25). Utvärdering samt omräkning är då möjlig för olika driftfall och designparametrar vilka förväntas att utvecklas utefter projektets gång.

Samtliga dimensioneringsberäkningar och komponentval genomfördes med utgångspunkt i turbinläge. Anledningen är dels att analys i turbinläge är mer metodiskt och termodynamiskt rättfram, dels att systemets huvudsakliga funktion utgår från energiutvinning. Pumpdriften behandlades därför sekundärt och används främst som en verifiering av hur väl den turbinoptimerade lösningen även kan fungera i ett reverserat driftfall.

3.1.1 Uppsättning av diametrar och areor

Slangen i systemet hade en konstant diameter d_1 , vilket motsvarade standardslangen. Vid löphjulshuset expanderade flödesområdet till en större diameter d_2 . Då ett motorhus med diameter d_3 befann sig i turbinhuset var det nödvändigt att medräkna blockeringen av flödet. För beräkning av Reynoldstal i turbinhuset används en effektiv diameter, vilken approximeras som skillnaden mellan ytterdiameter och den blockerande diametern. En ytterligare motsvarande effektiv diameter bestämdes utifrån den effektiva arean, vilken är mer lämpad vid expansioner:

$$d_{2,eff,1} = d_2 - d_3 \quad (3.1)$$

$$d_{2,eff,2} = \sqrt{\frac{4A_{2,eff}}{\pi}} \quad (3.2)$$

Vid beräkning av förlustkoefficienten för expansionen används även en medeldiameter, definierad som medelvärdet av expansionstrattens yttre diameter och den effektiva diametern i löphjulshuset:

$$\bar{d}_1 = \frac{d_{2,eff,2} + d_{A1}}{2} \quad (3.3)$$

Notera att motsvarande medeldiameter även beräknas för expansionstratten som medelvärdet av expansionstrattens yttre- och inre diameter utifrån samma princip:

$$\bar{d}_2 = \frac{d_{A2} + d_{A1}}{2} \quad (3.4)$$

Den cirkulära tvärsnittsarean för slangen ges av:

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (3.5)$$

Den totala tvärsnittsarean i löphjulshuset ges av:

$$A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad (3.6)$$

Motsvarande total tvärsnittsarea av motorhus ges av:

$$A_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad (3.7)$$

Den effektiva arean som vätskan kan strömma igenom definieras sedan som:

$$A_{2,eff} = A_2 - A_3 \quad (3.8)$$

Arean representerar den verkliga genomströmningsarean i löphjulshuset och används vid beräkning av flödeshastigheten i sektionen.

3.1.2 Hastighet och flödesregim

Ett antagande på ett konstant volymflöde genom hela systemet gjordes på 5 L/s, via begränsningen på magnituden av flöde som systemets slangar klarar att hantera. Utifrån det kända volymflödet kan den lokala flödeshastigheten beräknas med den allmänna area-hastighet-flödes relationen (12):

$$v = \frac{Q}{A} \quad (3.9)$$

Systemet bestod av en expansion in mot löphjulshuset och en avsmalning ut från löphjulshuset, vilket gav systemet två relevanta diametrar och därav två olika areor. Resultatet blev att det fanns två olika flödeshastigheter i systemet, med en högre hastighet i slangen utanför löphjulshuset och en lägre hastighet i löphjulshuset. Skillnaden hade stor betydelse vid beräkningar eftersom det utöver hastigheten påverkade Reynoldstalet. Båda är väsentliga för följande kalkyler, och definieras därav nedanför enligt:

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} \quad (3.10)$$

$$v_2 = \frac{Q}{A_{2,eff}} \quad (3.11)$$

Flödesregimen bestämdes därefter med hjälp av Reynoldstalet. För respektive sektion beräknades Reynoldstalet enligt:

$$Re_1 = \frac{\rho v_1 d_1}{\mu} \quad (3.12)$$

$$Re_2 = \frac{\rho v_2 d_{2,eff,1}}{\mu} \quad (3.13)$$

Då de beräknade Reynoldstalen översteg gränsen för turbulent flöde, antogs flödesregimen gälla utmed hela systemet.

3.1.3 Bernoullis utvidgade ekvation och effektiv fallhöjd

Den effektiva fallhöjden i ett system påverkas av både dynamiska och fysikaliska förhållanden, samt av de komponenter som ingår i systemet. För att beskriva sambandet mellan tryck, hastighet, höjd och energiförluster kan Bernoullis utvidgade ekvation användas, vilken beskriver relationen i vätskeflöde mellan två reservoarer (26, s. 27–29). Uttrycket lyder:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_{R1}^2}{2g} + z_1 + H_p = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_{R2}^2}{2g} + z_2 + H_f + H_{eff} \quad (3.14)$$

H_p representerar tillförd pumphöjd från en pump, medan H_{eff} definierar den effektiva fallhöjd som är tillgänglig för energiutvinning. H_f motsvarar de fallhöjdsförluster som uppstår i systemet.

För att etablera ett mer överskådligt uttryck förenklades ekvationen genom ett antal rimliga antaganden. Ingen tryckskillnad mellan de två positionerna antogs, då

höjdskillnaden inte är tillräckligt stor för att ge upphov till betydande tryckvariationer. Vidare antogs vattnet i båda reservoarerna vara stillastående, vilket innebar att hastighetstermerna v_{R1} och v_{R2} kunde försummas. Slutligen bortsågs från tillförd pumphöjd från pump (H_p), då analysen avsåg drift i turbinläge utan pumparbete och resulterade i följande uttryck:

$$H_{\text{eff}} = z_1 - z_2 - H_f \quad (3.15)$$

Uttrycket tyder på att den effektiva fallhöjden kan beskrivas som den totala fallhöjden subtraherat med systemets förluster.

3.1.4 Uppdelning av förluster i systemet

Förluster i systemet representeras i form av avdrag (ofta refererat till som Headloss) på den egentliga höjden mellan de två reservoarerna. Förlusterna kan därefter delas upp i friktions- och lokala förluster, vilka tillsammans representerar förlusten i energin i den flödande vätskan (13).

$$H_f = h_{\text{frik,tot}} + h_{\text{lok,tot}} \quad (3.16)$$

3.1.5 Friktionsförluster

För förluster vilka baseras på friktion, så är parametrar såsom flödeshastighet, längd samt diameter av komponenter avgörande för dess beräkningar. För att medräkna korrekt friktion måste även ett friktionstal tillgodoräknas, vilket är givet av ett uttryck beroende på flödets natur. Utifrån tidigare beräkning av Reynoldstal var det konstaterbart att flödesregimen var turbulent, vilket medförde användning av följande uttryck för friktionsförluster:

$$h_{\text{frik,tot}} = f_1 \frac{L_1 + L_2 + L_{\text{exp},1}}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} + f_2 \frac{L_{\text{lop},1}}{d_{2,\text{eff},1}} \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.17)$$

Motsvarande beräknas friktionstalen för de två separata sektionerna respektive enligt Swamee-Jain ekvationen (27):

$$f_1 = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{e_1}{3.7d_1} + \frac{5.74}{\text{Re}_1^{0.9}} \right) \right]^2} \quad f_2 = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{e_2}{3.7d_{2,\text{eff},1}} + \frac{5.74}{\text{Re}_2^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (3.18)$$

För korrekt beräkning av friktionskoefficient måste även rörets ytjämnhet tillgodoräknas, vilket är representerat som variabeln e . Den relativa ytjämnheten bestäms genom division av slangmaterialets absoluta ytjämnhet med rörets diameter, vilket ses i uttrycket nedanför. Ytjämnheten beräknades därefter med hjälp av antagandet att slangarna bestod av materialet PVC (Polyvinylklorid), vilket har ytjämnhet (28) enligt värde i tabell A.3.

$$e_1 = \frac{\varepsilon}{d_1} \quad e_2 = \frac{\varepsilon}{d_{2,\text{eff},1}} \quad (3.19)$$

3.1.6 Lokala förluster

Lokala förluster är framförallt baserade på systemets fysikaliska utseende samt vilka interna komponenter som medverkar i att bidra med förluster i flödet. Förlusternas storlek bestäms generellt med hjälp av empiriskt framtagna korrelationer, vilka representeras i form av diagram eller uttryck. Varje enskilt fysikaliskt hinder och komponent resulterar i en förlustkoefficient, där alla koefficienter slutligen summeras i två totala förlustkoefficienter, då de två sektionernas olika flödeshastigheter måste medräknas. Slutliga lokala förlusterna blir därav efter följande formel (13):

$$h_{\text{lok,tot}} = K_{\text{tot},1} \frac{v_1^2}{2g} + K_{\text{tot},2} \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.20)$$

Systemets lokala förluster uppstår till följd av en expansion, en avsmalning, en ventil, två 90°-böjar, inloppets utformning från den övre reservoaren och expansionstrattens egna expansion samt avsmalning. Systemets två total förlustkoefficienter definieras därav enligt följande:

$$K_{\text{tot},1} = K_{\text{vent}} + K_{\text{exp},2} + K_{\text{avs}} + K_{\text{inl}} + 2K_{\text{böj}} \quad (3.21)$$

$$K_{\text{tot},2} = K_{\text{exp},1} + K_{\text{avs}} \quad (3.22)$$

Förlustkoefficienten för ventilen bestäms utifrån ventilmödel samt förhållandet mellan slangens diameter och hur stor del av tvärsnittsarean som blockeras av ventilen (11, s. 389–396). Ventilen antas motsvara en slussventil som till största del hålls öppen ($h/D \geq 0.8$), varpå motsvarande förlustkoefficient kan uppskattas med hjälp av figur A.1.

Förluster från expansionen i löphjulshuset kommer från övergången där diametern ökar från den diameter i expansionstratten till löphjulshusets yttre diameter. De 2 olika diametrarna, längden av expansionen samt den resulterande expansionsvinkeln är avgörande för att få fram förlustkoefficienten enligt uttrycket nedanför. Notera att $d_{2,\text{eff},2}$ är den effektiva diametern utifrån löphjulshuset effektiva area då det är mer lämpat här. Expansionsförlusten för expansionstratten görs enligt samma princip.

$$K_{\text{exp},1} = 2.61 \sin \theta_1 \left(1 - \frac{d_{A1}^2}{d_{2,\text{eff},2}^2} \right)^2 + f_2 \frac{L_{\text{löp},2}}{\bar{d}_1} \quad (3.23)$$

$$K_{\text{exp},2} = 2.61 \sin \theta_2 \left(1 - \frac{d_{A2}^2}{d_{A1}^2} \right)^2 + f_1 \frac{L_{\text{exp},2}}{\bar{d}_2} \quad (3.24)$$

Förlustkoefficienten för avsmalningen bestäms utifrån avsmalningens vinkel enligt tabell A.1, vilken gäller för både löphjuls- och expansionstrattens expansion. Systemets inlopp behandlas även som en lokal förlust där koefficienten beror på övergångens geometri mellan reservoar och slang. Inloppet antas vara skarpt, och motsvarande förlustkoefficient bestäms därför med hjälp av figur A.2.

Systemets två böjar ger upphov till betydande förluster, vilket medför att deras förlustkoefficienter är av stor betydelse. Förlustkoefficienten från en 90 graders böj

i ett rör- eller slangsystem erhålls med följande uttryck, där den ena är beroende av den andra. Notera att R är slangens böjradie vilken beror på slangens diameter.

$$K_{b\ddot{o}j} = 0.388\alpha \left(\frac{R}{d_1}\right)^{0.84} \text{Re}_1^{-0.17} \quad (3.25)$$

$$\alpha = 0.95 + 4.42 \left(\frac{R}{d_1}\right)^{-1.96} \quad (3.26)$$

Då alla förlustkoefficienter är definierade och beräknade är det slutligen möjligt att beräkna den totala förlustkoefficienten.

3.1.7 Verkningsgrader och systemets effekt

Ett turbinsystems effekt kan beskrivas utifrån den tillgängliga hydrauliska energin i systemet. Den potentiella effekten ges därav av:

$$P_{pot} = \rho g Q H_{eff} \quad (3.27)$$

Uttrycket visar att effekten är direkt proportionell mot flödet och den effektiva fallhöjden. Relationen innebär att systemets energiförluster har en direkt negativ inverkan på den utvinningsbara effekten, då de reducerar H_{eff} . Effekten är dock fortfarande optimal då den ej medräknar de relevanta verkningsgraderna vilka kollektivt kan definieras som η_{tot} . Den totala verkningsgraden kan beskrivas som produkten av flera delverkningsgrader, där de huvudsakliga bidragen utgörs av turbinens, motorns samt mekaniska komponenters verkningsgrad:

$$\eta_{tot} = \eta_{turbin} \cdot \eta_{motor} \cdot \eta_{mekanisk} \quad (3.28)$$

Verkningsgrader för systemet är i regel grundade på empiriska antaganden, då den slutliga konstruktionen är experimentell och därav ej testad. Antagandet gäller framför allt turbinens verkningsgrad vilken antas finnas sig runt 0.8.(26, p.294). Mekaniska verkningsgraden är till stor del på axelns effektgrad, vilken för små system kan antas vara kring (26, s.31). Motorns verkningsgrad kan likaså uppskattas till att finnas sig kring 0.9.

3.1.8 Löphjulens periferihastighet och vridmoment

Beräkningar av turbinernas rotations- samt vinkelhastigheter är beroende av löphjulshusets area kombinerat med vätskans volymflöde och flödes hastighet. Den fria tvärsnittsarean S för ett axiellt löphjulshus med motorhus beräknas därav först enligt(11):

$$S = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_3^2) \quad (3.29)$$

Från resultatet kan meridianhastigheten c_m beräknas. Den beskriver vätskans hastighet som går i flödets huvudriktning, och kan antas vara konstant över hela flödesprofilen i löphjulshuset. Den definieras som:

$$c_m = \frac{Q}{S} \quad (3.30)$$

Periferihastigheten u beskriver den tangentiella hastigheten hos turbinbladet vid en given radie från rotationsaxeln. Periferihastigheten är noll i turbinens centrum och maximal vid turbinens ytterrädie. Periferihastigheten u för en given radie r och ett varvtal n [rpm] ges av uttrycket nedanför. Notera att följande beräkningar görs för både löphjul 1 och löphjul 2, men processen är identisk vilket gör att allmänna uttryck endast definieras här.

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}, \quad u = \omega \cdot r \quad (3.31)$$

Löphjulens rotationshastighet bestäms utifrån den dimensionslösa parametern λ , vilket beskriver förhållandet mellan bladens periferihastighet och den inkommande flödeshastigheten. Rotationshastigheten är en viktig parameter vid dimensionering av löphjul då den styr hur effektivt energin i flödet kan omvandlas till mekaniskt arbete. Förhållandet definieras som:

$$\lambda = \frac{u}{c} \quad (3.32)$$

där u är periferihastigheten och c representerar flödeshastigheten, vilken här antas vara lika med v_2 då löphjulen befinner sig i löphjulshuset. Genom omskrivning kan turbinens vinkelhastighet ω bestämmas enligt:

$$\omega = \frac{\lambda \cdot c}{r} \quad (3.33)$$

Vinkelhastigheten kan därefter omvandlas till varvtal i rpm enligt:

$$n = \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} \quad (3.34)$$

I arbetet användes olika λ -värden för de två löphjulen för att uppnå ett balanserat energiuttag i det kontraroterande systemet. Värdena skalades specifikt för Alpheus-projektet för att ge ett lämpligt förhållande mellan löphjulen och säkerställa att det andra löphjulet effektivt kan extrahera kvarvarande rörelseenergi från flödet:

$$\lambda_1 = 2.15, \quad \lambda_2 = 1.616 \quad (3.35)$$

Med applicering av turbineffekt kan sedan vridmomentet T beräknas från sambandet:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (3.36)$$

Vid känd vinkel- samt rotationshastighet kan mekaniska belastningarna på respektive löphjul uppskattas inför val av motor.

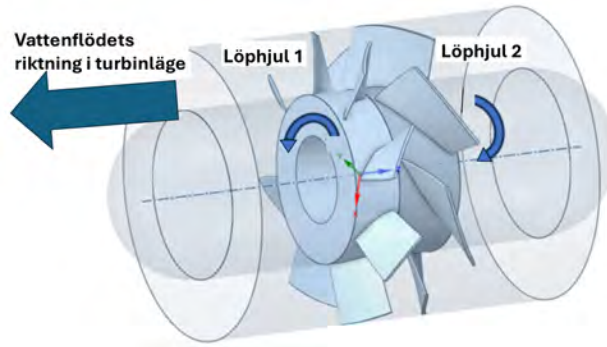
3.1.9 Hastighetstrianglar för kontraroterande löphjul

Den specifika energin Y_T beskriver den tillgängliga energin per massenhet i flödet som kan omvandlas i systemet. Den kan direkt relateras till systemets effektiva fallhöjd och beräknas med formeln (26, s. 94–98):

$$Y_T = g \cdot H_{\text{eff}} \quad (3.37)$$

I det kontraroterande systemet antas det att två löphjul i ett enrörigt system utviner kring halva den specifika energin vardera. Den tangentiella hastighetskomponenten (virvel) som lämnar det första löphjulet genom att gå in i det andra löphjulet, se Figur 3.1, definieras utifrån Eulers turbinekvation som (där u_1 är periferihastigheten från löphjul 1):

$$c_{virvel} = \frac{0.5 \cdot Y_T}{u_1} \quad (3.38)$$



Figur 3.1: Schematisk bild av en kontraroterande pumpturbin med två motriktade löphjul med vattenflödets riktning i turbinläge. Källa: Sciencedirect (24), licens: CC BY

Periferihastigheterna u_1 och u_2 är direkt kopplade till respektive löphjuls vinkelhastighet enligt sambandet $u = \omega \cdot r$, där vinkelhastigheten ω i sin tur bestäms från löphjulets varvtal (rpm). Värdena innebär att de beräknade rotationshastigheterna för löphjulen direkt påverkar både virvelkomponenten samt de resulterande hastighetstrianglarna. Hastighetstrianglar beskriver relationen mellan tre hastighetsvektorer vid ett löphjulsblad, den absoluta hastigheten, periferihastigheten samt den relativa hastigheten (29, s. 317-320).

Bladvinklarna bestäms utifrån hastighetstrianglar, där relationen mellan den axiella hastighetskomponenten c_m , den tangentiella komponenten samt bladens periferihastighet är de avgörande faktorerna för flödesriktningen i jämförelse med respektive löphjul. Vinklarna β beskriver därav flödets infalls- och utloppsvinkel i det roterande referenssystemet, vilket för löphjul 1 blir:

$$\tan(\beta_{1,r1}) = \frac{c_m}{u_1} \quad (3.39)$$

$$\tan(\beta_{2,r1}) = \frac{c_m}{u_1 + c_{virvel}} \quad (3.40)$$

För det första löphjulet antas inflödet vara virvelfritt, vilket innebär att den tangentiella hastighetskomponenten initialt är noll. Löphjulet tillför därefter en virvelkomponent till flödet vid dess utlopp. Med målet att löphjul 2 ska neutralisera rotationen

och lämna vattnet virvelfritt ställs vinklarna därför upp enligt följande:

$$\tan(\beta_{1,r2}) = \frac{c_m}{u_2 - c_{virvel}} \quad (3.41)$$

$$\tan(\beta_{2,r2}) = \frac{c_m}{u_2} \quad (3.42)$$

Det andra löphjulet arbetar således med ett inflöde som innehåller en tangentiell hastighetskomponent, som gradvist minskar så att utflödet blir utan virvel. Då $u_2 = \omega_2 r$ påverkar även det andra löphjulets vinkelhastighet direkt hur effektivt virveln kan reduceras.

3.2 Design av pumpturbinhus

I avsnittet nedan redogörs för den digitala utformningen av systemets huvudkomponenter. Målet för designprocessen av huvudkomponenterna var att omvandla de teoretiska beräkningarna till en fysisk modell. Fokus låg på att skapa en geometri där flödesegenskaperna var optimerade och turbulens minimerad, samtidigt som modellen skulle hålla tätt och hänsyn togs till modularitet.

3.2.1 Designparametrar

Under designprocessen följdes några enkla parametrar för att underlätta det efterföljande arbetet samt öka funktionsnivån på den slutgiltiga modellen. Design for Manufacturing (DFM) användes för att säkerställa att alla delar gick att producera med den valda metoden utan svårigheter. Vidare ställdes kravet att alla delar skulle vara utbytbara ifall något gick sönder under användning, så att inte hela modellen behöver bytas ut utan endast den påverkade delen. Modellen skulle även vara vattentät för att inte omgivningen skulle påverkas av tester som genomfördes. Turbinerna utformades också för att kunna bytas ut för att möjliggöra tester av olika slag samt vidare utveckling för att öka modellens likhet med ett verkligt pumpkraftverk.

För design och filhantering användes Catia V5, ett kraftfullt CAD-program som hanterar komplexa delar och produkter.

3.2.2 Design av motorhus

För att motorn skulle kunna monteras inuti motorhuset delades det upp i två delar, motorhusbas och motorhuslock. Delarna designades och tillverkades separat för att sedan skruvas ihop till det slutgiltiga motorhuset. De två delarna skulle vara täta efter ihopskruvning utan användning av lim. Se (a) och (b) i Figur 3.2.

3.2.2.1 Design av motorhusbas

Motorhusbasen utformades för att möjliggöra montering av motorn i det innersta röret samt hålla det yttersta röret på plats utan att turbulens skapades i flödet som kan påverka turbinerna längre fram. Den ska även göra det möjligt för sladdar från

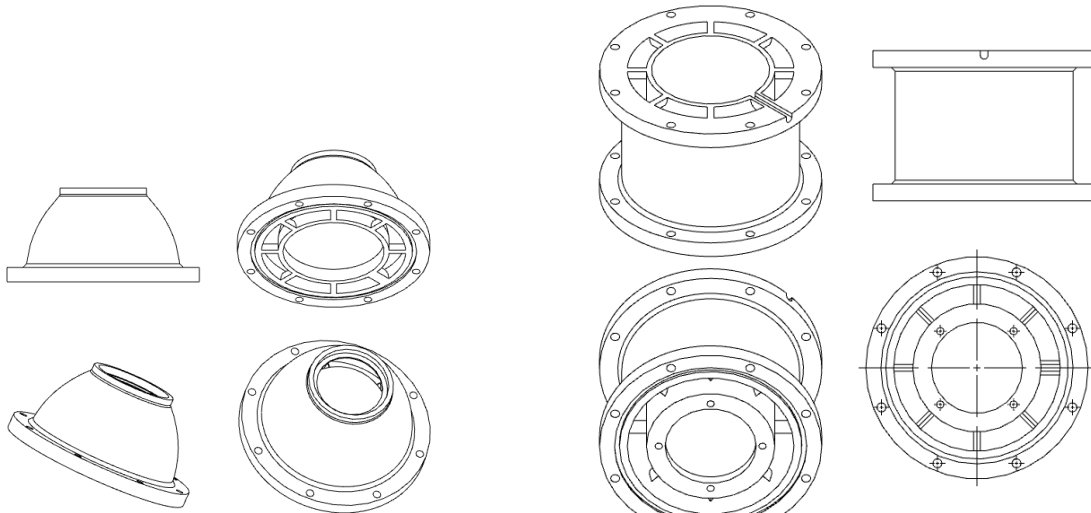
motorn och sensorer att föras ut ur modellen på ett sätt som varken påverkar flödet eller modellens täthet. Se Figur 3.2b

3.2.2.2 Design av motorhuslock

Motorhuslocket utformades för att expandera flödesarean utan att turbulens skapades eller att flödet separerade från väggarna. Vinkeln som krävdes gick inte direkt att räkna ut men en tumregel som användes var 6 till 15 grader på totalvinkeln (30). Flödesarean ska även flyttas från mitten av röret till kanten utan att arean förändras ytterligare eller påverkar flödet. Se Figur 3.2a.

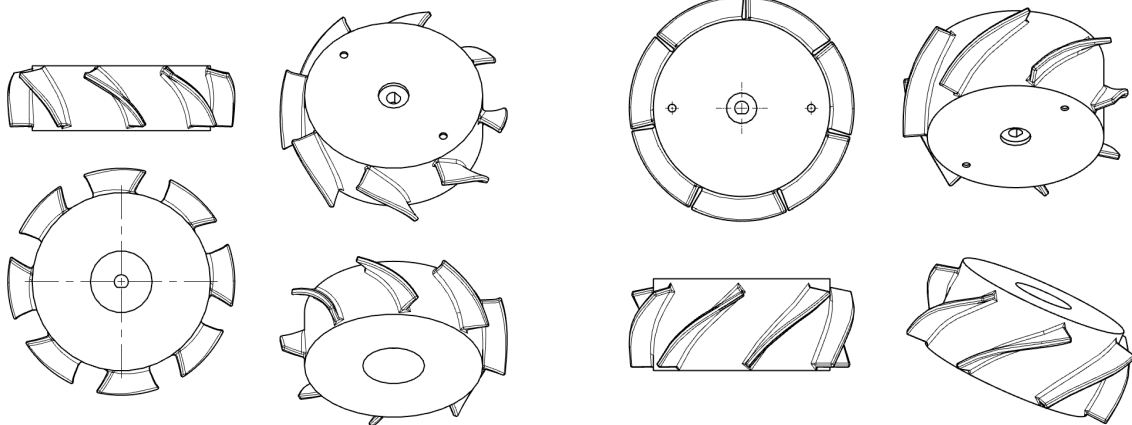
3.2.3 Design av löphjul

Initialt var avsikten att modellera löphjulets bladvinklar utifrån de analytiskt beräknade värdena. Beräkningarna resulterade dock i negativa vinklar för den valda geometrin, så istället tillämpades en empirisk metod. Bladvinklarna interpolerades då från ALPHEUS-projektet (8) och anpassades till projektets storlek. Även utformningen och antalet blad på turbinerna baserades på ALPHEUS. Slutligen utformades löphjulets nav så att de med en friktionspassning kunde monteras på turbinaxeln, vilket gjordes för att säkerställa att turbinerna inte skulle lossna vid höga rotationshastigheter. Se skisser i Figur 3.2c och Figur 3.2d.



(a) Skiss över motorhuslocket från olika vinklar

(b) Skiss över motorhusbas från olika vinklar



(c) Skiss över det lilla löphjulet från olika vinklar, första versionen

(d) Skiss över det stora löphjulet från olika vinklar, första versionen

Figur 3.2: Skisser från Pumpkraftverk ver12 (31), enbart ritningarna är skapade i och ur CAD programmet Onshape (32). Observera att samtliga delar för hela designen är inte med här.

3.3 Konstruktion av pumpturbinhus

I avsnittet nedan beskrivs konstruktionen av det kombinerade pump och turbinhuset som utvecklades för projektet. Konstruktionen utformades för att möjliggöra både pump- och turbindrift samt för att kunna tillverkas med additiv tillverkning. Samtliga CAD-filer som konstruerades finns tillgängliga digitalt via Google drive (31), där aktuell version av modellen anges löpande i filstrukturen.

Särskild hänsyn har tagits till geometri, flödesvägar och komponentintegration för att säkerställa en fungerande modell i liten skala. Avsnittet behandlar val av tillverk-

ningsmetod, material samt hur de olika komponenterna monteras till en fungerande enhet.

3.3.1 3D-utskrift

För att konstruera alla delar av turbinhuset användes 3D-utskrift. Modellen av 3D-skrivare som användes var Prusa core one L (33) och Snapmaker U1 (34) med materialet PLA. Inställningarna på skrivarna hade små variationer beroende på vilken del som skrevs ut. Men som standard användes en lagerhöjd på 0.25 mm, vägg-tjocklek på 2 lager och gyroid-ifyllnad på 40%. Den enda del som skiljde sig var turbinerna där vägg-tjockleken ökades till 5 lager och ifyllnadsprocenten sänktes till 15%. För överhängande geometrier användes trädliknande stödstrukturer som genererades automatiskt. För att slicade delarna användes två olika slicers, Prusa slicer (35) och Orca slicer (36), beroende på vilken skrivare som användes.

PLA är ett passande material för projektet då det är lätt att hantera och att få till högkvalitativ utskrift (37). I projektet utsattes inte heller turbinhuset för några höga temperaturer då vattnet var rumstempererat, vilket annars hade kunnat bli ett problem då PLA är känsligt för höga temperaturer. Ytterligare en fördel med PLA är att den är biologiskt nedbrytbar och därmed ett mer miljövänligt alternativ än vissa andra mer traditionella plaster.

Att använda 3D-utskrift som tillverkningsmetod ger en stor frihet i design och gör det även enkelt att ändra och göra om delar som eventuellt behöver bytas ut eller förbättras.

3.3.2 Montering av modellen

För att montera ihop modellen användes olika tekniker. Löphjulen monterades på respektive motoraxeln med en friktionspassning som förhindrade turbinen från att röra sig under testernas gång. Toleranserna för passningen togs fram genom tester av olika hålstorlekar för att kompensera för krympningen hos utskrivna delar av en 3D skrivare. För att fästa motorn i motorhusbasen användes fyra M5 skruvar som monteras genom befintliga hål i motorn och in i gängade insatser i motorhusbasen. Insatserna smälts in i plasten med en lödkolv i de förberedda hålen. Sensorerna fästs med smältlim och positioneras vinkelrätt mot magneterna. Smältlim används även till att tätas sensorerna från vatten och fukt. Expansionstratten limmas fast i motorhuslocket med epoxilim. Motorhuset monteras ihop med 32 stycken M8 skruvar och muttrar med O-ringar i spår mellan delarna för att tätas dem.

3.4 Utformning av testriggen

Testriggen utformades för att testa pumpturbinens prestanda i turbin- samt pumpläge. Testerna genomfördes också för att testa turbinhusets konstruktion, däribland konstruktionens möjlighet att hålla tätt från läckage av vatten.

3.4.1 Val av materiel samt uppsättning av testtrigg

Det materiel som ingick i testtriggens uppsättning tillhandahölls till stor del av Chalmers strömningslaboratorium. Beskrivningen i avsnittet exkluderar själva pumpturbinsystemet och behandlar endast den externa utrustning som krävdes för att möjliggöra drift, mätning och kontroll av systemet.

Den valda materielen innefattade främst komponenter för vattenförsörjning, såsom pumpar, slangar och ventiler, vilka användes för att reglera flödet genom turbinen. Vidare inkluderas mätutrustning som varvtalsmätare för att kunna kvantifiera systemets prestanda. Testtriggen monteras på en stabil struktur i labbmiljö, där särskild hänsyn togs till säker fastsättning av komponenter samt minimisering av läckage och vibrationer. Uppställningen utformades så att flödesvägen blev så enkel och kontrollerbar som möjligt, i syfte att möjliggöra justering av relevanta parametrar såsom flöde och tryck.

På grund av begränsningar i tillgängligt materiel och labbutrustning kan vissa delar av den planerade uppställningen behöva anpassas eller förenklas. Begränsningarna innebär att standardlösningar och improviserade kopplingar kan komma att användas, vilket kan påverka mätprecision och reproducerbarhet. Exempelvis kan slanglängden i standardslangen avvika då kapning av slangen ej är önskvärt hos laboratoriet, eller att fallhöjd inte motsvarar värdet applicerat i preliminära beräkningar. Avvikelserna dokumenteras och presenteras vid beskrivning av varje test i resultatsektionen.

3.4.2 Sensorer och mätinstrument

För att mäta varvtalet på rotorerna har två stycken halleffekt-sensorer implementerats i motorhuset. Halleffektsensorerna läser av magneterna på turbinerna och skickar en signal varje gång en rotation av löphjulet utförs. Signalen skickas in i ett oscilloskop som sedan kan tolkas i form av pulser och därmed rotationer för vardera löphjul.

4

Resultat

I kapitlet nedan presenteras resultaten från de olika delarna av projektet. Under projektets gång har de olika delarna utförts iterativt, men här presenteras endast de slutliga resultaten. Resultaten omfattar de numeriska värdena från systemets dimensionering, den färdigställda konstruktionen samt resultat från testerna.

4.1 Resultat av beräkningar

Efter grundläggande design samt framtagning av dimensioner, kan beräkningar baserade på uttryck och teori i sektion 3.1 utföras. För hänvisning av exakta dimensioner vilka är relevanta här, se A.2. Följande beräkningar har tagits fram i ett Python program där inmatning av parametervärden gjorts utifrån formlerna i metod kapitlet (31). Notera att vissa benämningar i koden inte helt stämmer överens med deras nomenklatur beteckning, men endast i en mindre utsträckning då beteckningar fortfarande är liknande.

4.1.1 Areor i slang, löphjul och motorhus

De beräknade areorna ges som:

$$A_1 = 0.001963 \text{ m}^2, \quad A_2 = 0.0177 \text{ m}^2, \quad A_3 = 0.0105 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

Den relevanta effektiva arean i turbinhuset erhålls som:

$$A_{2,\text{eff}} = 0.00719 \text{ m}^2 \quad (4.2)$$

4.1.2 Flödeshastighet samt flödesregimer

Med kända areor kan flödesprofilen utmed systemet bestämmas enligt de samband som presenterats i underkapitel 3.1.2. De resulterande flödeshastigheterna i systemets två sektioner uppgår till:

$$v_1 \approx 2.54 \text{ m/s}, \quad v_2 \approx 0.70 \text{ m/s} \quad (4.3)$$

Med beräkningarna kan flödesregimen bestämmas med Reynoldstal, vilket ger:

$$Re_1 \approx 1.27 \cdot 10^5, \quad Re_2 \approx 2.39 \cdot 10^4 \quad (4.4)$$

Båda Reynoldstalen indikerar turbulent strömning i respektive sektion, vilket innebär att de fortsatta beräkningarna baserade på turbulenta flödesmodeller är godtagbara.

4.1.3 Effektiv fallhöjd

Den effektiva fallhöjden bestämdes enligt ekvation (3.15), och med kända värden på z_1 , z_2 samt de beräknade totala förlusterna $H_f \approx 0.99$, m (beräknas i nästkommande underkapitel) erhålls den tillgängliga fallhöjden över systemet till:

$$H_{\text{eff}} \approx 1.01 \text{ m} \quad (4.5)$$

4.1.4 Uppdelade förluster

Systemets förluster beräknades utifrån avsnitt 3.1.4, 3.1.5 och 3.1.6, där de totala förlusterna beräknas enligt (3.16). Totalförlusterna delas upp i friktions- och lokal-förluster enligt:

$$h_{\text{frik,tot}} \approx 0.277 \text{ m}, \quad h_{\text{lok,tot}} \approx 0.713 \text{ m} \quad (4.6)$$

4.1.5 Friktionsförluster

Friktionsförluster delas enligt avsnitt 3.1.5 upp i friktionsförluster genom slangarna och friktionsförluster genom löphjulshuset. Friktionstalet beräknas för respektive sektion med avseende på Reynoldstal, diameter och slangmaterials absoluta ytjämnhet A.3:

$$f_1 \approx 0.02 \quad (4.7)$$

$$f_2 \approx 0.028 \quad (4.8)$$

Friktionstalen resulterar därefter i två motsvarande friktionsförluster för vardera sektion, vilket i enlighet med uttryck (3.17) motsvarar nedanstående friktionsförluster och tillsammans gör upp den totala friktionsförlusten:

$$h_{\text{frik},1} \approx 0.27 \text{ m} \quad (4.9)$$

$$h_{\text{frik},2} \approx 0.007 \text{ m} \quad (4.10)$$

Notera att expansionstrattens längd utöver dess vinklade expansion är väldigt kort (se A.2) men matematiskt integreras den som en kort förlängning av standardröret.

4.1.6 Lokala förluster

Utifrån antagandena och sambanden presenterade i underkapitel 3.1.6 kunde förlustkoefficienterna för ventil, inlopp och avsmalning bestämmas. För ventilen erhöles en förlustkoefficient nära 1, vilket användes som ett konservativt antagande i de fortsatta beräkningarna. Förlustkoefficienten för avsmalningen uppskattades till cirka 0.02 för både löphjulshuset och expansionstratten, medan inloppsförlusten antogs motsvara en skarp övergång med en förlustkoefficient omkring 0.5. Dessutom medförde den andra expansionstratten ytterligare expansions- och avsmalningsförluster. Det ytterligare avsmalningsförlusterna inkluderas i uttrycket (3.22), där den extra

avsmalningen gav ett tillägg motsvarande ungefär en fördubbling av K_{avs} . De resulterande totala förlustkoefficienterna erhöles därefter som:

$$K_{tot,1} \approx 2.142 \quad (4.11)$$

$$K_{tot,2} \approx 0.218 \quad (4.12)$$

Individuella beräkningar av förlustkoefficienter för den ursprungliga expansionen och expansionstratten gjordes (vinklar enligt A.2) med uttryck (3.24) vilket resulterade i följande värden:

$$K_{exp,1} \approx 0.198 \quad (4.13)$$

$$K_{exp,2} \approx 0.186 \quad (4.14)$$

Motsvarande bidrag av vardera 90 graders böj beräknades enligt (3.25) och (3.26) vilket resulterade i en förlustkoefficient enligt följande:

$$K_{böj} \approx 0.218 \quad (4.15)$$

4.1.7 Verkningsgrad och effekt

Kombination av samtliga verkningsgrader från 3.1.7 resulterar i följande total verkningsgrad:

$$\eta_{tot} \approx 0.684 \quad (4.16)$$

Utgående från verkningsgraden samt resterande framberäknade värden kan systemets potentiella effekt uppskattas till:

$$P_{pot} \approx 33.85W \quad (4.17)$$

4.1.8 Rotationshastighet och vridmoment av löphjul

Utifrån skalade värden från ALPHEUS-projektet (3.35) bestämdes motsvarande vinkelhastigheter för vardera löphjul enligt uttryck från underkapitel 3.1.8:

$$\omega_1 \approx 19.92rad/s, \quad \omega_2 \approx 14.97rad/s \quad (4.18)$$

Vinkelhastigheterna implementerades därefter i uttryck (3.34) och (3.36) för att ge slutliga krav på motorns rotationshastighet samt vridmoment:

$$n_1 \approx 190.3 \text{ rpm}, \quad n_2 \approx 143.0 \text{ rpm} \quad (4.19)$$

$$T_1 \approx 1.7 \text{ Nm}, \quad T_2 \approx 2.26 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

4.1.9 Bladvinklar utifrån hastighetstrianglar

Resulterande bladvinklar bestäms i samband med beräkningsstegen i underkapitel 3.1.9 och med den beräknade meridianhastigheten enligt (3.30):

$$C_m \approx 0.695m/s \quad (4.21)$$

$$Y_T \approx 19.64J/kg \quad (4.22)$$

Där bladvinklarna enligt deras sex sektioner utmed löphjulsbladen definieras i tabell 4.1 nedanför. För värden av radie och hastigheter utmed sektionerna se tabell A.4.

Tabell 4.1: Beräknade bladvinklar för respektive sektion av löphjulen

Sektion (%)	$R1 \beta_1 (^{\circ})$	$R1 \beta_2 (^{\circ})$	$R2 \beta_1 (^{\circ})$	$R2 \beta_2 (^{\circ})$
0	31.1	4.1	-5.2	38.8
20	29.7	4.3	-5.6	37.2
40	28.4	4.5	-6.0	35.7
60	27.1	4.6	-6.4	34.3
80	26.0	4.8	-6.8	33.0
100	24.9	4.9	-7.3	31.7

4.2 Val av motor

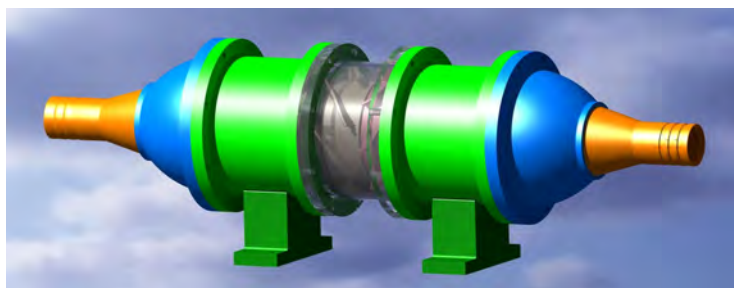
Valet av motor baserades på de beräknade kraven för effekt, vridmoment och varvtal enligt ekvation (4.17), (4.18) och (4.19). Den slutliga lösningen blev att demontera två akvariepumpar och använda deras motorer samt motorhus, vilket visas i figur C.5a och C.5b. När motorlocket avlägsnats blir motoraxeln synlig (den vita axeln), vilken löphjulen monteras på, se Figur 4.1 nedanför. Motorerna från akvariepumparna bedömdes uppfylla de krav som ställdes utifrån beräkningarna för att kunna pumpa vatten till den önskade höjden. En ytterligare fördel var att motorerna redan var konstruerade för drift i vattenmiljö, vilket förenklade konstruktionsprocessen och eliminerade behovet av extra tätning. Motorerna var dessutom tillgängliga i Chalmers strömningslaboratorium, vilket gjorde dem till ett praktiskt och kostnads-effektivt val för projektet.



Figur 4.1: Vy av motor med borttaget lock, vita axeln träs löphjul på.

4.3 Färdig konstruktion

Designen av turbinhuset gjordes i CAD vilket resulterade i Figur 4.2



Figur 4.2: Resultat av designen i Catia V5.

Konstruktionen tillverkades i 3D-skrivare enligt 3.3.1 och består av ett modulärt turbinhus som är enkelt att montera ihop och även att plocka isär. De olika delarna syns i Figur 4.3.



Figur 4.3: Resultat av 3D-utskrifter placerat i systemordning.

Delarna monterades sedan ihop enligt 3.3.2. Den färdigmonterade modellen visas i Figur 4.4. För namngivning av komponenter se Appendix B.



Figur 4.4: Resultat av 3D-utskrifter i monterad modell.

4.4 Resultat av tester

Här presenteras den slutliga uppsättningen av olika testriggar som användes och vilka resultat de producerade. Varför samt hur resultaten kom till tas ej upp här, utan endast direkta resultat av tester.

4.4.1 Test 1: Generell funktion av system, utrustning och funktioner

Även om fokus låg på att verifiera funktionaliteten i både turbin- och pumpläge syftade det första testet främst till att utvärdera systemets övergripande uppbyggnad och funktion. Målet var att identifiera eventuella oförutsedda fel eller brister i konstruktionen innan fler modifieringar och tester genomfördes.

4.4.1.1 Uppsättning av testrigg inför första testet

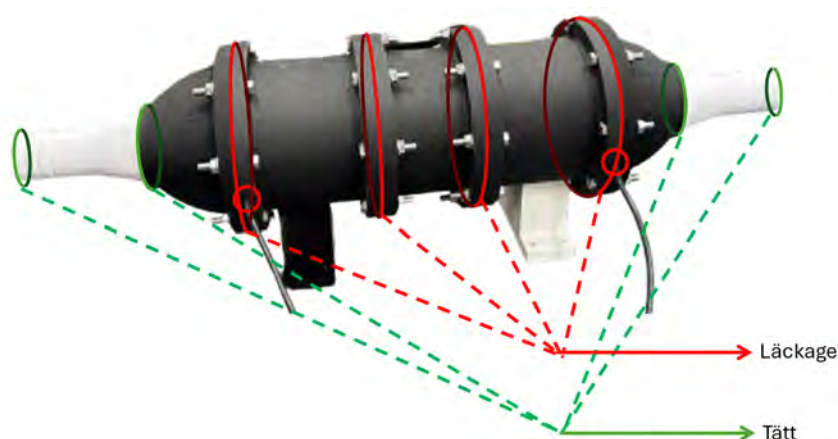
Turbinsystemet placerades på sina två stöd och ställdes därefter på laboratoriegolvet vid ett avloppshål, vilket underlättade hantering av eventuellt läckage och spill, se Figur C.2a. Ett bord med en höjd på cirka 1 meter användes för placering av mätinstrument och elektronik, med avsikt att tillåta dränering av vattnet via avloppshålet, se Figur C.1d. På samma bord placerades även en större behållare som fungerade som övre reservoar. I den övre reservoaren placerades ventiländarna av en 5 meter lång slang, vars andra ände anslöts till ena sidan av turbinsystemet, se Figur C.1a och C.1b. Den nedre reservoaren placerades på golvet i nära anslutning till turbinsystemet och kopplades till systemets återstående anslutning med hjälp av ett 1,9 meter långt rör enligt Figur C.1c. En komplett översikt av den uppställda testriggen visas i Figur 4.5.



Figur 4.5: Vy över testrigg under test 1

4.4.1.2 Komplikationer med tätning

Under det första testmomentet observerades ett omfattande vattenläckage i systemet, vilket krävde en fullständig översyn av testriggen. Samtliga av de fyra O-ringade packningarna i systemet och även kabelingångarna visade läckage, se röda områden i Figur 4.6. Där sladdingångarnas läckage var som följd till ett inre läckage i motorhuset. För att åtgärda läckagen genomfördes flera förstärkningar av systemets



Figur 4.6: Bild tagen på systemet med markeringar över läckageområden samt täta områden från första testet, se 4.4.1

tätningar. Kabelingångarna förseglades, ett lager med universalfett applicerades vid O-ringarna och dess tätningssyta. Även turbinhusets springor applicerades med universalfett. En extra åtgärd var att eltejp applicerades runt om de fyra kontaktytorna inklusive de två utgående kabelingångar, se röd markering i bild 4.6. Åtgärder reducerade läckaget avsevärt, men systemet blev inte fullständigt tätt. Under första

testet observerades även att vatten trängde igenom det 3D-printade plastmaterialet, vilket tyder på en viss porositet i konstruktionsmaterialet. För slutlig vy av löphjulshus efter ytterligare tätning se Figur C.2b.

4.4.1.3 Första testet av pump- och turbinläge

När pumpläget därefter testades med reducerat läckage, var syftet att verifiera systemets förmåga att pumpa vatten till en minimihöjd av 2 meter. Men i testet användes en höjd på 1 meter som startpunkt. Under testet framkom dock driftstörningar på motorerna som motverkade motorernas pumpfunktion. Pumparna misslyckades med att initiera en kontinuerlig drift och uppvisade i stället en ojämn driftprofil, där rotation endast skedde stötvis i intervaller om några få sekunder. Följaktligen kunde inget vatten pumpas upp till den avsedda höjden.

Vid det efterföljande testet av turbinläget, där målsättningen var att utvinna maximal effekt, uppmättes minimala resultat. Avläst sensordata indikerade att löphjulen endast roterade under en mycket kort tidsperiod. Innebörden är att de resulterande uppmätta värdena var för låga för att kunna påvisa någon signifikant effektutvinning.

4.4.2 Test 2: Prestanda i turbin- samt pumpläge med bättre tätning och nya löphjul

Inför det andra testmomentet genomfördes ytterligare modifieringar av testtriggen i syfte att förbättra systemets prestanda inför förnyade tester av både pump- och turbinläget. Utöver de tätningsåtgärder som implementerades under det första testet förstärktes tätningen nu ytterligare genom att montera distanser vid O-ringarna, vilket säkerställde en mer exakt passform och ses i Figur C.4c. Vidare sattes testtriggen upp på nytt med förbättrad reservoar uppsättning och optimerade höjdskillnader. Vilket underlättade att utföra tester med ett väsentligt högre vattentryck under turbindriften. Slutligen implementerades nydesignade löphjul med reducerad bladarea, med målsättningen att minska det nödvändiga vridmomentet från motorerna, se Figur C.4a.

4.4.2.1 Uppsättning av testtrigg under andra testet

Uppsättningen av testtriggen genomfördes på liknande sätt som vid det första testet. Löphjulshuset placerades på sina hållare på laboratoriegolvet i anslutning till ett avloppshål, se Figur C.3a. Till den ena anslutningen kopplades en 1 meter lång slang, vars andra ände placerades vid avloppshålet och fungerade som den nedre reservoaren, enligt Figur C.3c. För tester i pumpläge användes istället en separat behållare som nedre reservoar, på motsvarande sätt som i test 1. Den övre reservoaren placerades under test 2 på ett cirka två meter högt skåp för att möjliggöra en större fallhöjd, se Figur C.3d och behållarens utlopp var utrustad med en ventil vilken möjliggjorde kontroll av flöde. Denna reservoar var kopplat till löphjulshuset med samma 5 m slang som användes i föregående test. Den elektronik och mätutrustning som användes placerades på ett bord bredvid riggen, inom räckhåll från

löphjulshuset, enligt Figur C.3b. En översikt av den kompletta testriggen visas i Figur 4.7.



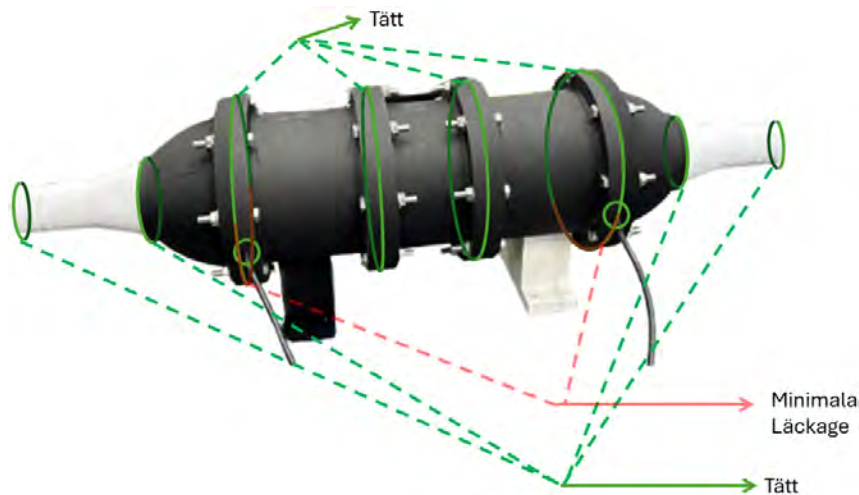
Figur 4.7: Vy över testrigg under test 2

4.4.2.2 Kontroll av löphjuls-rotation och elektronik

Innan vidare tester av turbin- och pumpläge genomfördes undersöktes först om löphjulen roterade korrekt samt om sensorerna gav utslag. Testet utfördes i torrt läge utan vatten, och med ett demonterat löphjulshus för att möjliggöra observation av löphjulens rörelse, se Figur C.4d. Båda löphjulen roterade på ett godtagbart sätt, även om en något stöttigt uppstartsrotation kunde observeras. Löphjulen roterade alltså initialt korta ögonblick innan en stabil kontinuerlig rotation uppnåddes. Inledningsvis registrerades ingen signal från RPM-mätaren, vilket senare kunde härledas till en felaktig inställning där mätaren räknade dubbelt antal rotationer. Efter korrigering av inställningen gav mätaren korrekta värden, och löphjulens rotationshastighet uppmättes till cirka 3000 RPM.

4.4.2.3 Andra testet av turbin- och pumpläge

De förstärkta tätningarna vid O-ringarna visade sig vara effektiva och resulterade i en påtaglig minskning av vattenläckaget från turbinhuset, se Figur 4.8. Vid utvärderingen av pumpläget framgick dock att designändringen av löphjulen inte räckte för att åtgärda tidigare driftstörningar. Den höga mekaniska belastningen kvarstod, vilket ledde till att motorernas säkerhetsfunktion utlöstes, vilket resulterade i att



Figur 4.8: Bild tagen på systemet med markeringar över läckageområden samt täta områden från andra testet

driften avbröts automatiskt efter endast en kort initial rotation. Därmed kunde inget vatten pumpas upp i systemet.

Fallhöjden sänktes även till nära marknivå för att underlätta drift i pumpläge, enligt Figur C.4b. Enbart ett svagt baksug uppstod, jämförbart med en mycket svag dammsugare. Effekten observerades dessutom enbart när systemet inte var vattenfyllt. Test av turbinläget genererade återigen ej något utslag, och trots det ökade vattentrycket från den uppgraderade reservoaren sattes löphjulen inte i rotation.

5

Diskussion

I diskussion kapitlet analyseras och diskuteras de metoder som använts och de resultat som framkommit under projektets gång. Syftet är att kritiskt granska arbetsgången, från de teoretiska beräkningarna och CAD-modelleringen till valet av tillverkningsmetod och den experimentella testningen. Fokuset läggs särskilt på att identifiera och diskutera möjliga orsaker till systemets begränsade prestanda.

5.1 Diskussion av utförande av metod

I avsnittet nedan diskuteras metodens genomförande samt de praktiska och tekniska utmaningar som uppstod under projektets gång. Fokus ligger på hur val av beräkningar, konstruktionsmetoder, dimensionering och tillverkning kan ha påverkat resultaten och projektets genomförbarhet.

5.1.1 Standardisering av testuppställning

Något som uppmärksammades både under och efter testerna var att mer tid hade behövt läggas på att utveckla en mer standardiserad testtrigg, vilken skulle varit konstruerad specifikt för de tester som skulle genomföras. Ett sådant arbete låg dock utanför projektets huvudsakliga omfattning, då fokus främst låg på utvecklingen av själva pumpturbinen. En mer genomtänkt och standardiserad testuppställning hade kunna underlätta genomförandet av testerna samt bidragit till mer tillförlitliga resultat. I praktiken utformades testtriggen successivt på plats under testernas gång, vilket medförde att uppställningen förändrades mellan de olika testerna. Testtriggen var dessutom inte helt optimal för ändamålet, delvis på grund av begränsad tillgång till material och utrustning i laboratoriet.

5.1.2 Begränsningar vid dimensionering av löphjul

Metoden för att designa löphjulen och dess vinklar var något som inte fungerade som planerat, utan metoden behövde justeras för att anpassas till projektet. Orsaken berodde på att bladvinklarna som togs fram för löphjulen enligt formler blev negativa på vissa ställen se tabell 4.1, vilket inte fungerar för turbinblad eftersom de bildar en skål istället för en paddel. Hindret beror troligtvis på att metoden som användes bygger på en proportionalitet mellan modellen och ALPHEUS-projektet (8) som inte fanns, eftersom storleken på modellen behövde ändras för att göra det möjligt att använda den valda motorn samtidigt som flödesarean inne i turbinen

minimerades för att undvika allt för mycket expansion i vattnet.

Metoden som användes istället var att bladvinklarna interpolerades från en befintlig CAD modell av ALPHEUS löphjul och anpassades sedan till modellens geometri. Modellens löphjul efterliknade då ALPHEUS modell och borde varit en bra grund att utgå ifrån, men resultaten visar att det inte var bra nog, utan alternativa metoder hade behövts för att ta fram bladvinklar som är mer anpassade till exakt den motorn som valdes och modellens geometri. Ett alternativ hade varit att använda CFD, *Computational Fluid Dynamics*, vid design av löphjulen för att få mer exakta vinklar samt kunna testa mycket fler iterationer än vad som är möjligt om fysiska tester måste göras varje gång.

5.1.3 3D-utskrift och materialval

Valet av 3D-utskrift som tillverkningsmetod har haft med sig både för och nackdelar för projektet. Fördelarna är att modellens komplexa former var väldigt enkla att producera med 3D-utskrift och samtidigt bibehålla en hög kvalitet på den färdiga produkten. Metoden gjorde det även möjligt att snabbt producera alla delar, särskilt om man jämför med mer traditionella tillverkningsmetoder. Den snabbheten utnyttjades i projektet då nya löphjul snabbt behövde produceras mellan test ett och två.

Det finns även nackdelar med metoden som har uppmärksammats under projektets gång. Det första är att även om en relativt liten lagerhöjd valdes vid utskriften så fick delarna fortfarande tydliga linjer på ytan. Skrovligheten var troligtvis en bidragande faktor till att motorerna inte var tillräckligt starka för att pumpa upp vattnet samt att ingen energi kunde utvinnas i turbinläge. Ett alternativ för att motverka skrovligheten hade varit att polera alla ytor som har kontakt med vatten. Vilket hade behövts tas i åtanke vid designen då möjligheten att komma åt överallt är begränsad på utskriften.

Ytterligare nackdelar med 3D-utskrift som upptäcktes var att vatten läckte igenom delarna under höga tryck. Orsaken beror på att delarna är uppbyggda av flera tunna lager av plast och små störningar vid utskriften gör det möjligt för vattnet att tränga sig igenom små springor. I sin tur medför läckaget vidare problem då modellen är gjord i materialet PLA som kan tappa sina materialegenskaper om de sitter i vatten för länge. Om vattnet har trängt in sig i modellens väggar är det svårt att få ut den och modellens livslängd kan bli mycket kortare än planerat. Det påverkade inte våra tester då de gjordes snabbt in på varandra men det skulle kunna bli ett problem i framtiden.

5.2 Diskussion av resultat

I delkapitel nedan diskuteras hur de olika komponenterna har påverkat systemets prestanda, samt vilka åtgärder som hade kunnat förbättra utfallet av testerna. Fokus ligger på att förklara de svårigheter som uppstod under driften, utmaningarna med

att hålla systemet vattenfyllt och de brister som identifierades i löphjulets design.

5.2.1 Motorval och begränsningar i pumpläge

Resultaten från testerna visade att den valda motorn hade stora svårigheter att driva systemet i pumpläge. Vid vissa tillfällen kunde motorn påbörja en kort rotation av löphjulen, men i regel stannade systemet snabbt när det belastades med vatten. När systemet endast innehöll luft eller små mängder vatten kunde däremot ett visst sug uppstå, vilket tyder på att grundprincipen fungerade och att motorn åtminstone kunde övervinna en mindre belastning. Det observerades även att vatten började pressas upp i röret, vilket visar att systemet genererade ett visst tryck trots att kontinuerlig pumpdrift inte kunde uppnås.

Problemen bedöms främst bero på en kombination av otillräckligt vridmoment från motorn och en löphjulsdesign som inte var optimalt anpassad för pumpläge. Den valda motorn var ursprungligen tänkt att fungera både som generator i turbinläge och som driven motor i pumpläge, vilket innebar kompromisser i konstruktionen. För att uppnå fungerande pumpdrift hade det krävts en kraftigare motor eller någon form av växellåda för att öka det tillgängliga vridmomentet. En sådan lösning hade dock medfört ytterligare konstruktionsutmaningar. Större motorer hade varit svåra att integrera direkt i löphjulshuset på grund av storlek, vilket istället hade krävt en extern placering av motorn med kraftöverföring via exempelvis axlar eller kugghjul. En extern placering hade gjort systemet mer komplext samt ökat både kostnad och antalet mekaniska moment som krävts.

Utifrån resultaten bedöms därför den nuvarande designen inte vara praktiskt fungerande för pumpläge utan en omfattande ny design av systemet krävs. För turbinläge kan konceptet däremot fortfarande ha potential att fungera med mindre förändringar och vidare optimering, även om den nuvarande turbinlösningen inte visar några synliga resultat av någon generering.

5.2.2 Vattenfyllning och flödesstabilitet i systemet

En stor utmaning under testerna var att hålla hela systemet konstant vattenfyllt, vilket är särskilt viktigt för drift i pumpläge. Eftersom konstruktionen av testriggen i stor utsträckning var en typ av provisorisk lösning, uppstod återkommande problem med läckage samt svårigheter att upprätthålla en jämn vattennivå vid varierande fallhöjder. Läckaget gjorde det svårt att skapa ett stabilt och kontinuerligt flöde genom systemet. En bidragande faktor till problemen var expansionen i löphjulshuset. I mer konventionella pump- och turbinssystem används vanligtvis mer gradvisa övergångar eller avsmalningar för att undvika områden där luft kan samlas. I den aktuella konstruktionen behövdes dock ett större utrymme i löphjulshuset för att möjliggöra integrering av motorn, vilket resulterade i en relativt stor expansion av flödesarean. En sådan expansion kan orsaka att eventuella luftfickor stannar kvar i systemet, något som troligtvis inträffade under testerna. Luftfickorna bidrog i sin tur till att bryta upp vattenflödet och försämra systemets förmåga att upprätthålla

ett stabilt flöde.

Konsekvensen av problemen blev att löphjulshuset ofta inte var helt vattenfyllt, vilket framförallt försvårade drift i pumpläge men även påverkade turbinläget negativt. En möjlig tillvägagångssätt för att motverka ett sådant problem hade varit att integrera en ventil eller luftningsfunktion i löphjulshuset för att möjliggöra evakuering av luft vid fyllning av systemet. På så sätt hade systemet potentiellt kunnat vattenfyllas mer fullständigt innan drift, vilket troligen hade förbättrat flödesstabiliteten och minskat problemen som är kopplade till luftansamlingar.

5.2.3 Rotationsriktning- och synkronisering av löphjul

Efter att resultatet av testerna inte nådde upp till förväntningarna identifierades några viktiga detaljer med löphjulen som troligtvis bidrog till resultaten av både test ett och två. Några av detaljerna borde upptäckts tidigare och enkelt åtgärdats medans andra hade krävt en djupare studie i design av löphjul.

Den första var att löphjulen inte hade korrekt rotationsvinkel jämfört med vattnets flöde, vilket innebär att löphjulen hade behövt spegelvändas för att fungera korrekt i både turbin och pumpläge. Orsaken är ett förbiseende som gjordes i början av projektet när ALPHEUS (8) studerades samt när löphjulen designades och vinklarna interpolerades från en befintlig CAD modell från ALPHEUS-projektet. Utan överseendet hade en korrigering av löphjulen för att matcha modellens flöde kunnat förbättra resultatet.

Ytterligare en anledning till resultaten kan vara synkroniseringen av de två löphjulen. Teorin bygger på att de första löphjulen skapar virvlar som de andra tar upp för att öka effektiviteten. För att lyckas med virvelupptaget måste de två löphjulen snurra vid de varvtalen som beräknats, vilket var svårt under testerna och utan korrekt synkronisering av löphjulen faller funktionalitet av systemet drastiskt. Anledningen är att motorerna hade fixerade rotationshastighetsnivåer. En lösning för att reglera varvtalen hos löphjulen är att köra olika spänningar genom motorerna för att uppnå önskade varvtal.

5.2.4 Korrekt fungerande sensorer

För att mäta varvtalen under testerna användes halleffektsensorer. Halleffektsensorer fungerade mycket bra och de reagerade pålitligt på de magneter som satt fast i löphjulen och gjorde så det enkelt gick att se hur fort löphjulen snurrade. Sensorerna fungerade även i en fuktig och blöt miljö efter att vatten trängde sig in till motorn och sensorerna under drift. Sensorerna hade därefter täts vid änden med smältlim vilket gjorde att de inte blev vattenskadade. Lösningen med lim riskerar däremot att försämrats i framtiden då smältlim kan degradera och släppa. Även om lim används går det fortfarande snabbt att byta ut en defekt sensorn och fortsätta med användandet av modellen.

5.2.5 Systematiska problem med skalning

Anledningen till att resultaten inte liknade teorin berodde främst på löphjulens utformning och motorns bristande vridmoment. Anledningarna hänger ihop med varandra då det finns ett systematiskt problem med skalningen av denna typen av kontraroterande pumpturbin med motorn inuti röret. För att motorn ska kunna leverera det vridmoment som krävs måste en relativt stor motor användas. Men då får inte motorn längre plats inuti modellen utan att den behöver göras större. Det leder i sin tur till att vridmomentet som krävs ökar eftersom även löphjulen blir större.

En möjlig lösning är att flytta motorn utanför vattenflödet och överföra kraften via axlar och kugghjul. Ett annat alternativ hade varit att föredra användning av växellåda för att öka motorns vridmoment, eftersom det skulle kräva mindre designändringar.

5.3 Samhällsetiska aspekter

I projektet tillverkas en modell av relativt liten skala jämfört med storleken på ett verkligt vattenkraftverk. Modellen har för avsikt att användas i undervisning och laborationer för att undervisa framtida studenter om liknande dubbelriktade pumpturbinsystem. I arbetet är det viktigt att studenter får en rättvis bild av pumpturbinen och att de ska kunna få en bild av hur ett pumpturbinsystem kan se ut. Genom att använda en modell i undervisningen är också förhoppningen att intresset för fossilfria energialternativ, framförallt vattenkraft, ska öka.

Även om materialåtgången är betydligt mindre än vid ett fullskaligt bygge är det ändå viktigt att ha miljöpåverkan i åtanke och därmed försöka minska materialspill i största möjliga mån. Då projektet endast omfattar en modell som ska användas i laborationsmiljö så kommer den inte att ha någon påverkan på ekosystem eller kringliggande bostadsområden.

Vid konstruktion och drift av en dubbelriktad pumpturbin i fullskalig storlek uppstår dock flera samhällsetiska och miljömässiga frågor. Materialval, materialåtgång och spill behöver minimeras. Det är även viktigt att beakta hur konstruktionen av dammar och vattenreservoarer påverkar det lokala området. Konstruktionen kan medföra en ökad risk för översvämning av tidigare torrlagd mark, vilket kan få negativa konsekvenser för miljö och djurliv. Sådan mark kan utgöra livsmiljö för djur som riskerar att skadas vid översvämning, då stora vattenmängder kan förstöra både mark och habitat. Vidare måste påverkan på fiskar och andra vattenlevande organismer beaktas då kraftverket kan påverka fiskvandring och förändra ekosystem.

Det är även viktigt att ta hänsyn till hur lokalsamhället påverkas, eftersom förändringar i miljön och naturen i sin tur påverkar lokalbefolkningen. Inkludering och dialog i planeringsprocessen är därför nödvändiga, både för att möjliggöra välgrundade beslut och ur ett etiskt perspektiv. Sammantaget behöver vattenkraftverkets påverkan på natur, miljö och lokalsamhälle vägas mot den potentiella energiproduk-

tionen samt fördelen av en förnybar energikälla utan direkta utsläpp.

6

Framtida fortsättningsarbeten

Den här delen av rapporten behandlar de viktigaste förutsättningarna för ett möjligt fortsättningsarbete. Avsnittet utgår från de problem, begränsningar och utvecklingsmöjligheter som tidigare identifierats i rapporten och sammanställs. Tidigare resonemang kommer därav upprepas med fokus på framtida vidareutveckling.

Avsnittet är främst avsett för framtida projektgrupper som vill ta vid och fortsätta utvecklingen av modellen. Avsnittet bör därför läsas efter resterande delar av rapporten, eftersom rekommendationerna grundas på rapportens tidigare analyser och observationer. Syftet är att ge en samlad vägledning kring vilka delar av modellen och testuppställningen som bör prioriteras för att uppnå målet på hög nivå.

6.1 Förbättringsutrymmen

Den framtagna pumpturbinmodellen utgör en grund för fortsatt utveckling av en laboratorieanpassad kontraroterande pumpturbin vid låg fallhöjd. För att modellen ska kunna användas mer tillförlitligt i framtida försök behöver arbetet i första hand riktas mot att skapa stabila testförhållanden och minska de praktiska osäkerheter som påverkar mätningarna. Innan analyser av verkningsgrad, effektuttag och driftpunkter kan genomföras bör systemets täthet, mekaniska robusthet och mätbarhet säkerställas.

Fortsatt arbete bör därför inte börja med att optimera turbingeometrin direkt, utan med att förbättra de grundläggande funktionerna som krävs för repeterbara tester. Särskilt viktiga områden är, tätningar, kabelgenomföringar, motorernas driftegenskaper och utformningen av en mer permanent testuppställning. När delarna är tillräckligt robusta kan modellen användas på ett enklare tillvägagångssätt för jämförelser mellan olika löphjulsgeometrier och driftfall.

6.2 Förbättring av tätningar och kabelgenomföringar

Ett prioriterat område bör vara att tidigt integrera tätningar i systemet. Tätningarnas funktion är avgörande eftersom läckage inte bara påverkar flödesförhållandena, utan kan även störa mätningar och riskera skada den externa elektroniken. Tätningsslösningarna bör därför behandlas som en central del av konstruktionen snarare

än som en kompletterande detalj.

Framtida arbete bör inkludera noggrannare dimensionering av O-rings spårerna med hänsyn till toleranser, kompressionsgrad och kontaktryck. Ytan på tätningsytorna bör förbättras, särskilt eftersom 3D-utskrivna ytor kan ha ojämnheter som försämrar tätningens funktion. Kabelingångarna bör dessutom ersättas eller kompletteras med dedikerade vattentäta kabelgenomföringar, för att minska risken för läckage, samtidigt göra systemet enklare att demontera, justera och återmontera. Lim bör undvikas för att behålla moduläritet.

6.3 Utveckling av en permanent testuppställning

En mer permanent och standardiserad testuppställning bör utvecklas för att minska variationer mellan olika försök. En sådan uppställning bör utformas så att komponenter kan bytas ut utan att hela systemet behöver demonteras. Det gäller särskilt komponenter såsom löphjul, motorhus, tätningar och sensorer, eftersom delarna är centrala vid fortsatt utveckling och jämförande mellan tester.

Testuppställningen bör även innehålla fasta infästningar för slangar, reservoarer, elektronik och mätinstrument. Vilket kan göra testförhållandena mer konstanta mellan olika tester, vilket förbättrar möjligheten att jämföra resultatet från olika konstruktionsvarianter och minskar behovet av flera laboranter vid testförsöken. En standardiserad rigg skulle minska risken för monteringsfel och mekaniska skador på komponenterna.

6.4 Motorundersökning

Motorernas driftegenskaper bör kartläggas separat innan de används i den kompletta pumpturbinmodellen. En sådan testning bör omfatta rotationshastighet vid olika spänningar, belastningar och driftfall. En kartläggning skulle ge tydligare underlag för att bedöma motorernas faktiska begränsningar och kapacitet. Speciellt vid montering av löphjul på motorerna.

6.5 Löphjul och flödesgeometri

Löphjulens geometri bör vidareutvecklas genom systematiska jämförelser mellan olika konstruktionsvarianter. Relevanta parametrar är exempelvis bladvinkel, bladantal, löphjulsdiameter och avstånd mellan de två kontraroterande löphjulen. Eftersom modellen är avsedd för drift vid låg fallhöjd blir systemet särskilt känsligt för hydrauliska förluster, flödesstörningar och ineffektiv geometri. Vilket resulterar i att löphjulens utformning blir en av de mest avgörande aspekterna för potentiell framtida utveckling och prestanda. Utformningen av löphjulsbladen bör vara i centralt fokus vid framtida konstruktioner, då små förändringar i bladens geometri kan ha stor påverkan på flödesbeteende. Resultaten från projektet indikerar att den nuva-

rande bladutformningen sannolikt inte är tillräckligt optimerad för vare sig stabil pumpdrift eller effektiv energiutvinning i turbinläge. Ett större fokus på optimering av bladprofiler, bladvinklar och bladens relativa placering hade därför därav sannolikt kunnat förbättra systemets prestanda avsevärt.

Framtida tester bör därför genomföras med flera löphjulsgeometrier under samma driftförhållanden. Det skulle möjliggöra analys över hur geometriska förändringar påverkar rotationshastighet, flödesbeteende och eventuell energiutvinning. Vidare utveckling kan även kompletteras med en CFD-analys för vidare optimering.

Slutsats

Projektet har varit lärorikt och utökat kunskapen inom vattenkraftteknik, hydraulik och turbomaskineri. Arbetet har omfattat hela kedjan från teoretiska beräkningar och CAD-modellering till fysisk konstruktion och experimentell testning. Sammantaget har projektet bidragit till en djupare förståelse för de utmaningar som uppstår när ett tekniskt system realiseras i praktiken. Testresultaten visade dock att systemet i sin nuvarande form inte fungerar tillfredsställande, och flera grundläggande aspekter behöver ses över innan en acceptabel prestandamätning kan genomföras. Exempelvis visades begränsningar i form av otillräckligt vridmoment från motorn, brister i löphjulsdesignen samt svårigheter att hålla systemet helt vattenfyllt.

Sammanfattningsvis har projektet lagt en värdefull grund för fortsatt arbete. De tekniska utmaningarna gällande löphjulsdesign, testuppställning och motorprestanda måste dock adresseras innan systemets prestanda kan utvärderas på ett tillförlitligt sätt.

Litteraturförteckning

- [1] Regeringskansliet, “Klimat och energi – regeringens prioriteringar,” 2024, hämtad: 2026-04-20. [Online]. Available: <https://www.regeringen.se/regeringens-politik/regeringens-prioriteringar/klimat-och-energi/om-regeringens-prioritering-klimat-och-energi/>
- [2] Naturskyddsföreningen, “Framtidens energi,” 2021. [Online]. Available: <https://www.naturskyddsforeningen.se/faktablad/framtidens-energi/>
- [3] Svenska kraftnät, “Elstatistik för sverige 2025,” 2025, hämtad: 2026-04-20. [Online]. Available: <https://www.svk.se/om-kraftsystemet/kraftsystemdata/elstatistik/>
- [4] Vattenfall AB, “Vattenkraftens historia och utveckling,” 2026. [Online]. Available: <https://energyplaza.vattenfall.se/blogg/vattenkraftens-historia-och-utveckling>
- [5] Vattenfall AB., “Energiomställningen,” u.å. [Online]. Available: <https://energyplaza.vattenfall.se/energiomstallningen#chapter-block-vattenkraft---det-storsta-fornybara-energislaget-inom-eu>
- [6] Beevers, D and Branchini, L and Orlandini, V and De Pascale, A and Perez-Blanco, H, “Pumped hydro storage plants with improved operational flexibility using constant speed francis runners,” 2015, hämtad: 2026-04-16. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261914010137#ab010>
- [7] J. Hoffstaedt, A. J. Laguna, R. A. Ruiz, D. Schürenkamp, N. Goseberg, D. P. K. Truijen, J. D. M. D. Kooning, K. Stockman, J. Fahlbeck, and H. Nilsson, “Analysis of a contra-rotating pump–turbine for low-head applications: An experimental study and numerical comparison,” Energy Conversion and Management, vol. 341, p. 119950, 2025, hämtad: 2026-04-16.
- [8] ALPHEUS Consortium, “Alpheus project,” 2021, hämtad: 2026-04-16. [Online]. Available: <https://alpheus-h2020.eu>
- [9] ALPHEUS Consortium (2), “About the project – ALPHEUS H2020,” 2020, hämtad: 2026-04-16. [Online]. Available: <https://alpheus-h2020.eu/about/>
- [10] Chalmers tekniska högskola. (2023) Laboratory of fluids and thermal

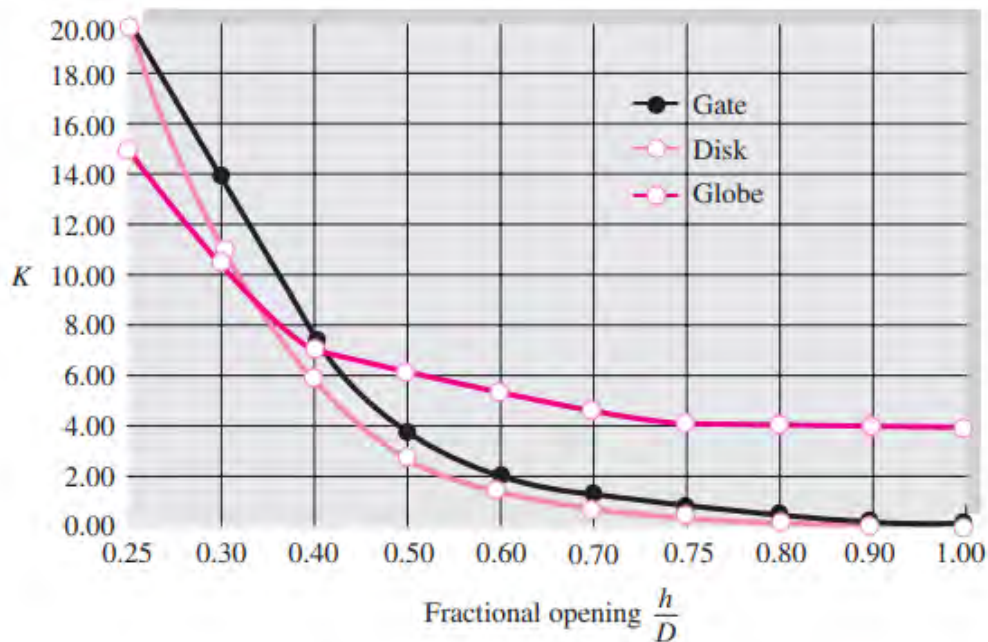
- science. Hämtad: 2026-05-05. [Online]. Available: <https://www.chalmers.se/en/infrastructure/chalmers-laboratory-of-fluids-and-thermal-science/>
- [11] F. M. White, Fluid Mechanics, 7th ed. McGraw-Hill, 2011, hämtad: 2026-04-16.
- [12] Libre text physics, “12.1: Flow rate and its relation to velocity,” 2022, hämtad: 2026-03-23. [Online]. Available: [https://phys.libretexts.org/Bookshelves/College_Physics/College_Physics_1e_\(OpenStax\)/12%3A_Fluid_Dynamics_and_Its_Biological_and_Medical_Applications/12.01%3A_Flow_Rate_and_Its_Relation_to_Velocity](https://phys.libretexts.org/Bookshelves/College_Physics/College_Physics_1e_(OpenStax)/12%3A_Fluid_Dynamics_and_Its_Biological_and_Medical_Applications/12.01%3A_Flow_Rate_and_Its_Relation_to_Velocity)
- [13] ScienceDirect, “Hydraulic loss,” 2019, hämtad: 2026-03-11. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/hydraulic-loss>
- [14] Grigori I Krivchenko, Hydraulic Machines: Turbines and Pumps. Lewis Publishers, 1993, pp. 22–30, hämtad: 2026-04-16. [Online]. Available: <https://www.scribd.com/document/517882847>
- [15] J. M. K. C. Donev et al. (2024) Energy education. Hämtad: 2026-04-16. [Online]. Available: <https://energyeducation.ca>
- [16] Inch by Inch. (u.å.) Pelton turbine pictorial. CC-BY-NC. 2026-04-20. [Online]. Available: <https://inchbyinch.de/pictorial/pelton-turbine/>
- [17] E. Nilsson, I. Nilsson, O. Thulin, and S. Samuelsson, “Förbättring av francisturbin: Genom teoretiska, experimentella och numeriska studier,” Institutionen för Tillämpad mekanik, Avdelningen för Strömningslära, Chalmers tekniska högskola, Göteborg, Sverige, Kandidatarbete 2010:06, 2010, hämtad: 2026-04-20.
- [18] Inch by Inch (2). (2019) Francis turbine. CC-BY-NC. 2026-04-20. [Online]. Available: <https://inchbyinch.de/pictorial/francis-turbine-2/>
- [19] Wang, Zhengwei and others, “Kaplan turbines,” u.å., hämtad: 2026-05-03. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/kaplan-turbines>
- [20] Khoddami, Amirhossein and others, “Numerical parametric study of a kaplan turbine incorporated with a sub runner considering analysis of hydraulic dissipation,” 2025, hämtad: 2026-05-03. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2590123025002191?via%3Dihub>
- [21] Voith Hydro Power Generation. (2005) Schnittzeichnung lauftrad kaplan-turbine (9,5 m durchmesser, yacyretá). Via Wikimedia Commons. Licens: Creative Commons CC BY-SA 3.0 samt GNU Free Documentation License (GFDL). 2026-04-20. [Online]. Available: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:S_vs_kaplan_schnitt_1_zoom.jpg
- [22] I. Kassanos, V. Alexopoulos, and J. S. Anagnostopoulos, “Design verification of a reversible Deriaz turbine with increased efficiency and improved fish

- friendly characteristics,” Applied Energy, vol. 372, 2024, hämtad: 2026-05-06. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261924010869>
- [23] R. Tao, X. Song, and Y. Changliang, “Pumped storage technology, reversible pump turbines and their importance in power grids,” Water, vol. 14, no. 21, p. 3569, 2022, hämtad: 2026-04-16.
- [24] E. B. Prasasti, M. Aouad, M. Joseph, M. Zangeneh, and K. Terheiden, “Optimization of pumped hydro energy storage design and operation for offshore low-head application and grid stabilization,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 191, p. 114122, 2024, hämtad: 2026-05-05.
- [25] Python Software Foundation, “Python programming language,” 2025, hämtad: 2026-04-12. [Online]. Available: <https://www.python.org>
- [26] S. L. Dixon and C. Hall, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 5th ed. Butterworth-Heinemann, 2005, hämtad: 2026-05-03.
- [27] S. Mashalkar and S. P. Nagdewe, “Numerical investigation on the friction factor estimation for laminar and turbulent flow in smooth pipe,” in Advances in Materials Processing and Manufacturing Applications, 2021, hämtad: 2026-05-08.
- [28] Engineering toolbox, “Surface roughness coefficients,” 2003, hämtad: 2026-03-22. [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/surface-roughness-ventilation-ducts-d_209.html
- [29] S. L. Dixon and C. A. Hall, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 6th ed. Butterworth-Heinemann, 2010, hämtad: 2026-05-05.
- [30] ŠKORPÍK, Jiří, “Flow of gases and steam through diffusers,” p. 5.6, 2023, hämtad: 2026-04-16. [Online]. Available: <https://fluid-dynamics.education/flow-of-gases-and-steam-through-diffusers.html>
- [31] Författarna, “Material uppladdat på google drive,” 2026, hämtad: 2026-05-05. [Online]. Available: https://drive.google.com/drive/folders/1Tm_f7pWY6r0a5xO7AS7RKAotzDsILZhD?usp=sharing
- [32] PTC Inc., “Onshape — full-cloud CAD,” 2024, hämtad: 2026-05-06. [Online]. Available: <https://www.onshape.com>
- [33] Prusa Research. (2026) Prusa core one support. Hämtad: 2026-05-04. [Online]. Available: <https://help.prusa3d.com/product/core-one>
- [34] Snapmaker. (2026) Support snapmaker u1. Hämtad: 2026-05-04. [Online]. Available: <https://support.snapmaker.com/hc/en-us/categories/36087874981527-Snapmaker-U1>

- [35] Prusa Research. (2026) Prusa slicer. Hämtad: 2026-05-04. [Online]. Available: <https://www.prusa3d.com/p/prusaslicer/>
- [36] Orca Slicer. (2026) Orca slicer. Hämtad: 2026-05-04. [Online]. Available: <https://orca-slicer.com/>
- [37] Gothenburg 3D-printing. (u.å.) Pla: Det miljövänliga alternativet. Hämtad: 2026-05-04. [Online]. Available: <https://www.gbg3dprinting.se/sv/MATERIAL/PLA/>

A

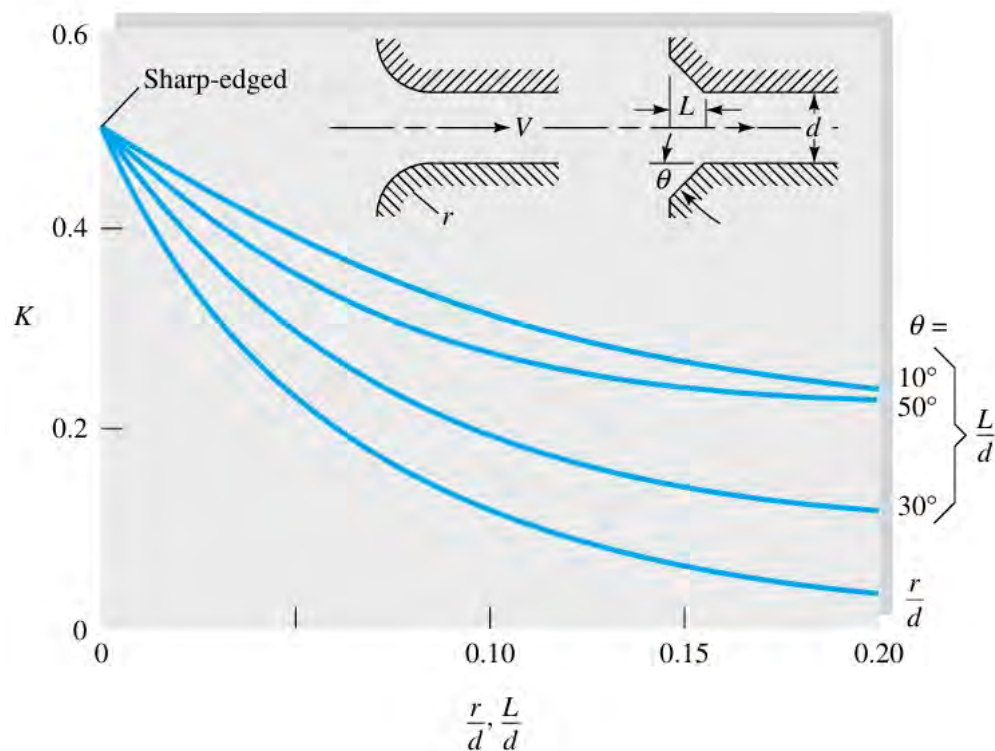
Bilagor - Beräkningar och parametrar



Figur A.1: Medelförlustkoefficienter för delvis öppna ventiler (Fig. 6.18b). Återgiven från (11, s. 370).

Tabell A.1: Förlustkoefficient K för gradvis kontraktion vid olika konvinklar. Bearbetad efter (11, s. 374).

Konvinkel 2θ [°]	30	45	60
K för gradvis kontraktion	0,02	0,04	0,07



Figur A.2: Förlustkoefficienter vid in- och utlopp: (b) rundade och fasade inlopp. Utloppsförlustkoefficienten är $K = 1,0$ oberoende av utformning. Återgiven från Fig. 6.21b i (11, s. 372).

Tabell A.3: Materialegenskaper för olika ämnen, samt övriga parametrar

Parameter	Värde	Formel
Densitet av vatten ρ	998 [kg/m ³]	
Viskositet av vatten μ	0.001 [kg/ms]	
Absolut ytjämnhet för PVC	ε	1.5×10^{-6} [m]
Tyngdacceleration g	9.82 [m/s ²]	

Tabell A.2: Geometriska parametrar för systemet

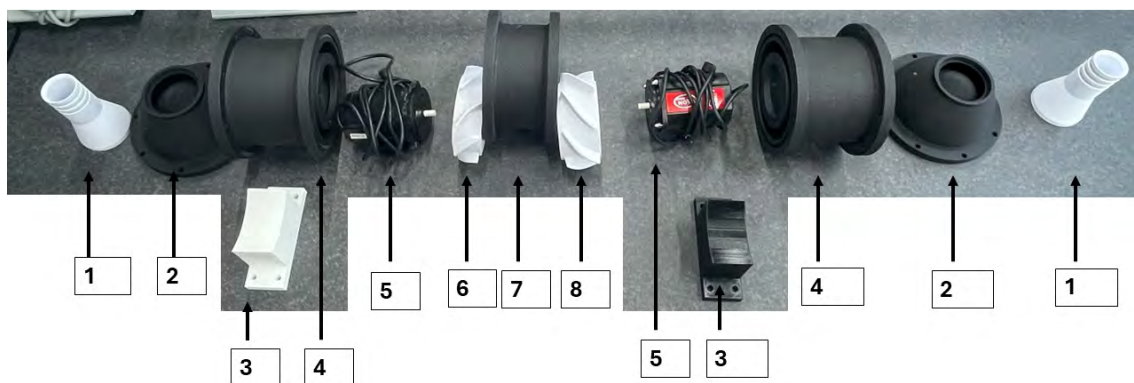
Parameter	Värde	Formel
Standardslangens diameter d_1	50 [mm]	
Löphjulshusets diameter d_2	150 [mm]	
Motorhusets diameter d_3	115.5 [mm]	
Expansionstratt yttre diameter d_{A1}	70 [mm]	
Expansionstratt inre diameter d_{A2}	50 [mm]	
Effektiv diameter i löphjulshus (1) $d_{2,\text{eff},1}$	34,5 [mm]	(3.1)
Effektiv diameter i löphjulshus (2) $d_{2,\text{eff},2}$	95,7 [mm]	(3.2)
Medeldiameter i löphjulshus $\bar{d}_1$	52.25 [mm]	(3.3)
Medeldiameter i expansionstratt $\bar{d}_2$	60 [mm]	(3.4)
Slanglängd innan löphjulshus L_1	1800 [mm]	
Slanglängd efter löphjulshus L_2	200 [mm]	
Löphjulshus längd huvudstycke $L_{\text{löp},1}$	375 [mm]	
Löphjulshus längd expansion $L_{\text{löp},2}$	97.5 [mm]	
Expansionstratt längd huvudstycke $L_{\text{exp},1}$	8 [mm]	
Expansionstratt längd expansion $L_{\text{exp},2}$	72.25 [mm]	
Ythöjd i reservoar 1 z_1	2 [m]	
Ythöjd i reservoar 2 z_2	0 [m]	
Böjradie R	75 [mm]	$R \cdot d_1$
Löphjulsradie r	75 [mm]	
Expansionvinkel i löphjulshus θ_1	15 °	
Expansionvinkel i expansionstratt θ_2	15 °	

Tabell A.4: Beräknade strömningsparametrar för respektive sektion

Sektion (%)	Radie (m)	u_1 (m/s)	u_2 (m/s)	Swirl (m/s)
0	0.0578	1.15	0.86	8.53
20	0.0612	1.22	0.92	8.05
40	0.0646	1.29	0.97	7.62
60	0.0681	1.36	1.02	7.24
80	0.0716	1.43	1.07	6.89
100	0.0750	1.49	1.12	6.57

B

Bilagor - Komponenter och delar



Figur B.1: Komponentuppställning med sifferidentifiering med förklaringar tillhörande i tabell B.1.

Tabell B.1: Komponentlista för pumpturbinmodellens illustrerade delar. Komponenterna med nummer 1–8 visas i Figur B.1.

Nr	Komponent	Antal	Kommentar
1	Expansionsträtt	2	Leder flödet mellan slang och till systemet.
2	Motorhuslock	2	Lock till motorhus.
3	Supportställning	2	Stödstruktur som håller systemet på plats och i rätt position.
4	Motorhusbas	2	Basdel till motorhus där den vattentäta motorn placeras och fixeras.
5	Vattentät motor	2	Kan agera som generator i turbinläge eller som motor i pumpläge.
6	Lilla löphjulet	1	Mindre rotor placerad i löphjulshuset och kopplad till en av motorerna.
7	Löphjulshus	1	Del där löphjulen befinner sig bakom och där energioverföringen mellan vattenflöde och rotor sker.
8	Stora löphjulet	1	Större rotor placerad i löphjulshuset och kopplad till en av motorerna.

Tabell B.2: Övriga komponenter som ingår i pumpturbinsystemet och testtriggen, men som inte illustreras i Figur B.1.

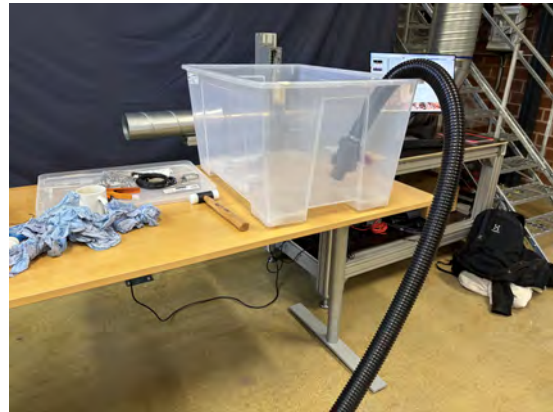
Nr	Komponent	Antal	Kommentar
9	O-ringar	4	Tättningsringar med innerdiameter 165 mm, ytterdiameter 172 mm och tjocklek 3,5 mm.
10	Halleffektsensor	2	Sensorer för registrering av löphjulens rotation med hjälp av passerande magneter.
11	Magneter	4	Magneter med diameter 5 mm och höjd 1,5 mm, monterade på stora och lilla löphjulet för att möjliggöra rotationsmätning.
12	Skrivar	32	M8-skrivar i rostfritt stål för montering och sammanfogning av komponenter.
13	Muttrar	32	M8-muttrar i rostfritt stål som används tillsammans med skruvarna.
14	Slang, 2 meter	1	Kortare flexibel plastslang för anslutning mellan vattenreservoar och expansionsträtt.
15	Slang, 5 meter	1	Längre flexibel plastslang för anslutning mellan vattenreservoar och expansionsträtt
16	Slangklämma	2	Används för att fästa slangarna mot anslutningarna och minska risken för läckage.
17	Oscilloskop	2	Mätinstrument för avläsning av signaler från halleffektsensorerna vid rotationsmätning.
18	Vattenreservoar	2	Övre och nedre reservoar som skapar nivåskillnaden i testtriggen.

C

Bilagor - Laborationsmaterial



(a) Övre reservoar i test 1, vy 1.



(b) Övre reservoar i test 1, vy 2.



(c) Nedre reservoar i test 1.



(d) Elektronik och mätutrustning i test 1.

Figur C.1: Dokumentation av reservoarer, slangdragning och elektronik under test 1. Bilderna visar placeringen av övre och nedre reservoar samt den elektronik och mätutrustning som användes vid försöket.



(a) Placering av löphjulshus i test 1.



(b) System efter ytterligare tätning i test 1.

Figur C.2: Dokumentation av pumpturbinmodellens placering och tätning under test 1. Bilderna visar löphjulshusets placering i testriggen samt systemets utseende efter kompletterande tätning.



(a) Placering av löphjulshus i test 2.



(b) Elektronik, motorhastighetsreglerare och mätinstrument i test 2.

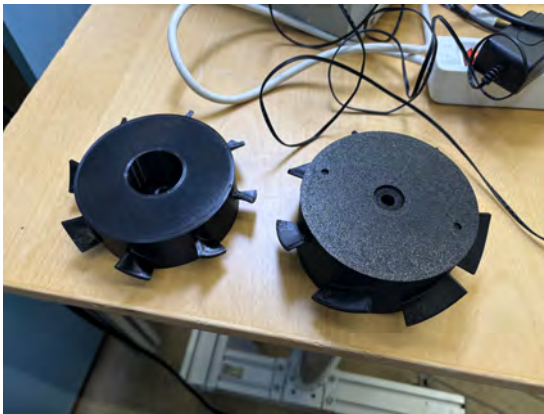


(c) Nedre reservoar och utlopp i test 2.



(d) Övre reservoar i test 2.

Figur C.3: Dokumentation av testrigg, reservoarer och elektronik under test 2. Bilderna visar löphjulshusets placering, elektronikuppställningen samt den övre och nedre reservoaren som användes vid försöket.



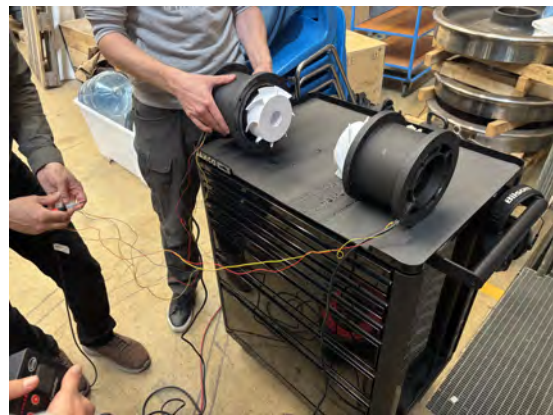
(a) Nya löphjul i test 2.



(b) Pumplägemoment i test 2.



(c) Nya distanser och tätningssringar i test 2.



(d) Testmoment där signaler från löphjulens rotation testas.

Figur C.4: Dokumentation av modifierade komponenter och funktionsprov under test 2. Bilderna visar de nya löphjulen, test i pumpläge, tätning med distanser och tätningssringar samt kontroll av signaler från löphjulens rotation.



(a) Motor och dess typskylt.



(b) Motor i helhet.

Figur C.5: Motorer använda i pumpturbinmodellen. Bilderna visar motorns typskylt samt motorns övergripande utformning.

AI-användning

Under kandidatarbetet användes AI-verktyg som ett stödjande hjälpmedel i flera delar av arbetsprocessen. Nedan beskrivs de huvudsakliga användningsområdena:

- **Dokumentstruktur och L^AT_EX-kod** - AI användes för att generera LateX-kod för struktur på tabeller och bilagor för att effektivisera och påskynda det tekniska latexarbetet på rapporten.
- **Snabbsökning i rapporten** - Mot slutet av kandidatarbetets har AI används för att hitta och markera betydande grammatik och informationsfel som skrivits i texten. Till exempel skrivsätt som att undvika ord som exempelvis ”detta” eller formler och fakta som inte är försvarbart, för att då kunna kontrollera felet en extra gång. Även för att undvika upprepande ord användes AI att söka igenom ordanvändningen.
- **Informationssökning** - AI användes för informationssökning genom frågor med avsikt att AI:n delar med sig av de direkta källorna som den använde för vidareläsning om informationen verkar relevant till arbetet. Vilket effektiviserar tidsanvändningen genom filtrering av onödiga källor.

Författarnas bidrag

Nedanstående tabell beskriver varje författares huvudsakliga bidrag till kandidatarbetet. Samtliga författare bidrog till rapportskrivandet samt deltog aktivt i samtliga genomförda tester.

Författare	Bidrag
Jonathan Allgurén	Har haft ansvar över rapportens övergripande upplägg och struktur samt säkerställde ett sammanhängande och konsekvent språk. Bidrog även till rapportskrivandet och deltog aktivt i samtliga tester.
Ognjen Lazarevic	Har ansvarat för utvecklingen av beräkningskoden i Python och genomförde de matematiska och hydrauliska beräkningar som låg till grund för dimensioneringen av systemet. Bidrog också till rapportskrivandet och deltog aktivt i samtliga tester.
Filip Liljedahl	Har ansvarat för det administrativa som exempelvis loggbok, planeringsdagbok och bokningar. Har även varit en del av beräkningar som gjordes samt bidrog till rapportskrivandet och deltog aktivt i samtliga tester.
Daniel Rydholm Back	Haft ansvar för litteraturstudie för beräknings- och faktaunderlag. Bidrog till rapportskrivandet och deltog aktivt i samtliga tester.
Agnes Sundström	Haft ansvar att samla information och hittat källor, samt bidragit mycket i den teoretiska delen och bakgrund. Bidrog även till rapportskrivandet och deltog aktivt i samtliga tester.
Simon Wretborn	Har ansvarat för CAD-modelleringen av systemets samtliga komponenter i Catia V5 samt ledde arbetet med 3D-utskrift och fysisk konstruktion av pumpturbinmodellen. Bidrog även till de matematiska beräkningarna, rapportskrivandet och deltog aktivt i samtliga tester.

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2026

www.chalmers.se



CHALMERS