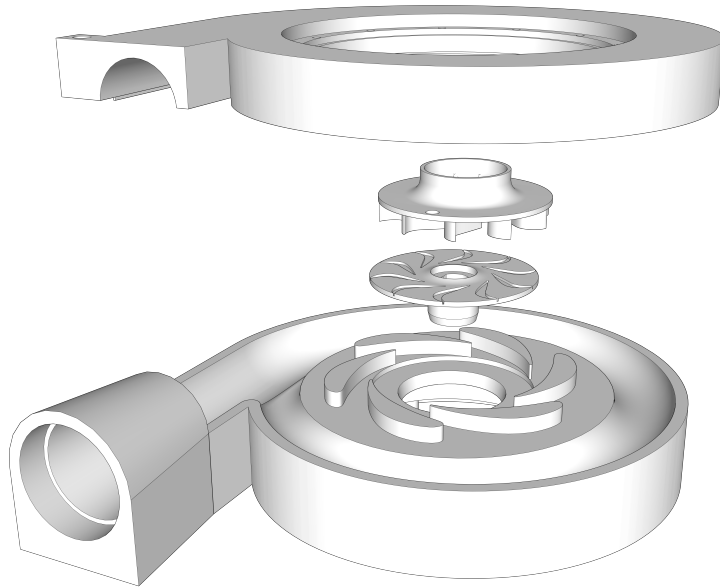




CHALMERS



Modellering av reversibel Francisturbin

En experimentell studie av 3D-utskrivna turbinkomponenter för undervisningsändamål

Kandidatarbete inom institutionen för mekanik och maritima vetenskaper

Maria Alhayek
Birger Arvidsson
Erik Arvidsson
Tage Söderberg Betten
Adam Jonsson
Sara Al Masri

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg 2026

www.chalmers.se

KANDIDATARBETE 2026

Modellering av reversibel Francisturbin

En experimentell studie av 3D-utskrivna turbinkomponenter för
undervisningsändamål

Maria Alhayek
Birger Arvidsson
Erik Arvidsson
Tage Söderberg Betten
Adam Jonsson
Sara Al Masri



CHALMERS

Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg 2026

Modellering av reversibel Francisturbin

En experimentell studie av 3D-utskrivna turbinkomponenter för undervisningsändamål

Maria Alhayek

Birger Arvidsson

Erik Arvidsson

Tage Söderberg Betten

Adam Jonsson

Sara Al Masri

© Maria Alhayek

Birger Arvidsson

Erik Arvidsson

Tage Söderberg Betten

Adam Jonsson

Sara Al Masri, 2026.

Handledare: Håkan Nilsson, Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper

Examinator: Valery Cernoray, 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: Enkel sprängskiss på vår modell av Francis pump och turbin, av författarna, licensierad under CC BY 4.0.

Skriven i L^AT_EX

Göteborg 2026

Abstract

The purpose of this project was to design and test a demonstration model of a pumped-storage hydropower plant based on a Francis turbine, with a focus on evaluating whether 3D-printed components could be used in the construction. A major advantage during the project was the ability to quickly print new parts when problems occurred. This made it possible to test several design iterations of the turbine in order to improve its assembly and overall function. The turbine components were manufactured using both PLA and PETG. Some of the printed parts were also post-processed by sanding and adjusting tolerances to reduce friction losses.

The experimental results showed that the model could operate to a limited extent, but several factors affected its performance and the reliability of the measurements. Air in the system caused unstable flow conditions, while dimensional inaccuracies in the printed parts led to additional friction and uneven rotation of the runner. The available test rig also lacked sufficient measurement equipment for a more detailed evaluation of the system's hydraulic performance. Since only a limited number of tests were carried out, the results should be seen as an initial indication of the model's function rather than a complete performance assessment.

Based on the current setup, the model cannot yet be verified as a fully reliable reversible turbine (PAT) or as a complete educational demonstration unit. However, the results indicate that the concept is feasible and has the potential for further development. Future work should focus on improving the sealing, reducing friction, developing the test rig, and performing additional measurements in order to evaluate parameters such as rotational speed and overall system performance.

Sammanfattning

Syftet med arbetet var att konstruera och testa en demonstrationsmodell av ett pumpkraftverk baserat på en Francisturbin genom att undersöka möjligheten att använda 3D-skrivning. En stor fördel under projektet var möjligheten att snabbt kunna skriva ut nya komponenter när problem uppstod, vilket möjliggjorde flera iterationer av turbinen med målet att förbättra funktionen med avseende på montering och täthet. Turbinens delar tillverkades i både PLA och PETG, och vissa komponenter av turbinen bearbetades efter utskrift genom slipning samt justering av toleranser för att minska friktionsförluster.

Samtidigt fanns det flera begränsningar som påverkade resultaten. Det förekom luft i systemet vilket gjorde att flödet inte alltid var helt stabilt. Precisionen hos de 3D-printade komponenterna påverkade systemets funktion eftersom vissa toleranser gav upphov till extra friktion samt ojämn rotation. Den nuvarande testtriggen hade dessutom inte tillräcklig mätutrustning för att genomföra mer avancerade analyser av systemets prestanda. Antalet genomförda tester var även begränsat vilket ger osäkerheter i resultatet.

I nuvarande läge kan det därför inte säkerställas att modellen fungerar som en komplett reversibel turbin eller som demonstrationsmodell på grund av begränsningar i testtriggens uppsättning. Resultaten visar däremot att konstruktionen fungerar till viss del och att konceptet är möjligt att genomföra. Däremot är det svårt att med säkerhet säga att modellen i sitt nuvarande utförande är tillräckligt tillförlitlig för utbildningssyfte. För att detta ska vara möjligt krävs fler experimentella tester med bättre mätutrustning och förbättrad tätning av systemet. Turbinens funktion behöver testas med en mer utvecklad testtrigg för att kunna analysera parametrar såsom verkningsgrad och varvtal.

Tillkännagivande

Detta kandidatarbete har genomförts under vårterminen 2026 vid institutionen för mekanik och maritima vetenskaper på Chalmers tekniska högskola. Vi vill rikta ett stort tack till vår handledare Håkan Nilsson och vår examinator Valery Cernoray. Ni har bidragit med värdefull vägledning, givande diskussioner och det engagemang som visats under hela projektets gång.

Nomenklatur

Nedan presenteras de storheter, grekiska symboler, index och förkortningar som används i rapporten.

Storheter och variabler

A	Tvärsnittsarea [m ²]
b	Bredd
CV	Kontrollvolym (eng. <i>control Volume</i>)
CS	Kontrollyta (eng. <i>control surface</i>)
D	Rörets inre diameter [m]
f	Friktionsfaktor
g	Tyngdacceleration [m/s ²]
H	Fallhöjd [m]
h_f	Strömningsförlust på grund av friktion (friktionsförlust) [m]
h_m	Lokala förluster (engångsförluster i krökar etc.) [m]
Δh_{tot}	Totala strömningsförluster i systemet [m]
K_m	Förlustfaktor (enhetslös koefficient för lokala förluster)
L	Rörets längd [m]
M_0	Vridmoment [Nm]
N	Antal (magneter)
n	Varvtal
P	Effekt [W]
Q	Volymflöde [m ³ /s]
r	Radie [m]
$\vec{r}$	Lägesvektor
u	Rotationshastighet
T	Vridmoment [Nm]
v	Vattnets strömningshastighet [m/s]
$\vec{V}$	Hastighetsvektor
V	Hastighet

Grekiska symboler

α	Vinkel [°]
β	Bladvinkel [°]
η	Verkningsgrad [Enhetslös]
μ	Dynamisk viskositet för vätska [$kg/m \cdot s$]
ν	Kinematisk Viskositet [μ/ρ]
π	Pi
ρ	Vattnets densitet [kg/m^3]
ω	Vinkelhastighet [rad/s]

Index

<i>avg</i>	genomsnittlig (eng. <i>average</i>)
<i>in</i>	Tillförd (t.ex. P_{in})
<i>ut</i>	Utgående (t.ex. P_{ut})
<i>d, crit</i>	Kritiskt flöde (eng. Critical)
<i>f</i>	Friktion
<i>gen</i>	Generator
<i>hyd</i>	Hydraulisk
<i>loss</i>	Förlust
<i>m</i>	Mindre (från engelskans minor losses)
<i>mek</i>	Mekanisk
<i>n1</i>	Normal 1
<i>n2</i>	Normal 2
<i>st</i>	Stationär
<i>t1</i>	Tangent 1
<i>t2</i>	Tangent 2
<i>tot</i>	Totalt
<i>turbin</i>	Turbin

Förkortningar

CAD	Datorstödd konstruktion (eng. <i>Computer Aided Design</i>)
PAT	Pump tillika turbin (eng. <i>Pump-as-turbine</i>)
FDM	Smälttrådsmetod, metod av additiv tillvekning (eng. <i>Fused Deposition Modeling</i>)
mvp	Meter vattenpelare (tryckenhet, $1 \text{ mvp} \approx 9,81 \text{ kPa}$)
PETG	Polyetylentereftalatglykol (filament för 3D-skrivning)
PLA	Polylaktid (filament för 3D-skrivning)
rpm	Varv per minut (eng. <i>Rotations Per Minute</i>)
STL	Stereolitografi (filformat för 3D-utskrift)
TPU	Termoplastisk Polyuretan (elastiskt Utskriftsmaterial)

Innehåll

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Tidigare arbeten	2
1.3	Mål och Syfte	3
1.4	Avgränsningar	3
1.5	Miljö och samhällsliga aspekter	4
2	Teori	6
2.1	Pumpkraftverk	6
2.2	Pumpar	6
2.3	Turbiner	7
2.3.1	Funktion och uppbyggnad av Francisturbin	7
2.3.2	Turbomaskiner	8
2.4	Rörströmning och flöde	8
2.5	Effekt och verkningsgrad	10
2.6	Kavitation	11
2.7	Additiv tillverkning	11
2.7.1	Överhäng, stöd och lagerriktning	12
2.7.2	Tolerans och krympning	13
2.7.3	Tillverkning i elastiska material	13
3	Metod	15
3.1	Teoretisk beräkning	15
3.1.1	Fallhöjd	15
3.1.2	Varvtal och vridmoment	15
3.2	Tillverkning och modellering av prototyp	17
3.2.1	Test av efterbehandling	17
3.2.2	Initiala funktionstester	17
3.3	Experimentella tester av pump- och turbinläge	17
3.4	Magnetisk varvtalsmätning	19
4	Resultat	21
4.1	Teoretisk beräkning	21
4.2	CAD-Modeller och iterationssteg	22
4.3	Slutgiltig montering och konstruktion	23
4.4	Tillverkningsresultat och funktionstester	24
4.5	Test i pumpläge	25
4.6	Test i turbinläge	26
5	Diskussion	29
5.1	Teoretisk beräkning	29
5.2	Modellering	30
5.3	Tillverkning	30
5.4	Test i pumpläge	31
5.4.1	Mätosäkerheter för pumptester	31

5.5	Test i turbinläge	32
5.5.1	Mätosäkerheter för turbintester	32
5.6	Framtida arbete	33
5.6.1	Framtida modellering	33
5.6.2	Framtida pumptester	33
5.6.3	Framtida turbintester	34
Slutsats		37
Användning av generativ artificiell intelligens (AI)		39
Arbetsfördelning		41
Bilagor		I
A Varvtalsdata turbinläge		I
B MATLAB-resultat för turbin		II
C MATLAB-resultat för pumpläge		V
D Modellbilder		VIII

1 Inledning

Elektrisk energi är en viktig del av dagens samhälle och behovet av effektiva energisystem ökar i takt med att energianvändningen förändras. När elproduktionen från väderberoende källor såsom vindkraft och solkraft varierar ökar behovet av lösningar som kan bidra till balans mellan produktion och förbrukning. Energimyndigheten beskriver i rapporten "Vattenkrafttätt flexibilitet i elsystemet förväntas få ökad betydelse i framtiden (Brändström & Gustafsson, 2024). Pumpkraftverk är därför en viktig del av framtidens energisystem eftersom de kan bidra till flexibel energilagring i elsystemet och ökad användning av förnybar energi enligt International Hydropower Association i deras digitala faktablad Pumped storage hydropower"International Hydropower Association (u.å.). Därmed blir pumpkraftverk ett relevant område att studera och utveckla.

Inom teknisk utbildning kan det ibland vara svårt att förstå hur pumpkraftverk fungerar i praktiken enbart genom teoretiska studier. Det finns därför ett behov av modeller i mindre skala som används för demonstration och laborationer istället för fullskaliga pumpkraftverk. Samtidigt är det oklart om en fungerande modell kan tillverkas med hjälp av de tillgängliga material och tillverkningsmetoder som till exempel 3D-skrivning (eng. *3D-printing*). Mot denna bakgrund genomförs detta projekt för att undersöka om en sådan modell fungerar för praktisk användning i undervisning.

1.1 Bakgrund

Elektrisk energi blir en allt viktigare resurs i takt med att Sverige och resten av världen ställer om till ett fossilfritt energisystem. Lagring av elektrisk energi utgör i denna omställning en central utmaning (Brändström & Gustafsson, 2024). En möjlig lösning på detta är pumpkraftverk, där energi lagras genom att vatten pumpas till en högre nivå och därefter släpps ned genom ett rörsystem som driver en turbin.

För att uppnå en kompakt och resurseffektiv konstruktion har systemet utformats som en kombinerad pump-turbin, där samma maskin kan operera i både pump och turbinläge. Detta val motiveras av tidigare studier som visar att så kallade pumpas-turbine (PAT) lösningar kan vara betydligt mer kostnadseffektiva än separata system, bland annat genom minskade investerings och installationskostnader samt färre komponenter i systemet. Detta menar Abioye med flera i artikeln "The role of artificial intelligence in construction management"Abioye m. fl. (2021) . Vidare bidrar en integrerad lösning till en enklare och mer kompakt uppbyggnad vilket är särskilt fördelaktigt i en experimentell och pedagogisk tillämpning.

Sveriges klimatmål innebär bland annat att landet, senast år 2045, inte ska ha några nettoutsläpp av växthusgaser till atmosfären. Därefter är målet att uppnå negativa utsläpp enligt Sveriges miljömål på deras hemsida Sveriges miljömål (2025). Vidare ska Sveriges elproduktion vara helt fossilfri senast år 2040. Idag står vattenkraft för ungefär 45 procent av Sveriges totala elproduktion (Brändström & Gustafsson,

2024). Vattenkraften bidrar även med en stor del av den tillgängliga reglerkapaciteten i elsystemet, vilket gör den till den största enskilda förnybara energikällan i Sverige. Vattenkraft har en nyckelroll för balanshållningen i kraftsystemet. Detta sker på flera olika tidsskalor, från års-, vecko- och dygnsbasis ned till sekundnivå. En förstärkt överföringskapacitet i elnätet, tillsammans med en storskalig utbyggnad av vindkraft, innebär att vattenkraftens flexibilitet kommer få ökad betydelse i framtiden.

För att möjliggöra omställningen till ett helt fossilfritt energisystem behöver andelen förnybar elproduktion öka, vilket ställer hårdare krav på sol-, vind- och vattenkraft. Pumpkraften kan agera som reglerbar kraftkälla för att balansera el-produktionen (Brändström & Gustafsson, 2024). Pumpkraftens förmåga att lagra potentiell energi i magasin innebär att den spelar en viktig roll av elsystemet och dess kapacitet att regleras. Direkt lagring av elektrisk energi i stor skala medför tekniska utmaningar. Pumpkraft möjliggör energilagring genom att vatten pumpas upp till ett högre magasin och senare används för elproduktion vid behov menar Vattenfall på deras sida Pumpkraftverk"Vattenfall (2023b). Energibolaget Fortum, som äger Sveriges tre befintliga pumpkraftverk, genomför en förstudie för att undersöka möjligheterna att bygga ny pumpkraft i tre olika geografiska områden Fortum (2023). En förstudie har dessutom visat att en ombyggnad av Juktans pumpkraftverk är både lönsamt och tekniskt möjligt (Vattenfall, 2023a). Detta visar på ett växande intresse för pumpkraft som energilagringlösning i Sverige och belyser behovet att vidare undersöka dess potential i framtidens system.

1.2 Tidigare arbeten

Föreliggande studie utgår delvis från tidigare utvecklingsarbete av en Francisturbin i modellskala, utfört av Eskil Nilsson med flera i kandidatarbetet Förbättring av Francisturbin"E. Nilsson m. fl. (2010). I detta arbete togs CAD-modeller fram av turbinkomponenter såsom spiralhölje, ledskenor och löphjul. Dessa modeller användes för att analysera hur turbinens geometri påverkar dess funktion, och utgör i detta projekt en utgångspunkt för vidare utveckling av turbinkonstruktionen.

I det tidigare arbetet genomfördes även förbättringar av en experimentell turbinrigg. Flera komponenter justerades för att säkerställa att systemet fungerar som det var tänkt. Bland annat kalibrerades ledskenor och slitna lager byttes ut för att minska mekaniska förluster. Resultatet visade att även mindre förändringar kan påverka turbinens funktion och effektivitet. Samtidigt kvarstod vissa begränsningar, där en dubbelkrök före turbinen skapade turbulens och ökade flödesförluster, vilket visade på behovet av en förbättrad modell.

Till skillnad från det tidigare arbetet fokuserar detta projekt på att utveckla en prototyp med dubbel verkan (PAT). Dessutom testas om befintliga CAD-modeller genom användning av moderna tillverkningsmetoder, såsom 3D-skrivning i material som PLA och PETG, kan användas till tillverkning av prototypen. Projektet syftar därmed till att anpassa turbinen för experimentell användning i utbildningsmiljö

och möjliggöra vidareutveckling av framtida studenter.

1.3 Mål och Syfte

Syftet med kandidatarbetet är att konstruera, tillverka och experimentellt utvärdera en modell av ett pumpkraftverk avsedd för demonstration och undervisning. Modellen ska fungera som laborationsutrustning för att praktiskt visualisera hydrauliska och termodynamiska samband inom ramen för kurser i strömningslära och turbomaskiner vid Chalmers tekniska högskola. För att underlätta framtida utveckling och förbättringar av specifika detaljer ska konstruktionen utformas modulärt.

Projektets huvudmål är att ta fram en funktionell prototyp som kan drivas i både turbin- och pumpläge, i huvudsak framställd genom additiv tillverkning (FDM i polymera material). För att uppnå detta har följande delmål tagits fram:

- Genomföra teoretiska beräkningar och mätningar av relevanta storheter i pump- och turbinläge, såsom varvtal (rpm) och elektrisk effekt (P). Mätningarna sker utifrån de förutsättningar den tillhandahållna experimentanordningen medger.
- Utvärdera huruvida de 3D-printade komponenterna uppfyller ställda funktionskrav, för att därmed bedöma den additiva tillverkningens lämplighet för strömningsmekaniska applikationer.
- Undersöka hur strömningsförluster kan minimeras genom designanpassningar och ytbehandling.

1.4 Avgränsningar

Projektet omfattar uteslutande design och produktion av en funktionell modell av ett pumpkraftverk. Modellen ska fungera som undervisningsunderlag och utformas för att underlätta detta. Därför kommer fokus på funktion föregå optimering av effekt.

Modellen produceras i första hand genom additiv tillverkning i form av 3D-skrivning. Materialkostnader för additiv tillverkning tillhandahålls via universitetets resurser och begränsar inte antalet design-iterationer. Arbetet baseras på befintliga mjukvarulicenser som tillhandahålls av universitetet.

Mätinstrument tillhandahålls av institutionen och avgör precisionen på slutgiltiga testresultat. De givna mätverktygen är varvtalsmätare, måttband och hink med mått (litermått 1-10 L). Instrument för att beräkna vridmoment (T) och elektrisk effekt (P_{el}) saknas för detta arbete. Detta medför att systemets totala verkningsgrad ej kan bestämmas experimentellt. Därför fokuserar analysen på turbinens varvtal och teoretisk hydraulisk effekt.

Den geometriska skalan är anpassad för en tillgänglig fallhöjd på 1-3 meter vattenpelare (mvp) och rördiameter i intervallet 40-70 mm. För att mätdata ska vara vetenskapligt relevant krävs att resultaten från modellen skalas upp, vilket förutsätter att det är hydraulisk likformighet mellan modell och verklig storlek. Detta leder

till att beräkningar på skillnaden mellan verkligt fall och modell måste tas fram för att ge relevanta data till forskningen. Hållfastighetsberäkningar för fästelement (skruvar, lim, epoxi) exkluderas ur studien. Fästelementen antas vara kraftigt överdimensionerade i förhållande till polymerkomponenterna. Måtten blir därför maximalt 250 x 220 x 220 mm för varje enskild del, då detta är den maximala storleken som kan tillverkas av utrustningen som kommer att användas.

1.5 Miljö och samhällsliga aspekter

Hydrokinetisk energi, såsom vattenkraft, är en förnybar energikälla som bidrar till minskad användning av fossila bränslen och därmed bidrar den till ett mer hållbart energisystem. Hydrokinetisk energi utnyttjar vattnets naturliga rörelse utan att kräva stora dammkonstruktioner. Samtidigt är det viktigt att beakta att även hydrokinetiska system medför miljöpåverkan. I examensarbetet "Hydrokinetisk energis funktion och miljöpåverkan" av P.Kettunen (2025) beskrivs att installation och drift kan orsaka ljud, vibrationer och elektromagnetiska fält som påverkar vattenlevande djur. Särskilt påverkade arter är de som är känsliga för akustiska störningar. Vidare kan hydrodynamiken förändras lokalt, där turbinen kan fungera som en barriär som bromsar strömningshastigheten. Detta påverkar sedimenttransport och vattenkvaliteten genom exempelvis sämre syretillförsel, temperaturförändringar samt vegetation. Ökat sediment kan lägga sig över växter, vilket försämrar tillgång till solljus och kan leda till att växter spolats bort. För att bedöma den faktiska miljöpåverkan krävs plats- och artspecifika utvärderingar. I detta kandidatprojekt avses en mindre utbildningsmodell av en turbin, vilket innebär att den direkta miljöpåverkan är mycket begränsad. Dock bör hållbarhetsaspekter beaktas genom val av återvinningsbara material såsom PLA eller PETG, samt genom att minimera materialspill vid tillverkning.

2 Teori

Följande behandlar de teorier och den kunskapen som projektet har utgått ifrån för att möjliggöra designen av en prototyp. Grundläggande teori och pumpkraftverk, pumpar och turbiner beskrivs. För att uppskatta strömningsförhållandena i den slutgiltiga modellen har idealiserad radialturbinteori och Eulers turbomaskinekvationer tillämpats. Vidare har turbulent rörströmningsteori använts för att beräkna de strömningsförluster som uppstår i systemet. Grundläggande teori om additiv tillverkning och de berörda materialen presenteras.

2.1 Pumpkraftverk

Ett pumpkraftverk skiljer sig från konventionella vattenkraftverk, vilka primärt utnyttjar den naturliga fallhöjden i rinnande vattendrag för kontinuerlig baskraftsproduktion. Ett pumpkraftverk utgörs i regel av ett slutet hydrauliskt system (två vattenreservoarer på olika höjdnivåer) vars primära syfte är att fungera som storskalig energilagring och balansera elnätet. Anläggningen genererar elektricitet genom att tappa vatten från den övre till den lägre reservoaren under perioder då elbehovet överstiger tillgången, exempelvis vid låg produktion från intermittenta kraftslag som sol- och vindkraft (Nationalencyklopedin, u.å-b). Vid tider av hög elproduktion och låg efterfrågan vänds processen; överskottsenergin i elnätet nyttjas då för att pumpa tillbaka vattnet till den övre reservoaren. På detta sätt omvandlas den elektriska energin till potentiell lägesenergi vilken lagras i den övre reservoaren. Denna typ av reglerkraft spås få en allt mer avgörande roll för att möjliggöra en storskalig integrering av förnybara energikällor i framtidens energisystem. Pumpkraftverk använder vanligtvis reversibla turbin- och generatoranordningar, vilka kan fungera både som en pump och som en turbin menar Kyle Webb i sitt opublicerade undervisningsmaterial Webb (2020). Dessa är ofta av typen reversibla Francisturbiner.

2.2 Pumpar

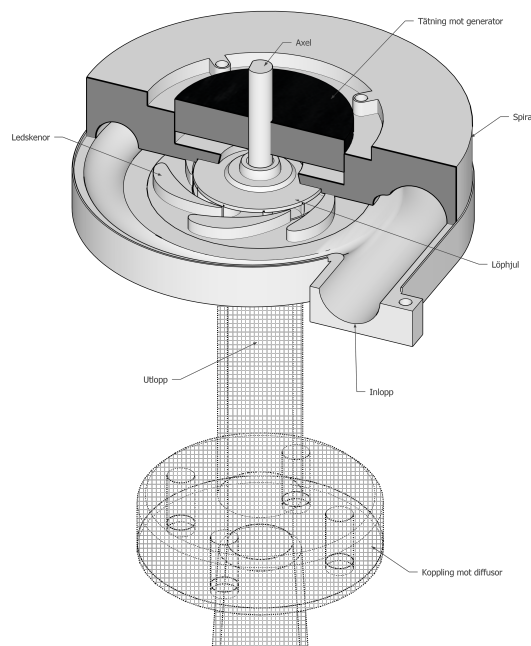
Pumpar är anordningar som förbrukar energi för att höja, transportera eller komprimera vätskor (Budenholzer & Landis, 2022). Pumpar kan kategoriseras utifrån vilket sätt energi tillförs vätskan. De grundläggande metoderna som detta kan ske genom är volymetrisk displacement, tillägg av kinetisk energi, och användning av elektromagnetisk kraft. I rotodynamiska pumpar ger en impeller fluiden en energi, vilket i pumpen leder till ett högre tryck mellan inlopp och utlopp. Klassifikationen av pumpar som radialpumpar eller axialpumpar beror på om vätskan ges en hastighet radiellt ut från pumpens rotationsaxel, eller parallellt med den. I radialpumpar, också kallade centrifugalpumpar, flödar vätskan in i pumpen nära en impellers axel. När impellern roterar, accelereras vätskan radiellt utåt. Ett partiellt vakuum skapas, som kontinuerligt forcerar mer vatten in i pumpen. I axialpumpar är rotern en propeller, och vätskan flödar parallellt med axeln. Det finns också pumpar som fungerar som ett mellanting mellan dessa två, som kallas mixflödespumpar.

2.3 Turbiner

Turbiner är maskiner eller anordningar som omvandlar rörelseenergin i ett flöde till mekanisk energi (Budenholzer & Landis, 2022). Detta görs vanligtvis genom att flödet passerar genom ett system av blad eller skovlar, som sitter på en rotor. Flödet styrs på ett sätt så att en tangentiell kraft eller ett vridmoment uppstår på rotorbladen. Detta gör att rotern roterar och mekaniskt arbete kan utvinnas. En vattenturbin omvandlar den potentiella energin som uppstår vid höjdskillnaden mellan vattenmagasinet och turbinutloppets nivå till arbete. Dagens vattenturbiner är moderna efterträdare till simplare vattenhjul, och de används framförallt till elkraftproduktion.

2.3.1 Funktion och uppbyggnad av Francisturbin

Flödet i löphjulet på en Francisturbin har radiella, axiella och tangentiella hastighetskomponenter. Vattnet fördelas genom spiralkammaren till ledskenorna och flödet accelereras i tangentiell riktning. Flödet leds in både radiellt och tangentiellt vid inloppet till löphjulet. När flödet passerar genom löphjulet ändras dess riktning och den tangentiella rörelsemängden omvandlas till en mekanisk axeleffekt. Flödet lämnar turbinen axiellt genom sugröret där det uppstår en tryckåtervinning genom diffusion. Menar handledare Håkan Nilsson i föreläsningsmaterialet "Hydropower – Design and analysis of Pelton, Francis and Kaplan turbines" H. Nilsson (2024), Se figur 1.



Figur 1: Turbinsammanställning, Francisturbin, av författarna, licensierad under CC BY 4.0.

2.3.2 Turbomaskiner

För turbomaskiner beskriver Eulers turbomaskinekvation hur energi överförs mellan en strömmande vätska och en rotor. Ekvationen baseras på principen om bevarande av impulsmoment (eng. *angular momentum*) och visar att det är förändringen i vätskans tangentiella hastighetskomponenter som ger upphov till arbete enligt boken Fluid Mechanics" (White, 2020). För en kontrollvolym uttrycks impulsmomentsatsen i sin generella form som:

$$\sum M_0 = \frac{d}{dt} \int_{CV} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV + \int_{CS} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (1)$$

Genom att anta ett stationärt, endimensionellt och friktionslöst flöde genom löphjulets blad kan en idealiserad teori för radialturbiner tillämpas. Figur 2 illustrerar hur ledskenor (eng. *guide vanes*) styr inloppsflödet mot bladen med en absolut hastighet V_2 vid vinkeln α_2 för att minimera stötförluster. För att anpassa flödet till löphjulets periferihastighet $u_2 = \omega r_2$ ställs bladets vinkel β_2 in så att den relativa hastigheten w_2 följer bladytan. Vid tillämpning av impulsmomentekvationen på denna kontrollvolym erhålls ett uttryck för den utvunna effekten P (White, 2020) ges av:

$$P = \omega T = \rho \omega Q (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) = \rho Q (u_2 V_2 \cos \alpha_2 - u_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (2)$$

Här representerar V_{t2} och V_{t1} de absoluta tangentiella (eng. *circumferential*) hastighetskomponenterna vid inlopp respektive utlopp. Notera att inloppet här betecknas med index 2 och utloppet med index 1, vilket är karakteristiskt för turbiner där flödet rör sig in mot centrum. Den absoluta normalhastigheten vid inloppet, $V_{n2} = V_2 \sin \alpha_2$, är proportionell mot volymflödet Q . Om flödet förändras medan rotationshastigheten u_2 förblir konstant, måste ledskenornas vinkel α_2 justeras för att bibehålla en optimal relativ strömning längs bladen och undvika inloppsförluster (eng. *shock loss*).

Den mekaniska effekten som genereras av turbinen är således produkten av vinkelhastigheten ω och det resulterande vridmomentet T :

$$P = \omega T \quad (3)$$

där T är vridmomentet som vätskan utövar på löphjulet till följd av ändringen i dess impulsmoment.

2.4 Rörströmning och flöde

För att beskriva hur vattnet rör sig genom hela systemet används grundläggande principer inom strömningslära. En central storhet är volymflöde vilket anger hur stor volym vätska som passerar ett tvärsnitt per tidsenhet. Flödet, Q , beror på vätskans hastighet, v , och tvärsnittsarean, A , som den strömmar genom enligt Frank. M och White i boken Fluid mechanics White (2020).

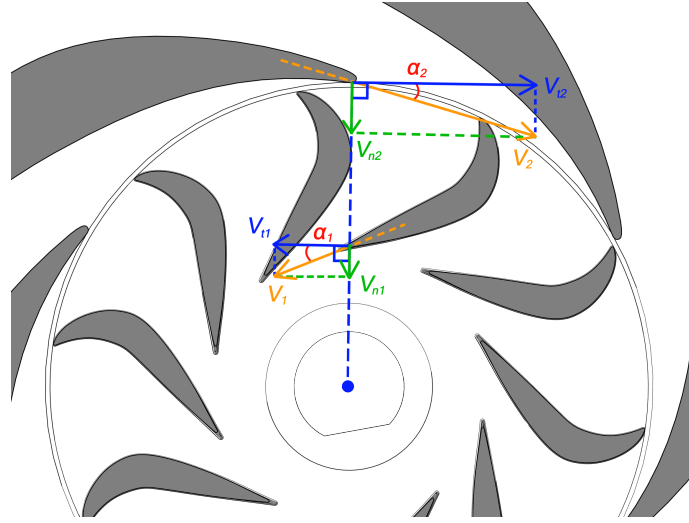


Figure 2: Beräkningsmodell för impulsmomentekvationen, av författarna är licensierad under CC BY 4.0.

Vid stationär strömning gäller kontinuitetsprincipen där massflödet bevaras genom systemet. Detta innebär att en förändring i tvärsnittsarea ger upphov till motsvarande förändring i hastighet, så att flödet förblir konstant. Därför gäller sambandet $Q_{in} = Q_{ut}$. När flödet antas vara inkompressibelt och stationärt kan energiflödet mellan två punkter i ett rör med konstant area beskrivas enligt energiekvationen White (2020):

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z\right)_1 = \left(\frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z\right)_2 + \Delta h_{tot} \quad (4)$$

där α är den kinetiska energikorrektionsfaktorn, som vid turbulent flöde i rör ofta antas vara lika med 1. Termen Δh_{tot} är en samlingsterm för förluster som kan beskrivas enligt:

$$\Delta h_{tot} = h_f + \sum h_m \quad (5)$$

där h_f är förluster som uppstår i vattnet och mellan vattnet och väggarna på grund av friktion, och h_m är så kallade små eller lokala engångsförluster som orsakas av till exempel expansion eller kontraktion, krökar i rör, ventiler eller in- och utlopp. Engångsförluster kan beräknas enligt:

$$h_m = \frac{K_m v^2}{2g} \quad (6)$$

där K är en enhetslös förlustfaktor som tas fram genom empirisk data och som enbart beror på rörets storlek. Förlusterna h_f kan beräknas enligt:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (7)$$

där L är rörets längd och f är enhetslösa Darcys friktionsfaktor. Darcys friktionsfaktor f kan uppskattas med hjälp av Moody-diagram, och beror på rörets ytfinitet

ϵ samt flödets Reynoldstal Re . Reynoldstalet beskriver det viskösa beteendet hos newtonska fluider och beräknas enligt:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (8)$$

där ν är den kinematiska viskositeten. För strömning i cirkulära rör är det accepterade värdet för övergång från laminärt till turbulent flöde $Re_{d,crit} = 2300$. Vid värden under detta betraktas flödet som laminärt, och vid värden över betraktas det som turbulent.

2.5 Effekt och verkningsgrad

Den potentiella effekten som finns tillgänglig för en turbin att utvinna, alternativt den effekt som en pump levererar till en vätska, kan beräknas enligt:

$$P = \rho g H Q \quad (9)$$

där Q är volymflödet genom turbinen, och H är den effektiva fallhöjden (turbin) eller tryckhöjden (pump). För en turbin representerar P den tillförda hydrauliska effekten P_{in} , medan den för en pump representerar den nyttiga hydrauliska uteffekten P_{ut} . Fallhöjden eller tryckhöjden H bestäms som skillnaden mellan den specifika energin vid maskinens inlopp och utlopp, menar G.I Krivchenko i boken "Hydraulic Machines: turbines and pumps" Krivchenko (1994). I praktiken påverkas systemet alltid av hydrauliska förluster i form av friktion och turbulens i rörsystemet, vilket summeras till termen h_{loss} . Om maskinen är en turbin, kan fallhöjden H bestämmas som:

$$H = H_{st} - h_{loss} \quad (10)$$

Turbinen kan endast utvinna den energi som återstår efter att förlusterna har dragits av från den statiska fallhöjden H_{st} , vilket definieras som höjdskillnaden mellan systemets inlopp (övre reservoaren) och systemets utlopp (nedre reservoaren). Om maskinen är en pump måste den inte bara övervinna den statiska höjdskillnaden, utan även dessa förluster som uppstår. Pumpens totala tryckhöjd definieras därför som:

$$H = H_{st} + h_{loss} \quad (11)$$

Vid energiomvandling i turbiner och pumpar uppstår alltid förluster, vilket innebär att den nyttiga effekten (utgående) är lägre än den tillförda effekten (ingående). Verkningsgraden η används för att beskriva hur effektiv energiomvandlingen är, och definieras som förhållandet mellan nyttig utgående effekt och tillförd effekt. Eftersom energiflödet är motsatt varandra för en turbin och en pump, blir kvoterna för en turbin respektive en pump varandras motsatser i förhållande till de ingående och utgående effekttermerna. För en turbin är den hydrauliska effekten ingående, och den mekaniska effekten på axeln utgående.

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_{in}} = \frac{M\omega}{\rho g H Q} \quad (12)$$

För en pump råder motsatt förhållande. Den mekaniska effekten som råder på axeln är ingående, och den hydrauliska effekten som levereras till vätskan utgående.

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_{in}} = \frac{\rho g H Q}{M \omega} \quad (13)$$

Turbiner kan vid optimala driftförhållanden förväntas uppnå en verkningsgrad som ligger mellan 0,92-0,95, eller 92-95%. För en turbinläggning kan den totala verkningsgraden delas upp i tre delverkningsgrader som beskriver olika typer av förluster i systemet. Den hydrauliska verkningsgraden tar hänsyn till förluster i själva flödet genom turbinen som exempelvis turbulens och friktion i vattnet. Den mekaniska verkningsgraden beskriver förluster i rörliga delar som i löphjul och axlar. Slutligen beskriver generatorns verkningsgrad de elektriska förluster som uppstår vid omvandlingen från mekanisk till elektrisk energi. Den totala verkningsgraden för systemet kan därmed uttryckas som produkten av dessa tre delverkningsgrader.

$$\eta_{tot} = \eta_{hyd} \cdot \eta_{mek} \cdot \eta_{gen}. \quad (14)$$

2.6 Kavitation

Kavitation är ett fenomen som uppstår när en vätskas statiska tryck blir lägre än vätskans ångtryck. Detta leder till att ångfyllda håligheter skapas inom vätskan på ställen där trycket är relativt lågt, där vätskan övergår lokalt till gasform (Nationalencyklopedin, u.å-a). När dessa kavitationsbubblor möter ett högre statiskt tryck imploderar de, vilket skapar tryckpulser. Tryckpulserna kan orsaka skador på närliggande material, och när detta sker under längre tid vid drift eroderas materialet på grund av kavitationen. I vattenturbiner kan detta leda till att turbinbladen deformerar, vilket i sin tur påverkar verkningsgraden. Det kan även orsaka vibrationer som kan uppfattas som buller. Eftersom kavitation kan orsaka slitage och erosion även på turbiner och propellrar av metall, är det extra viktigt att beakta detta i detta projekt. Modellen tillverkas av plast, vilket är ett mer poröst och känsligt material jämfört med stål.

2.7 Additiv tillverkning

3D-skrivning är en additiv tillverkningsmetod som innebär att material tillförs lager för lager för att bygga upp önskad komponent (eng. *part*). Detta sägs på Protolabs Networks hemsida finns artikeln "3D printing: What is it & how does it work?" Protolabs Network (2026). Därmed kan en komponent med komplex geometri tillverkas från en platta. Jämfört med traditionella tillverkningsmetoder leder detta till lägre kostnader för tillverkning vid små serier eller enstyckstillverkning. För att framställa turbinen tillämpas additiv tillverkning, specifikt tekniken Fused Deposition Modeling (FDM). Denna process bygger på en iterativ princip där termoplastiskt material (såsom PLA eller PETG) värms upp till flytande tillstånd och extruderas genom ett munstycke, ett lager i taget enligt boken *Additive Manufacturing Technologies* av Gibson m.fl Gibson m.fl. (2015). Därmed uppstår pro-

blem om komponenten ska vara rundad. Varje lager får diskreta breddskillnader och ytfinheten blir låg. Detta leder till ökade krav på efterbehandling. Dessutom blir hållfastheten olika stark beroende riktningen för lagren.

2.7.1 Överhäng, stöd och lagerriktning

Ett fysikaliskt problem uppstår när utskriftens geometri expanderar i förhållande till det underliggande lagret. Då skapas ett så kallat överhäng (eng. *overhang*). När polymeren extruderas befinner den sig över sin glasomvandlingstemperatur och saknar därmed styvhet. Om materialet inte har ett tillräckligt underlag att vila på, kommer gravitationskraften påverka polymerens struktur innan det hunnit kylas ned och stelna, menar Turner m.fl i artikeln "A review of melt extrusion additive manufacturing processes" Turner m. fl. (2014). Detta resulterar i deformationer i form av nedhängning (eng. *sagging* eller *drooping*), vilket förstör både komponentens form och ytstruktur. Därför definieras ofta en kritisk överhängsvinkel, vanligtvis omkring 45° mätt från den vertikala axeln Support menar Jiang, J m.fl i artikeln Structures for Additive Manufacturing" Jiang m. fl. (2018). Överstiger vinkeln detta gränsvärde blir skjuvspänningarna i det smälta materialet för stora, och materialet faller samman.

För att möjliggöra tillverkning av geometrier som överskrider den kritiska vinkeln måste tillfälliga stödstrukturer (eng. *supports*) genereras. Dessa strukturer skrivs ut parallellt med komponenten och agerar som en temporär bädd (Jiang m. fl., 2018). Detta medför dock en kompromiss. Kontaktytan mellan stödstruktur och huvudkomponent genomgår ofta termisk sammansmältning. När stödstrukturen därefter avlägsnas med handkraft lämnar den brottytor och en försämrad ytfinhet (Jiang m. fl., 2018; Turner m. fl., 2014). Inom strömningsmekaniska applikationer, såsom i en vattenturbin, leder en sådan försämrad ytfinhet till ökade friktionsförluster och en sänkt hydraulisk verkningsgrad, vilket ställer höga krav på efterbearbetning eller designanpassningar för att undvika krav för stöd på specifika ytor.

Då utskriften kommer utsättas för spänningar under montering och användning måste utskriften orienteras för maximal spänningskapacitet i de mest utsatta riktningarna. För maximal kapacitet bör lagerriktningen vara parallell med den dimensionerande spänningen, menar Vega, V m.fl i artikeln The Effect of Layer Orientation on the Mechanical Properties and Microstructure of a Polymer" Vega m. fl. (2010), då risk för brott är större mellan lager. Orienterat utifrån skrivarplattan är då utskriftens veka riktning vertikalt och utskriftens starka riktning horisontell. Med hänsyn till utskriftens storlek och geometri kan det dock vara omöjligt eller opraktiskt att anpassa utskriften för materiell styrka, då utskriftens orientering även påverkar ytors kvalité som nämnt ovan och tiden för utskriften. Ytterligare måste utskriftens placering anpassas för den tillgängliga skrivarytan, vilket kan förhindra optimering lagerriktningen.

2.7.2 Tolerans och krympning

Inom additiv tillverkning är dimensionell noggrannhet och kontroll av toleranser kritiska, särskilt för komponenter som kräver hög passform. Ett problem är termisk krympning (eng. *thermal shrinkage*), vilket uppstår när polymeren svalnar från utskriftstemperatur till rumstemperatur (Gibson m.fl., 2015). Artikeln *Analysis of Dimensional Accuracy and Surface Roughness for FDM Parts* av Saquib, S m.fl Saqib m.fl. (2021) menar att detta kan leda till att de färdiga komponenterna blir marginellt mindre än de ursprungliga CAD-modellerna och kan ha stor påverkan vid sammansättning av flera komponenter. Krympningsfaktorn varierar beroende på materialets termiska expansionskoefficient; exempelvis uppvisar PETG låga avvikelser i storleksordningen 0,2–0,8 % beroende på utskriftsparametrar såsom fyllnadsgrad (eng. *infill*) och omgivningstemperatur (Protolabs Network, 2026). Beredningsprogramvaror (eng. *slicing software*) är förinställda för hantering av denna krympning, men graden krympning varierar för olika skrivare och för skrivarnas miljö. Detta leder till att utskrifter kan variera i tolerans beroende på där den producerats, och kan ge upphov till både positiv och negativ storleksavvikning. För att uppnå de snäva toleranser som krävs för turbinens rörliga delar och infästningar måste dessa avvikelser kompenseras genom modifiering i modelleringsmjukvara, modifiering av beredningsprogramvarans inställningar eller genom mekanisk efterbearbetning.

2.7.3 Tillverkning i elastiska material

Termoplastisk polyuretan (TPU) är en elastomer som kännetecknas av hög slitstyrka, utmärkt lagervidhäftning och förmågan att deformeras elastiskt under tryck. Med dessa egenskaper kan anpassade O-ringar och flänspackningar framställas direkt i 3D-skrivaren. Forskning visar att TPU är särskilt väl lämpat för hydrauliska tätningar då materialet kan kompensera för den bakomliggande plastens geometriska mikrosprickor. Detta framställs i artikeln *Effects of Thermal Cycling on the Mechanical Strength of TPU 3D-Printed Material* av Bakar, A m.fl Bakar m.fl. (2022). Det finns svårigheter vid additiv tillverkning med TPU. Då materialet har större elasticitet medförs problem vid utskrivning. Materialet kan lätt böja sig eller fastna i munstycket (eng. *extruder*) och det är viktigt att nyttja en hög ifyllnadsgrad för att skapa en packning som inte går sönder eller spricker.

3 Metod

Detta avsnitt presenterar de metoder som använts för att undersöka turbinens prestanda. Arbetet är uppdelat i två huvudsakliga delar, teoretiska beräkningar och experimentella tester. De teoretiska beräkningarna baseras på grundläggande samband inom vattenkraft och används för att uppskatta turbinens förväntade effekt, varvtal samt verkningsgrad. Dessa resultat ligger till grund för den efterföljande experimentella delen, där en fysisk tubinmodell tillverkas med hjälp av additiv tillverkning, 3D-skrivning, i PLA eller PTEG.

3.1 Teoretisk beräkning

Som ett första steg i metodiken genomförs teoretiska beräkningar för att uppskatta turbinens förväntade prestanda och driftförhållanden. Beräkningarna baseras på etablerade samband inom vattenkraft och tubomaskinsteorin och syftar till att bestämma centrala storheter såsom volymflöde, tillförd effekt, utgående effekt, vridmoment samt varvtal. Resultaten från denna del används som referensvärden vid jämförelse med experimentella mätningar.

3.1.1 Fallhöjd

För att uppskatta den effektiva fallhöjden H som når turbinen när experiment utförs, utfördes en teoretisk beräkning av systemets totala energiförluster. Utgångspunkten togs i den statiska fallhöjden H_{st} , som enligt den teoretiska experimentanordningen bestämdes vara tre meter. Den effektiva fallhöjden beräknades enligt ekvation 10 där förlusterna subtraheras, som i sin tur beräknas som friktionsförluster enligt 7.

Engångsförluster som uppstår i till exempel krökar i rör försummas. Friktionsförlusterna beräknas enligt Darcy-Weisbachs ekvation med hjälp av förlustfaktorn f , som bestäms i ett Moody-diagram. För detta krävs flödets Reynoldstal Re , samt ett värde på rörets ytförhållande ϵ . Re kan beräknas med (8) och, tillsammans med flödets definition som $Q = A \cdot v$, samt en cirkulär area enligt:

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d\nu} \quad (15)$$

3.1.2 Varvtal och vridmoment

Volymflödet genom systemet bestäms utifrån rörets geometri tillsammans med en antagen medelhastighet hos flödet. Tvärsnittsarean beräknas från rörets diameter och används tillsammans med ekvation (4) för att erhålla ett uppskattat flöde. Den hydrauliska effekten som tillförs systemet beräknas utifrån sambandet mellan flöde, fallhöjd och vätskans densitet enligt ekvation (9). Den effektiva fallhöjden definieras som skillnaden mellan den geometriska fallhöjden och de förluster som uppstår i systemet. Sambandet presenteras i ekvation (5). Turbinens utgående effekt beräknas med hänsyn till verkningsgraden. Ekvation (13) skrivs om så att P_{ut} tas ut:

$$P_{ut} = \eta \cdot P_{in}. \quad (16)$$

Vridmomentet som genereras av turbinen baseras på impulsmomentekvationen för turbomaskiner och ges av ekvation (2). Utloppet antas vara fullt axiellt, vilket innebär att $\alpha_1 = 90^\circ$. Den tangentiella hastighetskomponenten för utloppet approximeras till 0 enligt ekvation (17). Ingen tangentiell hastighetskomponent bildas vid utloppet och genererar därmed inget vridmoment. Impulsmomentekvationen kan därför skrivas om till ekvation (18) så att endast inloppets tangentiella hastighetskomponent återstår.

$$V_{t1} = V_1 \cos(\alpha_1) \approx 0 \quad (17)$$

$$M = \rho \cdot Q \cdot r_2 \cdot V_{t2} \quad (18)$$

Vinklarna i hastighetstriangeln har uppskattats utifrån CAD-modellering av turbinen (se figur 2). Hastighetskomponenterna vid turbinens inlopp bestäms genom att först uttrycka den normala hastighetskomponenten V_{n2} som en funktion av volymflödet och den geometriska utformningen enligt ekvation (19). Därefter beräknas den absoluta hastigheten utifrån flödesvinkeln enligt ekvation (20), varpå den tangentiella komponenten erhålls med hjälp av geometriska samband enligt ekvation (21).

$$V_{n2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \quad (19)$$

$$V_2 = \frac{V_{n2}}{\sin(\alpha_2)} \quad (20)$$

$$V_{t2} = V_2 \cos(\alpha_2) \quad (21)$$

Slutligen kopplas den utgående effekten till det genererade vridmomentet för att bestämma turbinens rotationshastighet. Sambandet mellan effekt och vridmoment ges av ekvation (22) där effekt uttrycks som produkten av vridmoment och vinkelhastighet. Genom att omforma detta samband kan vinkelhastigheten bestämmas enligt ekvation (23), vilket möjliggör vidare analys av turbinens dynamiska egenskaper.

$$P_{ut} = M \cdot \omega \quad (22)$$

$$\omega = \frac{P_{ut}}{M} \quad (23)$$

För att erhålla ett mer praktiskt mått på turbinens rotationshastighet omvandlas vinkelhastigheten till varvtal, vilket ges av n (rpm). Detta görs enligt ekvation (24), där sambandet mellan vinkelhastighet och varvtal utnyttjas. Beräkningarna utgör en idealiserad beskrivning av systemet och används som underlag för att analysera turbinens prestanda samt för jämförelse med experimentella resultatet.

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} \quad (24)$$

Beräkningarna baseras på ett antal förenklande antaganden för att möjliggöra en analytisk beskrivning av systemet. Flödet antas vara stationärt och inkompressibelt, vilket innebär att variationer över tid samt densitetsförändringar försummas. Detta möjliggör användning av kontinuitetsekvationen och energiekvationen i förenklad form.

3.2 Tillverkning och modellering av prototyp

Arbetet med att ta fram prototypen bedrevs iterativt för att systematiskt identifiera och åtgärda tekniska problem under konstruktionsprocessen. Som utgångspunkt användes befintliga modellfiler (v1). Då det ursprungliga modelleringsverktyget var otillgängligt exporterades samtliga filer till STL-format via Solidworks för att där efter importeras och modifieras i Sketchup 2025.

För att säkerställa spårbarhet under utvecklingen tillämpades ett system för versionshantering enligt formatet vX.Y.Z. I detta system representerar X en ny huvudversion, Y betecknar en större revision (såsom tillägg av nya funktioner) och Z står för mindre justeringar och toleransändringar.

Metodiken för varje iteration bestod av tre huvudsteg:

- Geometrisk modifiering i CAD-miljö baserat på observationer från föregående tester.
- Beredning i slicing-programvara där komponenterna orienterades för att minimera behovet av stödstrukturer på kritiska flödesytor.
- Additiv tillverkning genom FDM-teknik i materialen PLA eller PETG. En fyllnadsgrad på 15 % valdes för att optimera utskriftstiden och samtidigt uppnå tillräcklig mekanisk hållfasthet.

3.2.1 Test av efterbehandling

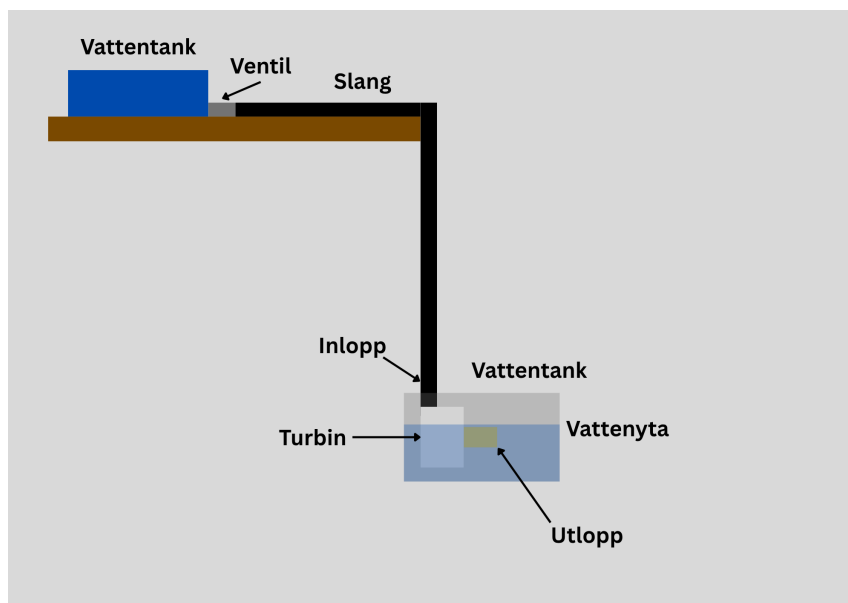
För att minimera hydrauliska förluster utvärderades tre olika metoder för ytbehandling av spiralens interna geometri: termisk behandling (ytlig smältning), ytbeläggning (målning) samt mekanisk slipning. Metoderna utvärderades med avseende på resulterande ytfinhet och risk för geometrisk deformation.

3.2.2 Initiala funktionstester

Efter varje utskrift genomfördes enkla funktionstester för att verifiera prototypens mekaniska egenskaper innan de experimentella mätningarna påbörjades. Läckage kontrollerades genom att låta vatten strömma genom systemet under lågt tryck, varvid kritiska punkter noterades. Prototypens rotationsförmåga testades genom kortare körningar (5–10 sekunder) i pumpläge för att identifiera potentiella friktionsskador eller mekaniska hinder.

3.3 Experimentella tester av pump- och turbinläge

I tabell 1 presenteras de materiel som användes under test i pumpläge och turbinläge. Anordningen bestod av en vattenfylld behållare där modellen placerades nedsänkt under vattenytan. På modellens inlopp fästes en slang som sträckte sig mellan turbinen och den övre vattenreservoaren, som bestod av en mjuk balja som rymde 500 liter vatten. Slangen fästes med slangklämmor vid båda ändarna. Modellens magnetsensor kopplades in till en varvtalsmätare. Den statiska fallhöjden mättes från vattenyta vid övre reservoar till utlopp. I figur 3 visas en illustration över testtriggen.



Figur 3: Illustration av testrigg, av författarna, CC BY 4.0

Tabell 1: Materielista över experimentanordningen

Slang	4 m
Slangklämmor	3 st
Vattenreservoar med ventil	500L
Vattenbehållare	100L
Varvtalsmätare (display)	
Hink med litersmått	10L
Turbin (assemblerad)	

Vid test av pumpläge kopplades generatorn till ström. Pumpen sattes igång och varvtal och tryck registrerades. Varvtalet registrerades under tio sekunder och ett genomsnitt togs fram. När flödet observerades nå upp till den övre tanken avslutades testet.

För test i turbinläge fylldes vatten i den övre reservoaren och släpptes på genom att vrida ventilen till öppet läge. Samtidigt som vattnet började flöda startades en tidtagning. Vatten tilläts flöda i 21 sekunder innan kranen stängdes av. Varvtalen registrerades genom att filma givarens skärm för att enkelt kunna registrera värdena. När 21 sekunder passerat stängdes kranen och när kranen var fullständigt stängd stoppades tidtagningen. Den registrerade tiden antecknades och mängden vatten som flödat ned mättes (i antal L) med hink och volymen registrerades. Volymen dividerades med den faktiska tiden som systemet var i flöde. Detta gav ett genomsnittligt volymflöde (Q) under testets gång. Testet för turbinläge repeterades två gånger.

3.4 Magnetisk varvtalsmätning

Mätprincipen bygger på en impuls från en magnet som placerats i det roterande objektet, mot vilken en magnetisk sensor riktar. Vid varje rotation ändras den magnetiska impulsen från markören tillbaka till sensorn. Genom att mäta tidsintervallet mellan dessa pulser (Δt) kan varvtal (n) beräknas enligt:

$$n = \frac{60}{\Delta t \cdot N} \quad (25)$$

där N representerar antalet monterade magneter per varv. För att undvika vibrationer från obalans i det roterande systemet monteras två magneter med en jämt fördelat förskjutning längs axelns omkrets.

4 Resultat

I resultatet presenteras de teoretiska beräkningarnas som ligger till grund för modellens dimensionering, följt av en beskrivning av utvecklingsprocessen av CAD-modellerna. Den fysiska prototypens slutgiltiga utformning presenteras därefter och observationer under tillverkningskedet. Avslutningsvis presenteras de mätvärdena och data från de experimentella undersökningarna i pump och turbinläge.

4.1 Teoretisk beräkning

De teoretiska beräkningarna har genomförts baserats på ett antal antaganden rörande turbinens geometri och driftförhållanden. Rörets diameter antogs vara 50 mm och volymflödet sattes till 4 l/s. Dessa värden representerar ett idealiserat fall som prototypen designas efter, då variationer i flöde och geometri i praktiken svåra att undvika.

Den effektiva fallhöjden H beräknades till 2,95 m där Ytfinheten ϵ uppskattas till 1,5 mikrometer, vilket tillsammans med rördiametern på 50 millimeter gör att friktionsfaktorn kan avläsas till $f = 0,015$ enligt Moody-diagram. Förlusterna i systemet beräknades därmed till 0,05 m med hjälp av ekvation ((7)). Det är dock viktigt att notera att dessa förluster enbart avser rörsystemet.

Vattnets densitet sattes till 998 kg/m^3 och tyngdaccelerationen till $9,81 \text{ m/s}^2$. Den hydrauliska verkningsgraden antogs vara 65%, medan den elektriska verkningsgraden hos generatoren försumrades i beräkningarna. Utifrån dessa antaganden beräknades den tillförda effekten till $P_{in} \approx 115 \text{ W}$. Med hänsyn till den hydrauliska verkningsgraden erhöles en utgående effekt på $P_{ut} \approx 75 \text{ W}$.

Vidare gav beräkningarna av hastighetstrianglarna en normalhastighet på 1,94 m/s samt en absolut hastighet på 14,36 m/s vid turbinens inlopp (övre koppling) enligt ekvation ((17)) och ekvation ((21)). Dessa värden resulterade i ett beräknat vridmoment på 2,35 Nm enligt ekvation ((18)). Genom att koppla den utgående effekten till det genererade vridmomentet erhöles en vinkelhastighet på 31,96 rad/s, vilket motsvarar ett varvtal $n \approx 305 \text{ rpm}$.

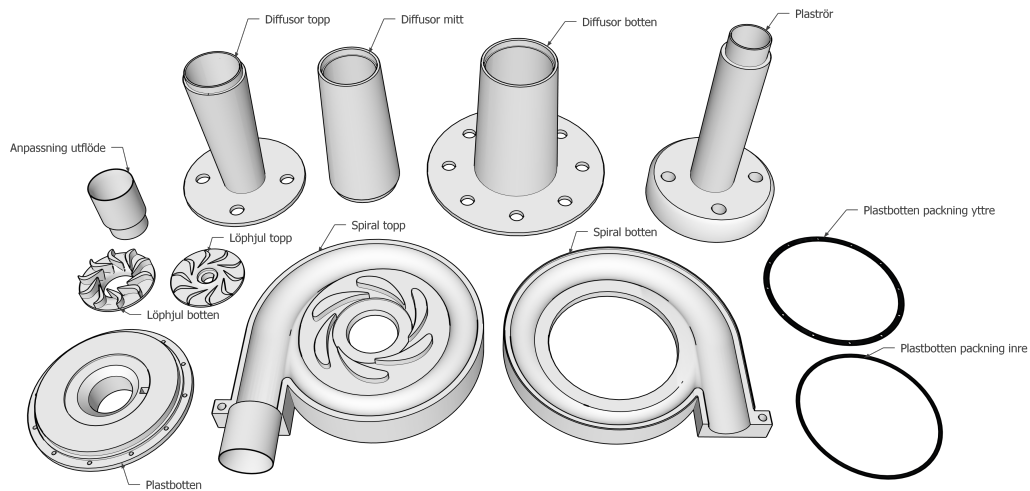
4.2 CAD-Modeller och iterationssteg

De iterativa testerna resulterade i en serie CAD-modeller med specifika tekniska förbättringar. Resultatet av respektive utvecklingssteg presenteras nedan:

- v1.1: Genomförda toleranstester fastställde den optimala passformen för led-skenornas infästningar utifrån 3D-skrivarnas specifika precision.
- v1.2: För att eliminera behovet av stödstrukturer på interna flödesytor delades spiralkammaren i två horisontella halvor. Löphjulet uppdelades likaså så att bladen i bottendelen passades in i spår i toppdelen, vilket möjliggjorde utskrift utan inre deformationer i spiralen. Vid funktionstest upptäcktes stora friktionsskador mellan löphjul och pumpaxeln (se figur 4).
- v1.3: Modellen anpassades för testriggens fysiska gränssnitt. Spiralen utrustades med fästhål för pumpens insatsgångar och anpassades för anslutning mot rör i in- och utlopp. fickor integrerades i bottenplattan och löphjulet för montering av magnetisk varvtalsgivare. Vid funktionstest observerades stora friktionsskador i form av smältning vid axelanslutningen och på löphjulets yttre radie. Se figur 4
- v1.4: För att minimera friktion mellan de rörliga delarna skalades löphjulets radie och höjd ner med 1%, medan axelanslutningens mått behölls för att säkerställa passform mot motorn.
- Slutgiltig modell (v2): Den slutgiltiga konfigurationen sammanfogade de senaste revisionerna av samtliga komponenter. För att minimera antalet delar integrerades permanenta kopplingar där det var möjligt, medan utloppet behölls som en separat del för att tillåta installation av en diffusor (se figur 5).



Figur 4: Friktion mellan plattan (svart) monterad på pumpens axel och löphjulet (blå) deformerades plastiskt där svart plast observerades på löphjulet

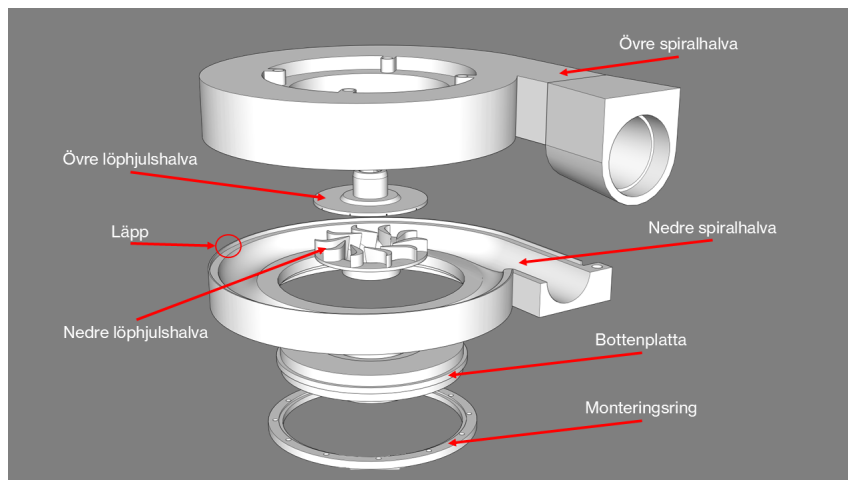


Figur 5: Uppställning av samtliga slutgiltiga CAD-modeller (v2) med benämningar, av författarna, licensierad under CC BY 4.0.

4.3 Slutgiltig montering och konstruktion

Den färdigställda prototypen (se figur 6) monterades med en kombination av permanenta och demonterbara förband. Spiralhalvorna och löphjulets delar sammanfogades med cyanoakrylat (superlim), där en integrerad styrfläns (läpp) användes för att säkerställa korrekt centrering.

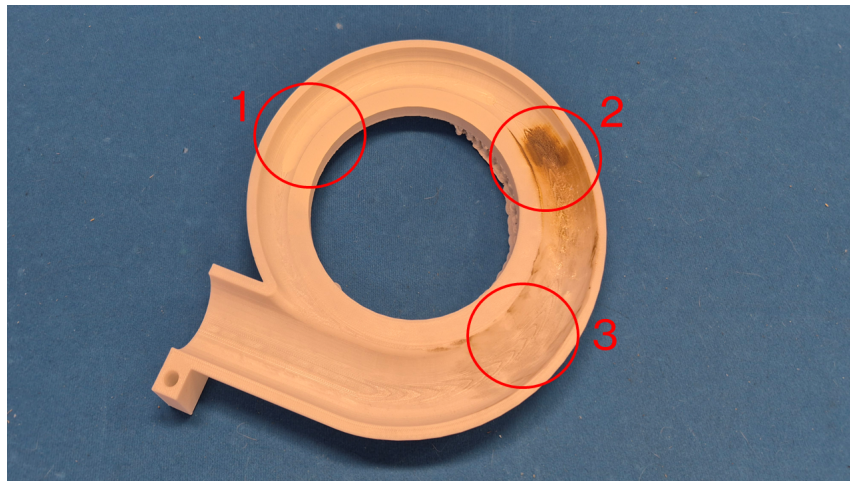
Motorn fixerades vid spiralens översida med M6-skruv i smälta insatsgångor. Bottenplattan monterades med tolv M3-skruvar för att erhålla ett jämnt tryck över tätningsytorna. För att förhindra läckage användes dubbla tätningar i TPU: en inre primär tätning och en yttre tätning som även fungerade som distans för att förhindra att plattan tryckte mot det roterande löphjulet.



Figur 6: Sammansättning av delar till turbinen med benämning av delar och viktiga detaljer, av författarna licensierad under CC BY 4.0.

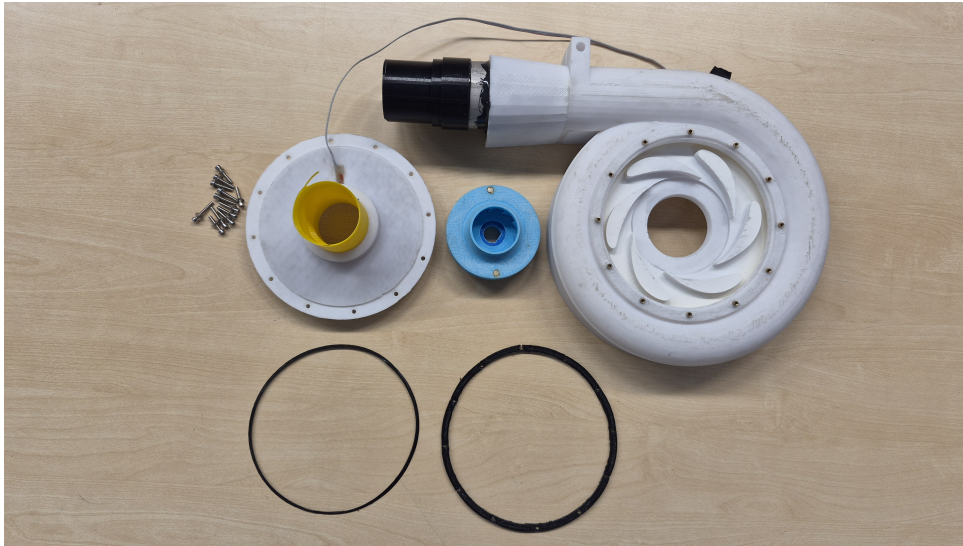
4.4 Tillverkningsresultat och funktionstester

Vid utvärdering av ytbehandlingsmetoderna visade termisk behandling högst risk för deformationer (se figur 7). Resultatet visade att en kombination av ytbeläggning och mekanisk slipning var den mest effektiva metoden för att uppnå förbättrad ytfinhet med enkla medel.



Figur 7: Tester av ytbehandling på spiralens insida. 1: målad, 2: värmd, 3: slipad

Initiala tester av prototypen identifierade läckage vid röradaptrarna, vilket åtgärdades genom applicering av metall-epoxy och ytterligare limning. Vidare observerades att friktion mellan löphjulets axelanslutning och pumpens bottenplatta orsakade lokal smältning av plasten. Detta löstes genom den geometriska nedskalningen i v1.4 samt en förkortning av impellerns axelfäste, vilket säkerställde fri rotation under drift. De resulterande delarna till prototypen visas i figur 8 och monteras med delarna från pumpen i figur 9.



Figur 8: Delar till prototyp. Namn från vänster överrad: Skruvar, bottenplatta, löphjul, spiral, inre tätningring, yttre tätningring



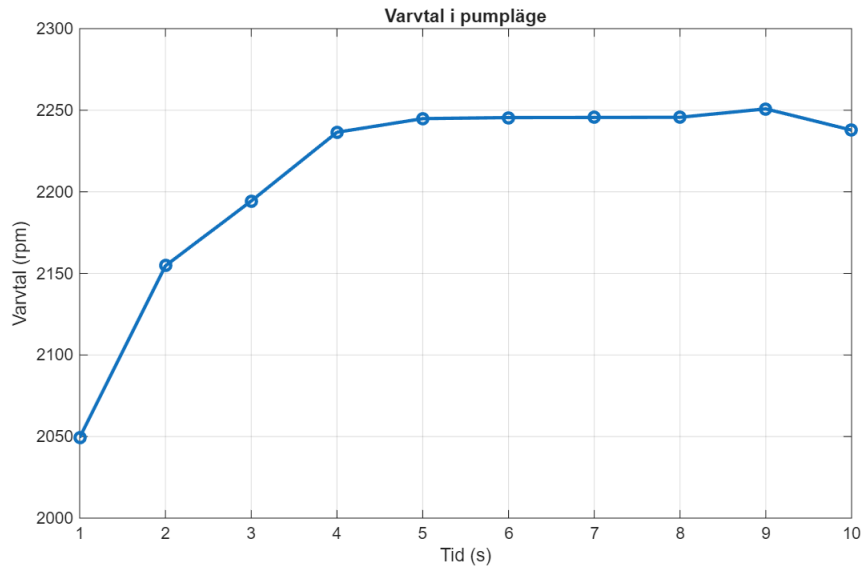
Figur 9: Delar till pump. Namn från vänster överrad: Låsring, platta på axel, bricka, o-ring, pump, skruvar, axel.

4.5 Test i pumpläge

Det kunde observeras att ett vattenflöde nådde den övre reservoaren, och prototypens förmåga att transportera vatten från en lägre punkt till en högre i pumpläge kunde bekräftas.

Den elektriska effekten som tillfördes pumpen mättes med hjälp av en effektmätare som uppgick till 130 watt under försöket. Resultatet visade att varvtalet ökade snabbt i början från cirka 2050 rpm till ungefär 2240 rpm vid 5 sekunder. Därefter stabiliserades varvtalet till ungefär 2245 rpm, vilket innebär att pumpen arbetade

med relativt konstant rotationshastighet.



Figur 10: Figuren visar det uppmätta varvtalet i pumpläge över den mätta tidsperioden på 10 sekunder.

Grafen är skapad med MATLAB, se bilaga C. Resultatet visar att systemet efter en kort accelerationsfas uppnådde ett stationärt driftläge. Varvtalet under normal drift varierade mellan 2245 och 2250 rpm.

4.6 Test i turbinläge

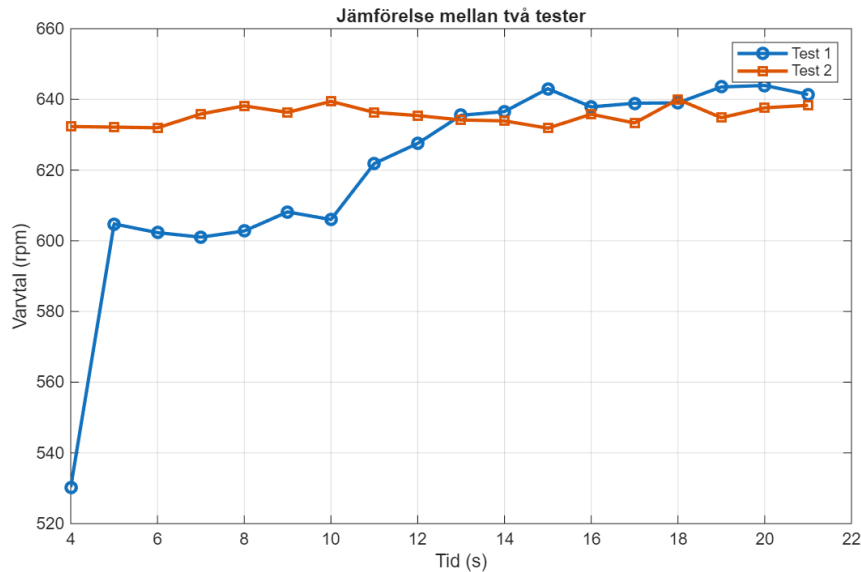
Den statiska fallhöjden uppmättes till 2,75m. Under mätningarna registrerades 0 rpm under de första tre sekunderna för båda mätningar och uteslöts från beräkning av genomsnitt i syfte att endast mäta varvtalet under ett utvecklat flöde.

Det totala flödet L och tiden för varje mätning s presenteras i tabell 2 tillsammans med volymflödet Q , som beräknades som kvoten mellan den totala volymen L och tiden s .

Tabell 2: data för testerna

mättid (s)	totalt flöde (L)	volymflöde (L/s)	genomsnittligt varvtal (rpm)
25,43	49,5	1,9	620
25,29	54,5	2,1	635

Det genomsnittliga volymflödet för de två försöken beräknades till $Q_{avg} \approx 2,05L/s$. Det genomsnittliga varvtalet under mätningarna låg mellan 620 – 635rpm. Figur 11 visar en jämförelse mellan de två testerna där varvtalet mättes som funktion av tiden. Diagrammet är framtaget med hjälp av MATLAB, koden redovisas i bilaga B.



Figur 11: Uppmätt varvtal i turbinläge, I bilaga 2

Med hjälp av flödes hastigheten och rörets diameter kunde flödets Reynoldstal Re beräknas enligt ekvation 8. Vattnet antogs ha en konstant temperatur på 20 grader, och ett konstant tryck på 1 bar, vilket ger ett konstant värde på den kinematiska viskositeten $\nu = 1,004 \cdot 10^{-6}$, enligt tabellvärde. Reynoldstalet beräknades till $Re \approx 51995$, vilket med god marginal överstiger det kritiska värdet för turbulent strömning $Re_{crit} = 2300$.

Reynoldstalet, tillsammans med ytfinheten $\epsilon = 0,015$ mm, bestämmer Darcys friktionsfaktor f utifrån Moodys diagram. Darcys friktionsfaktor uppskattades till $f \approx 0,021$. Vätskans hastighet $v \approx 1,046$ m/s, beräknas utifrån det genomsnittliga volymflödet och rörets kända diameter. Friktionsförlusterna beräknades utefter detta till $h_f = 0,094m$ enligt ekvation 7.

För att bestämma engångsförluster som uppstår i testriggen används förlustfaktorn K . Testriggens uppställning uppskattas innehålla en tvär krök på 90 grader, av typen flanged. Detta ger, tillsammans med rörets diameter att $K_m = 0,39$ enligt tabellvärde, vilket gör att tilläggsförlusterna beräknas till $h_m = 0,022m$ enligt ekvation 6. Den effektiva fallhöjden kunde utifrån detta beräknas till $H = 2,634m$ enligt ekvation 10.

För att beräkna effekten som finns tillgänglig för turbinen att utvinna används ekvation 9, tillsammans med den tidigare beräknade effektiva fallhöjden H , och det genomsnittliga volymflödet Q . Gravitationskonstanten antas vara $9,81m/s^2$, och vattnets densitet antas vara $998kg/m^3$. Enligt detta beräknas den tillgängliga effekten till $P_{in} = 52,87W$, under driftförhållandena som rådde vid testerna.

5 Diskussion

I diskussionen bedöms rimligheten av resultaten från de teoretiska beräkningarna som användes som grund för modelleringen, samt jämförs med de experimentella värden som uppstod vid testerna. Modellens tillverknings- och modelleringsprocess utvärderas, och testernas resultat analyseras. Utifrån detta föreslås framtida arbete som kan utföras på modellen och testtriggen.

5.1 Teoretisk beräkning

Resultaten från de teoretiska beräkningarna representerar en idealiserad uppskattning av turbinens prestanda under givna förutsättningar. Flera av de ingående parametrarna baseras på antaganden och förenklingar, vilket medför att resultaten bör betraktas som approximativa snarare än exakta. Beräkningarna fungerar därmed främst som referensvärden vid jämförelse med experimentella resultat.

Vid jämförelse mellan de teoretiska och experimentella resultaten observeras en tydlig avvikelse i turbinens varvtal. Det teoretiskt beräknade varvtalet uppgick till cirka 305 rpm, medan det experimentella värdet uppmättes till 620-635 rpm. Detta innebär att det uppmätta varvtalet är ungefär dubbelt så högt som det teoretiska. Denna skillnad kan främst förklaras av att systemet i experimentet kördes utan elektrisk belastning, då ingen generator var ansluten för att mäta effekten som generades. Turbinen arbetade därmed under obelastade förhållanden, vilket leder till ett högre varvtal eftersom ingen bromsande effekt verkar på systemet. En annan möjlig orsak är att den antagna verkningsgraden direkt påverkar de utgående effekten och därmed även varvtalet, och en felaktig uppskattning kan leda till betydande avvikelser.

En central osäkerhetskälla är det antagna värdet på verkningsgraden. I avsaknad av experimentell bestämda värden för de aktuella effekterna har verkningsgraden uppskattats utifrån generella eller rekommenderade värden. Eftersom den utgående effekten är direkt proportionell mot verkningsgraden innebär detta att osäkerheter i detta antagande får ett tydligt genomslag i resultaten. I verkligheten påverkas verkningsgraden av ett flertal faktorer, såsom strömningsförluster, turbulens samt ytfinhet vilka inte explicit modelleras i de teoretiska beräkningar.

Fallhöjden utgör ytterligare en parameter som introducerar osäkerhet. Den statiska fallhöjden antogs i detta skedet då en slutgiltig testtrigg inte var konstruerad, och den effektiva fallhöjden har beräknats genom att subtrahera uppskattade friktionsförluster. Dessa förluster har bestämts med hjälp av Reynolds tal (8) och en uppskattad friktionsfaktor hämtad ur Moody-diagram, vilket i sig bygger på antaganden om flödestillståndet samt ytfinhet. Förlusterna som uppstår inne i turbinen exempelvis till följd av turbulens, friktion och geometriska avvikelser har inte inkluderats. Samtidigt har engångsförluster såsom inlopps och utlopps-förluster försummats. Detta innebär att de totala förlusterna sannolikt underskattas, vilket leder till en över-skattning av den effektiva fallhöjden och därmed den tillgängliga effekten.

Även flödes hastigheten och volymflödet baseras på antaganden snarare än direkta mätningar. Dessa värden har erhållits genom givna eller uppskattade parametrar och används vidare i fler centrala samband, såsom beräkningar av effekt och vridmoment. Eventuella avvikelser i dessa antaganden påverkar därför samtliga efterföljande resultat. I ett verkligt system kan flödet dessutom variera till följd av tryckförändringar och interna förluster, vilket inte beaktades då flödet antogs vara konstant i systemet.

Vidare har läckage försumrats i de teoretiska beräkningarna. I praktiska tillämpningar uppstår dock alltid någon form av läckage och övriga förluster, exempelvis i kopplingar mellan rör och turbin. Detta innebär att det verkliga flödet genom turbinen blir lägre än beräknat värde, vilket i sin tur påverkar både effekten och vridmomentet.

5.2 Modellering

Utifrån test upptäcktes att läckage främst framkom vid icke-permanenta sammanfogningar, men minimalt och hanterbart vid permanenta sammanfogningar. Prototypen kräver dock möjlighet till underhåll och modularitet önskas för att möjliggöra utbyte och utveckling av komponenter. Den slutgiltiga uppställningen av modellfiler har endast en icke-permanent sammanfogning. Denna finns mellan spiral och plastbotten och möjliggör byte av löphjul och demontering av prototypen. I uppställning v2 finns två alternativa utlopp: en direkt koppling mot rör för optimerad funktion i pumplägen med förluster i kraftverksläge och ett utlopp med diffusor för optimerad funktion i turbinläge. För produktion av samtliga utloppsalternativ är det då nödvändigt att producera två separata plastbottnar vardera utsedda med varvtalsmätare, vilket representerar en resursineffektivitet. Alternativt, om test av varvtalsmätarens känslighet utförs, kan varvtalsmätare monteras på sådant vis att ingen öppning mot trycksatt utrymme behövs. Denna utformning medger möjlighet av återanvändning av mätverktyg över olika prototypuppställningar. Om bättre lösning för icke-permanenta sammanfogningar appliceras kan modularitet och resurseffektivitet ökas kraftigt i uppställningens helhet.

5.3 Tillverkning

Utifrån de initiala funktionstesterna som utfördes blev det uppenbart att läckage, toleranser och ytfinhet på utskriften var de största problemen som uppstod på grund av tillverkningsmetoden. På grund av att tätningarna inte uppfyllde sin funktion kunde inte prototypen trycksättas. och detta ledde till att prototypen sänktes helt under ytan för att undvika kavitation. Detta ledde till att testriggen inte kunde köras som planerat. I nuläget användes tätningar utskrivna i TPU som anpassades för hur turbinen redan var utformad. Ett bättre sätt hade varit att använda O-ringar och anpassa de 3D-skrivna delarna utefter dem.

Toleranserna spelade också en stor roll i prestandan. Svårigheter uppstod med att

konstruera ett löphjul som både förhindrade läckage inuti modellen, samt undvek att orsaka stora friktioner som försämrade prestanda. Ett lite för stort löphjul låg emot resten av delarna och gav hög friktion, men ett för litet gav istället upphov till att vattnet till stora delar inte passerade genom turbinbladen, och därmed inte bidrog till något vridmoment. Detta blev ett problem på grund av att krympningen i delarna efter de hade svalnat blev olika beroende på hur stora delarna var. Detta kan undvikas genom att iterativt testa sig fram till en del som passar bättre, eller använda ett annat material eller en tillverkningsmetod som ger bättre yta och toleranser.

På grund av materialet och tillverkningsmetoden som användes så uppstod också svårigheter med att uppnå en yta som ansågs tillräckligt fin för att inte orsaka onödigt stor friktion och därmed försämra prototypens förmåga. Om toleranstester inte hade behövts utföras på de olika 3D-skrivarna så hade tiden för utskrifter sänkts märkbart. Med mer undersökning om inställningar på de olika skrivarna hade en bättre yta på de olika delarna uppnåtts, men detta kunde inte fokuseras på eftersom tiden endast räckte till att skriva ut delar och uppdatera dessa.

5.4 Test i pumpläge

Testerna avsåg att testa modellens funktion som pump. Då ett stabilt vattenflöde observerades nå upp till den övre reservoaren, kunde modellens grundläggande förmåga att förflytta vatten från en lägre punkt till en högre punkt till viss del säkerställas. Trots detta föreligger betydande osäkerheter i testerna och metoden. Då svårigheter med att upprepa testet under identiska förhållanden uppstod, kan resultaten inte anses var statistiskt säkerställda, och modellen anses inte vara fullgott testad för att kunna garantera dess funktion.

5.4.1 Mätosäkerheter för pumptester

Testerna utfördes med modellen helt nedsänkt under vatten, och med en slang som kopplade samman modellen och den övre reservoaren. Detta gjordes eftersom modellen inte klarade av att höja vatten till den övre reservoaren när den skulle ta in vatten med hjälp av en slang till en annan reservoar. Detta kan tyda på att det uppstod problem med luft och luftbubblor i slangarna eller inuti modellen vid testerna. Luft som befinner sig i systemet kan sänka flöda drastiskt och skapar obalans som ger missvisande varvtalsiffror. Om tillräckligt mycket luft har tagit sig in i systemet, kan det helt förhindra modellens förmåga att pumpa vattnet, vilket kan förklara svårigheterna som uppstod med att upprepa testerna med samma utfall.

Användningen av en magnetisk varvtalsmätare medför osäkerheter kring resultatets validitet, då potentiella vibrationer i axeln och löphjulet kan leda till att sensorn missar mätpunkter eller registrerar fler än vad som faktiskt uppstår i verkligheten.

5.5 Test i turbinläge

Utifrån uppmätt data går det att observera att de första tre sekunderna för båda tester inte ger något varvtal alls vid mätningen. Detta tyder på systemet inte nått upp i hastighet, och det tar en liten stund för vattnet att nå full hastighet och börja rotera löphjulet. Det kan även tyda på att en viss tröskel av friktion måste övervinnas mellan löphjulet och närliggande ytor innan rotation påbörjas.

Det två mätningar som genomfördes visar på att relativt lika värden uppstår vid samma fallhöjd och därmed ses rotationshastigheten som ett rimligt värde. Det totala genomsnittet på varvtalshastigheten blev 538 rpm. Väljer man att räkna bort de 3 första sekunderna som gav 0 rpm får vi istället ett genomsnitt på 627 rpm.

Variationen av varvtalet under testernas gång påverkar resultatets trovärdighet, speciellt eftersom det är svårt att fastställa vad detta beror på. Variationer i flödet som inte plockas upp med den nuvarande metoden

5.5.1 Mätosäkerheter för turbintester

Testerna syftade till att lägga en grund för att utvärdera modellens förmåga att fungera som turbin, genom att med hjälp av en magnetisk varvtalsmätare och manuella observationer av volymflödet, säkerställa att modellens löphjul roterade vid en viss fallhöjd. Vid utvärderingen av dessa resultat identifieras dock betydande osäkerheter.

Den manuella flödesmätningen, baserad på volymavläsning och tidtagning, introducerar systematiska fel kopplade till mänskliga faktorer såsom reaktionstid, och svårigheter att exakt avläsa vattenytans nivå. Denna metod ger också enbart ett genomsnittligt volymflöde under hela testets gång, och uppfattar inte skillnader i volymflödet som uppstår. Vidare medför användningen av ett måttband för att mäta fallhöjden också osäkerheter, då det introducerar utrymme för mänskliga fel att uppstå. Även vid den magnetiska varvtalsmätningen uppstår osäkerheter kring resultatets validitet, på grund av eventuella vibrationer i axeln och löphjulet, samt sensorns känslighet för exakt placering. Detta kan leda till att sensorn antingen missar mätpunkter, eller registrerar fler än vad som faktiskt inträffar i verkligheten.

Testerna utfördes med modellen helt nedsänkt under vatten, och enbart en slang som var kopplad. Detta gjordes för att testerna i detta skedet av arbetet syftade till att utvärdera modellens funktion som turbin, vilket betyder att det inte gick att fastställa hur mycket läckage som uppstod i modellen.

Sammanfattningsvis anses mängden tester och precisionen i mätmetoderna vara otillräckliga för att fastställa modellens funktion som turbin och ge mätvärden som är tillräckligt exakta för att dra slutsatser kring dess driftförhållande, men de fungerar som en indikation på modellens grundläggande mekaniska funktion.

5.6 Framtida arbete

Under detta avsnitt presenteras rekommendationer för hur vidareutveckling av projektet samt framtida studier, inledningsvis behandlas hur modelleringen och konstruktionen kan förbättras. Därefter diskuteras framtida pumptester och avslutas med framtida turbintester.

5.6.1 Framtida modellering

Vidare studier bör i första hand utvärdera den slutgiltiga modellens långsiktiga hållbarhet och tillförlitlighet under drift. För att modellen fullt ut ska kunna uppfylla sitt syfte som undervisningsverktyg, rekommenderas vidare utveckling av dess modularitet. Framtida iterationer bör testa att integrera justerbara ledskenskinklar samt förenkla mekanismen för byte av löphjul, vilket skulle möjliggöra direkta jämförelser av olika geometriers påverkan på systemets verkningsgrad.

En kritisk designjustering för framtida modeller är att åtgärda de identifierade läckagen vid bottenplattans anslutning till resterande delar på prototypen. Detta bör primärt ske genom att konstruera om kontaktytan mellan dessa för att rymma standardiserade O-ringar, vilket skulle ge en mer tillförlitlig tätning än nuvarande TPU-packningar.

Slutligen bör rör- och slanganslutningarna samt systemets slutna design revideras. I nuvarande utförande suger systemet in luft när det drivs med separata slangar, vilket krävde att modellen sänktes ner helt i vatten under testerna. En modifiering av inlopps- och utloppskopplingarnas passform och tätning krävs därmed för att modellen ska kunna köras torrt och stabilt som en helt fristående laborationsuppställning.

5.6.2 Framtida pumptester

De initiala testerna bekräftar att prototypen grundläggande pumpfunktion fungerar, då vatten framgångsrikt kunde transporteras från en lägre reservoar, till en högre. I nuvarande skede begränsas dock analysen till en kvalitativ observation snarare än en kvantitativ utvärdering, på grund av avsaknad av tillräcklig mätutrustning. För att säkerställa modellens prestanda, krävs en mer omfattande och instrumenterad testprocedur av prototypen i pumpläge.

En kritisk brist i nuvarande mätdata är avsaknaden av ett tillförlitligt värde på volymflödet Q . Volymflödet är grundläggande för att kunna bestämma den hydrauliska effekten som tillförs vätskan enligt ekvation 9. Utan detta går det inte att, på ett trovärdigt sätt, utvärdera pumpens verkningsgrad.

Frånvaron av flödesdata innebär även att strömningshastigheten v förblir okänd, vilket omöjliggör beräkning av Reynoldstalet Re . Eftersom Reynoldstalet dikterar rörsystemets friktionsförluster h_f , kan den faktiska belastningen på pumpen inte kvantifieras. I pumpläge måste prototypen inte bara övervinna den statiska tryck-

höjden, utan även dessa dynamiska förluster som uppstår i rörsystemet. För att på ett tillförlitligt sätt bestämma tryckhöjden H , bör därför trycket mätas vid prototypens in- och utlopp med manometrar, för att sedan applicera Bernoullis ekvation.

För en fullständig utvärdering av verkningsgraden η krävs, utöver flödesmätning och ett sätt att beräkna tryckhöjden som prototypen erfar, även ett sätt att mäta det mekaniska vridmomentet som löphjulet genererar. Detta är nödvändigt för att kunna separera motorns elektriska förluster från pumpens interna hydrauliska förluster. Den hydrauliska verkningsgraden kan då definieras enligt ekvation 13. Genom att kombinera dessa mätmetoder kan en så kallad pumpkurva upprättas. Detta hade gett en överblick över hur tryckhöjden varierar med flödet, vilket är väsentligt för att utvärdera pumpens prestanda.

Att förstå prototypens verkningsgrad i pumpläge är av stor betydelse för att avgöra hur väl geometrin presterar vid reversibel drift. Eftersom modellen är baserad på en Francisturbin, som ofta används inom pumpkraftverk på grund av dess förmåga att fungera väl även vid reversibel drift, ger en kvantitativ analys i pumpläge värdefulla insikter kring prototypens förmåga att fungera även som pump.

5.6.3 Framtida turbintester

Även om nuvarande experiment bekräftar att löphjulet roterar vid den givna fallhöjden, kvarstår osäkerhet kring modellens faktiska förmåga att utföra ett nyttigt arbete.

I nuvarande skede kan rotationen vara ett resultat av att turbinen snurrar obelastad (vid så kallat rus-varvtal), vilket inte ger en representativ bild av dess prestanda under belastning. Framtida tester bör därför inkludera ett bromsprov eller integration av en generator för att fastställa turbinens vridmoment. Detta är en förutsättning för att kunna beräkna effekten som turbinen genererar och därmed utvärdera hur effektivt geometrin omvandlar vattnets rörelseenergi till mekanisk energi, och inte minst för att fastställa modellens funktion som turbin.

Även om det beräknade genomsnittliga volymflödet för turbintestet ger en rimlig indikation på modellens kapacitet, innebär metoden betydande osäkerhetsmarginaler. För att höja testernas trovärdighet och möjliggöra en mer exakt utvärdering av turbinens prestanda rekommenderas integration av flödesmätare för kontinuerlig datainsamling. En mer precis bestämning av volymflödet (Q) är avgörande då storheten är direkt dimensionerande för den hydrauliska effekten ($P_{in} = \rho g H Q$). Utan ett exakt flödesvärde blir beräkningar av turbinens effekt och verkningsgrad osäker, eftersom även små avvikelser i flödet ger linjära fel i den beräknade effektiviteten. Vidare påverkar flödes hastigheten beräkningen av Reynoldstalet (Re), vilket i sin tur definierar strömningens karaktär (laminär eller turbulent). Ett verifierat Reynoldstal är en förutsättning för att med säkerhet kunna fastställa friktionsförluster i rörsystemet och därmed bestämma den exakta effektiva fallhöjden. Genom att använda en flödesmätare kan flödesvariationer under testets gång identifieras, vilket ger en mer verklighetstrogen bild av hur turbinen reagerar på dynamiska föränd-

ringar i systemet.

Den manuella metoden som användes för att beräkna den statiska fallhöjden H_{st} medför en risk för att mänskliga felkällor ska kunna uppstå, som till exempel svårigheter med att fastställa en exakt referenspunkt vid vattenytan under drift. Eftersom beräkningen av den tillgängliga energin utgår från detta värde, fortplantas osäkerheten direkt till resultatet för turbinens prestanda. För att erhålla ett mer exakt och verklighetstroget värde på den effektiva fallhöjden bör testriggen utrustas med manometrar vid turbinens in- respektive utlopp. Genom denna konfiguration kan energiekvationen tillämpas för att bestämma den specifika energi som står till turbinens förfogande för energiomvandling:

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 - \left(\frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_2 \quad (26)$$

Genom att mäta tryckskillnaden direkt över modellen isoleras turbinens verkningsgrad från rörsystemets friktionsförluster, vilket säkerställer en mer tillförlitlig teknisk utvärdering.

För att beräkna Reynoldstal Re görs antaganden om vattnets temperatur. Eftersom vattnets kinematiska viskositet är starkt temperaturberoende, påverkar detta antagandet exaktheten på Reynoldstalet och därmed rörsystemets friktionsförluster. Genom att förse riggen med instrument för att mäta vattentemperatur, hade mätosäkerheten kunnat minimaliserats ytterligare.

För att modellen ska kunna användas som effektivt utbildningsmaterial, krävs förutom en systematisk säkerställning av dess förmåga att fungera som turbin, en systematisk kartläggning av dess fullständiga karaktäristik. Detta innebär att turbinens centrala prestandparametrar, såsom mekanisk effekt, verkningsgrad och vridmoment, behöver undersökas som funktion av varierande volymflöde.

Vidare bör framtida undersökningar innefatta identifiering av eventuell kavitation. Detta kan ske genom en akustik analys av systemets ljudbild, då kavitation ofta åsamlar ett igenkännbart ljud som kan likna buller.

Slutsats

Detta kandidatarbete har undersökt möjligheten att konstruera och testa en modell av pumpkraftverk baserat på Francisturbin med hjälp av additiv tillverkning. Projektets huvudsakliga mål var att utveckla en demonstrationsmodell som kan användas i undervisningssyfte samt att undersöka om 3D- printade komponenter är lämpliga för hydrauliska tillämpningar inom turbomaskiner. Arbetet omfattade både teoretiska beräkningar och experimentella tester där modellens funktion i turbinläge och pumpläge analyserades. Under arbetets gång identifierades fler faktorer som påverkade modellens prestanda, framförallt relaterade till täthet, friktion och ytfinhet hos de printade komponenterna. Begränsningar i testriggen och den tillgängliga mätutrustningen gjorde det även svårt att genomföra mer detaljerade analyser av systemets hydrauliska prestanda och verkningsgrad. Resultaten bör därför främst ses som en första experimentell undersökning av konceptet funktion.

För framtida arbete rekommenderas vidareutveckling av testriggen med förbättrad mätutrustning samt optimering av prototypens geometri, tätningar och interna ytfinhet för att minska förluster och förbättra prisstabiliteten. Vidare tester med fler mätningar och stabilare flödesförhållanden skulle kunna ge mer tillförlitliga resultat och möjliggöra en stabilare flödesförhållanden skulle kunna ge mer tillförlitliga resultat och möjliggöra en mer detaljerad analys av turbinens prestanda och användbarhet i undervisningssyfte.

Eftersom prototypen är avsedd för utbildningsändamål, lades stor vikt vid modularitet och enkel montering. Modularitet tillåter användaren att experimentellt demonstrera hur olika geometriska utformningar påverkar maskinens prestanda. Det ger en konkret illustration av hur en francisturbin kan optimeras för både konventionell turbindrift och reversibel drift som pump, vilket är en grundläggande princip för funktionen hos moderna pumpkraftverk. Modellen anses uppnå den önskade modulariteten.

Användning av generativ artificiell intelligens (AI)

Under detta kandidatarbete har generativ artificiell intelligens i form av språkmodellerna chatGPT och Gemeni använts som stödjande verktyg i skrivprocessen. All information, data och teknisk analys har tagits fram och granskats manuellt av författarna .

AI-verktygen har använts specifikt till språkgranskning och textredigering. Verktöget har använts för att korrigera grammatik och meningsbyggnad. Den har även använts som stöd för att formatera LaTeX-kod till ekvationer, bilder och strukturering av rapporten.

Författarna intygar härmed att alla AI-genererade förslag har granskats kritiskt, och att författarna bär det fulla ansvaret för rapportens slutgiltiga innehåll, noggrannhet och vetenskapliga integritet.

Arbetsfördelning

Tester och skrivning utfördes av samtliga medverkande. CAD-modellering utfördes främst av Adam Jonsson. 3D-skrivning och montering utfördes främst av Erik Arvidsson. De teoretiska beräkningarna utfördes främst av Maria alhayek, Sara Almasri, Birger Arvidsson och Tage Söderberg Betten. Matlab beräkningarna utfördes av Maria alhayek och Sara Almasri. Birger Arvidsson och Tage Söderberg Betten har varit huvudansvariga för rapportskrivning.

Referenser

- Abioye, S. O., Oyedele, L. O., Akanbi, L., Ajayi, A., Delgado, J. M. D., Bilal, M., Akinade, O. O., & Ahmed, A. (2021). The role of artificial intelligence in construction management: A systematic literature review. *International Journal of Information Management Data Insights*. <https://doi.org/10.1016/j.jjime.2021.100027>
- Bakar, A., m. fl. (2022). Effects of Thermal Cycling on the Mechanical Strength of TPU 3D-Printed Material. *Materials Science Forum*, 105, Abstract. <https://doi.org/10.4028/p-iRuRZ3>
- Brändström, F., & Gustafsson, A. (2024). *Vattenkraft* (Rapport). Energimyndigheten. <https://www.energimyndigheten.se/forskning-och-innovation/forskning/elsystem/vattenkraft/>
- Budenholzer, R. A., & Landis, F. (2022). *Turbine*. Encyclopedia Britannica. Hämtad 6 mars 2026, från <https://www.britannica.com/technology/turbine>
- Fortum. (2023). *Pumpkraft i Sverige*. Hämtad 15 februari 2026, från <https://www.fortum.se/>
- Gibson, I., Rosen, D., & Stucker, B. (2015). *Additive Manufacturing Technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing* (2. utg.). Springer.
- International Hydropower Association. (u.å.). *Pumped storage hydropower*. <https://www.hydropower.org/factsheets/pumped-storage>
- Jiang, J., Xu, X., & Stringer, J. (2018). Support Structures for Additive Manufacturing: A Review. *Journal of Manufacturing and Materials Processing*, 2(4), 64. <https://doi.org/10.3390/jmmp2040064>
- Kettunen, P. (2025). *Hydrokinetisk energis funktion och miljöpåverkan* [Examensarbete]. Yrkeshögskolan Arcada [Energi- och miljöteknik].
- Krivchenko, G. (1994). *Hydraulic Machines: turbines and pumps*. Lewis publishers.
- Nationalencyklopedin. (u.å-a). *Kavitation*. Hämtad 4 maj 2026, från <https://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/l%C3%A5ng/kavitation>
- Nationalencyklopedin. (u.å-b). *pumpkraftverk*. Hämtad 4 maj 2026, från <https://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/l%C3%A5ng/pumpkraftverk>
- Nilsson, E., Nilsson, I., Thulin, O., & Samuelsson, S. (2010). *Förbättring av Francis-turbin* [Kandidatarbete]. Chalmers tekniska högskola.
- Nilsson, H. (2024). *Hydropower – Design and analysis of Pelton, Francis and Kaplan turbines* [Föreläsningsbilder] [TRA355 Modern Energy Technologies and Systems], Chalmers tekniska högskola.
- Protolabs Network. (2026). *3D printing: What is it & how does it work?* Hämtad 23 april 2026, från <https://www.hubs.com/guides/3d-printing/>
- Saqib, S., Urbanic, R. J., & Aggarwal, K. (2021). Analysis of Dimensional Accuracy and Surface Roughness for FDM Parts. *Journal of Manufacturing and Materials Processing*, 5(2), 43. <https://doi.org/10.3390/jmmp5020043>
- Sveriges miljömål. (2025). *Utsläpp av växthusgaser till år 2045*. Hämtad 4 maj 2026, från <https://www.sverigemiljomal.se/etappmalen/utslapp-av-vaxthusgaser-till-ar-2045/>

- Turner, B. N., Strong, R., & Carter, S. A. (2014). A review of melt extrusion additive manufacturing processes: I. Process design and modeling. *Rapid Prototyping Journal*, 20(3), 192–204. <https://doi.org/https://doi.org/10.1108/RPJ-01-2013-0012>
- Vattenfall. (2023a). *Juktans pumpkraftverk*. Hämtad 6 februari 2026, från <https://group.vattenfall.com/se/nyheter-och-press/pressmeddelanden/2023/vattenfall-tar-juktans-pumpkraftverk-till-nasta-steg>
- Vattenfall. (2023b). *Pumpkraftverk*. Hämtad 6 februari 2026, från <https://www.vattenfall.se/fakta/energislager/vattenkraft/pumpkraftverk/>
- Webb, K. (2020). *Section 3 Pumped Hydro* [Föreläsningsbilder] [ESE471: Energy Storage Systems], Oregon State University.
- Vega, V., m. fl. (2010). The Effect of Layer Orientation on the Mechanical Properties and Microstructure of a Polymer. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 20, 987. <https://doi.org/10.1007/s11665-010-9740-z>
- White, F. M. (2020). *Fluid Mechanics* (8. utg.). McGraw-Hill Education.

Bilagor

A Varvtalsdata turbinläge

Tabell A.1: Varvtalsdata turbinläge

Tidssteg [s]	rpm Test 1	rpm Test 2
1	0.00	0.00
2	0.00	0.00
3	0.00	0.00
4	530.30	632.33
5	604.77	632.16
6	602.31	631.97
7	601.03	635.87
8	602.77	638.17
9	608.16	636.32
10	606.01	639.44
11	621.88	636.31
12	627.55	635.42
13	635.50	634.18
14	636.56	633.92
15	643.02	631.86
16	637.88	635.81
17	638.91	633.31
18	639.02	640.01
19	643.52	634.82
20	643.94	637.63
21	641.39	638.31
Genomsnitt	620.24	635.43

B MATLAB-resultat för turbin

Nedan visas MATLAB-figuren som visar skillnaden i varvtal för de två testerna i turbinläge och tillhörande kod.

```
% Tid
t = 1:21;

% Test 1
n1_raw = [NaN NaN NaN 1060.60 1209.54 1204.61 1202.05 ...
          1205.53 1216.32 1212.01 1243.76 1255.09 ...
          1271.00 1273.11 1286.03 1275.75 1277.82 ...
          1278.04 1287.04 1287.87 1282.77];

n1 = n1_raw / 2;

% Test 2
n2_raw = [NaN NaN NaN 1264.65 1264.31 1263.93 1271.74 ...
          1276.33 1272.64 1278.88 1272.62 1270.83 ...
          1268.36 1267.83 1263.72 1271.61 1266.62 ...
          1280.02 1269.63 1275.25 1276.62];

n2 = n2_raw / 2;

% Diagram
figure

plot(t,n1,'-o','LineWidth',2)
hold on

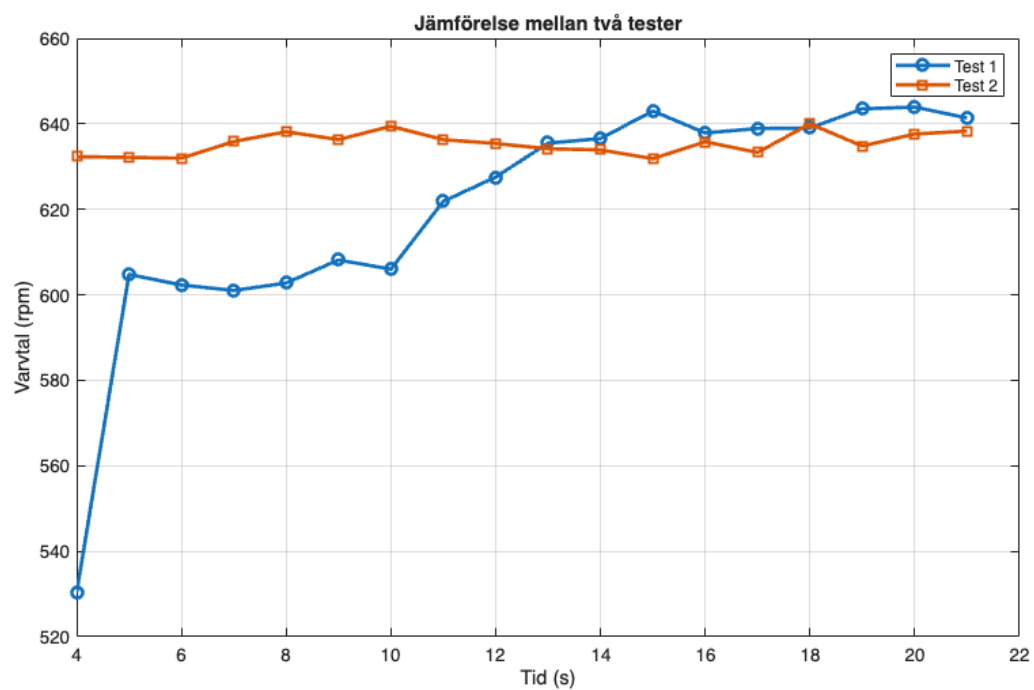
plot(t,n2,'-s','LineWidth',2)

xlabel('Tid (s)')
ylabel('Varvtal (rpm)')

title('Jämförelse mellan två tester')

legend('Test 1','Test 2')

grid on
```



Published with MATLAB® R2025b

C MATLAB-resultat för pumpläge

Nedan presenteras MATLAB-koden samt tillhörande figur för pumpläget. Figuren visar hur varvtalet utvecklas över tid under experimentet, där en korrigering har gjorts för två magneter i mätsystemet.

```
% Tid
t = 1:10;

% Pumpläge-data
n_pump_raw = [4098.78 4309.33 4388.68 4472.97 ...
              4489.69 4490.97 4491.14 4491.34 ...
              4501.65 4475.59];

% Korrigering för två magneter
n_pump = n_pump_raw / 2;

% Diagram
figure

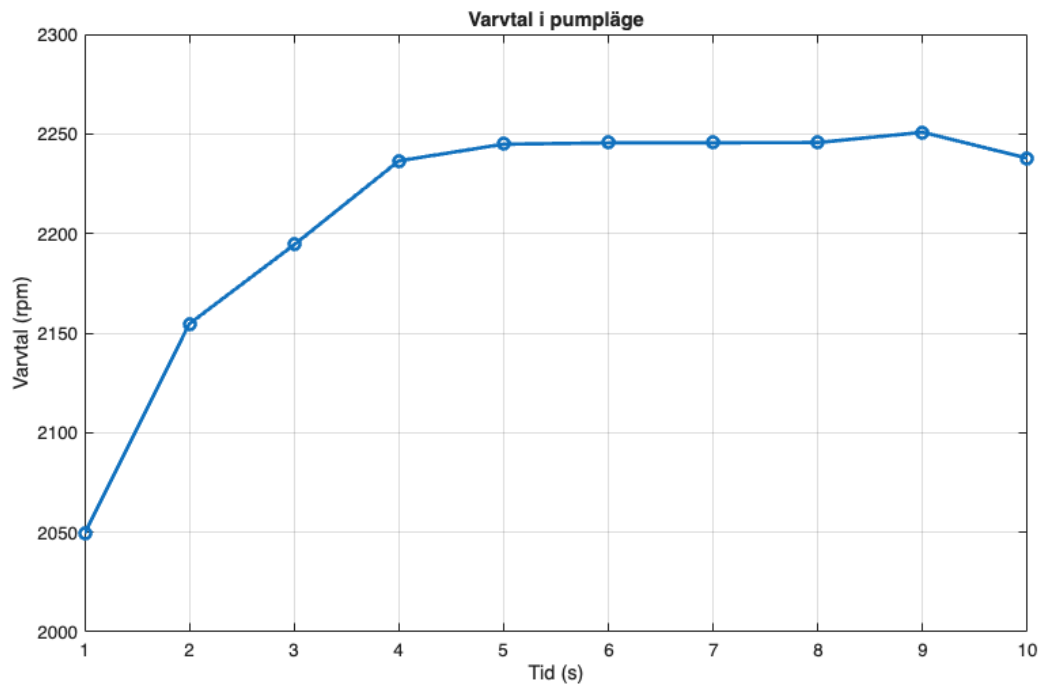
plot(t,n_pump,'-o','LineWidth',2)

grid on

xlabel('Tid (s)')
ylabel('Varvtal (rpm)')

title('Varvtal i pumpläge')

xlim([1 10])
ylim([2000 2300])
```

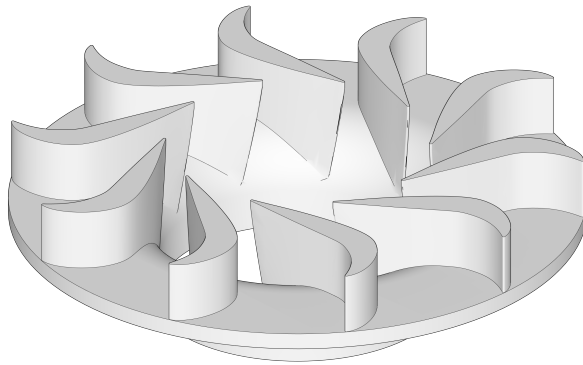


Published with MATLAB® R2025b

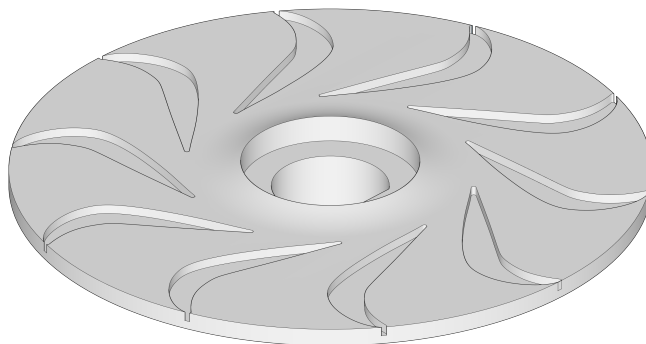
D Modellbilder



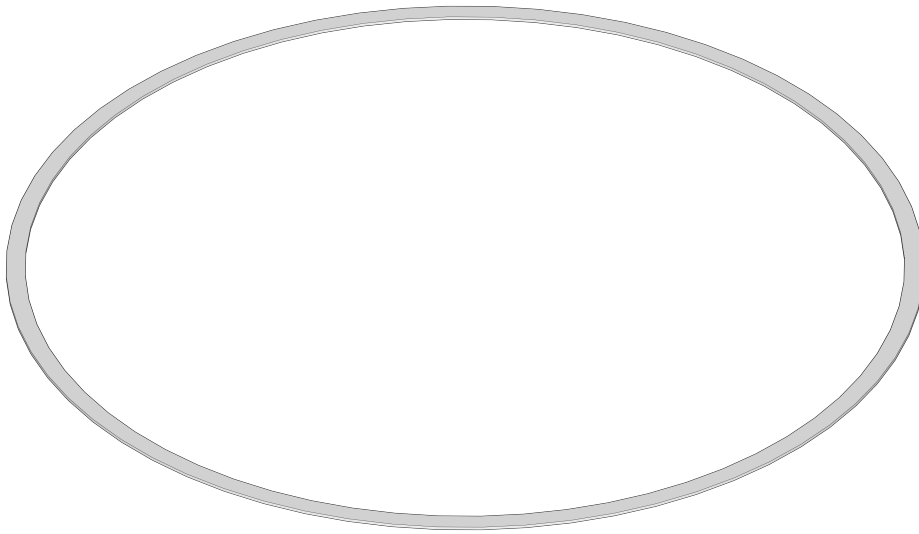
Figur A.1: Anpassning_ut: Röranpassning utflöde.



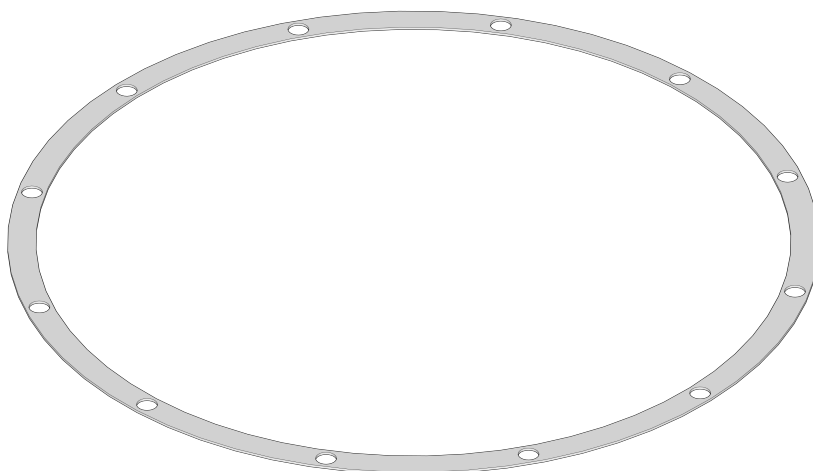
Figur A.2: LophjulBotV2: Löphjul, botten.



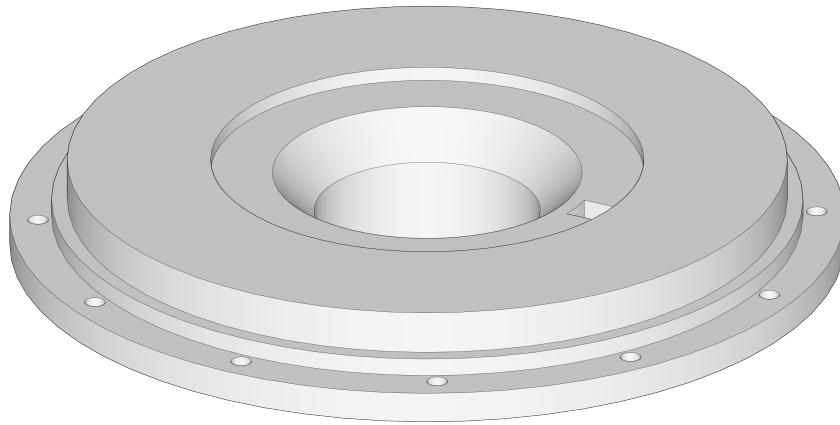
Figur A.3: LophjulBotV2: Löphjul, topp.



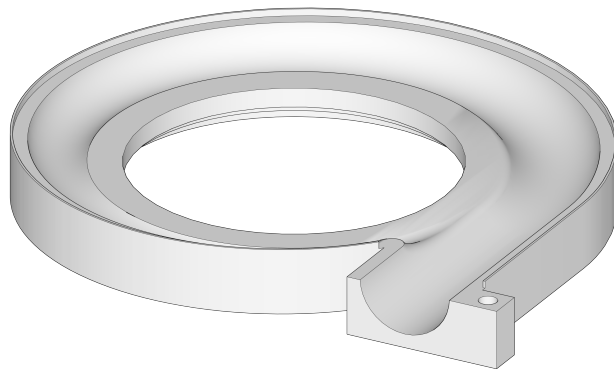
Figur A.4: PlastbottenPackning_{inre} : *Inrepackning mot plastbotten.*



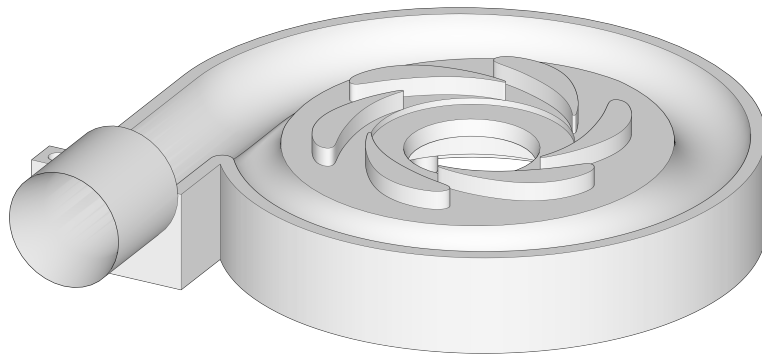
Figur A.5: PlastbottenPackning_{yttre} : *Yttrepackning mot plastbotten.*



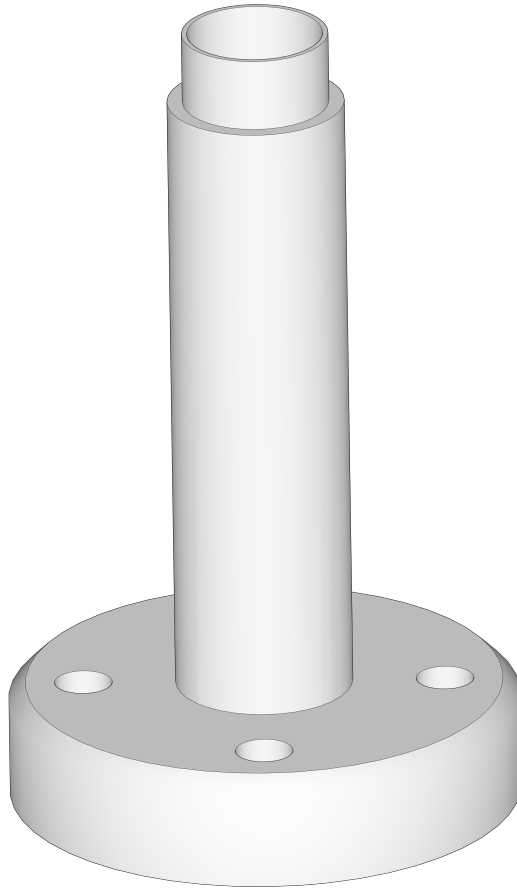
Figur A.6: PlastbottenV2: Bottenplatta mot utflöde.



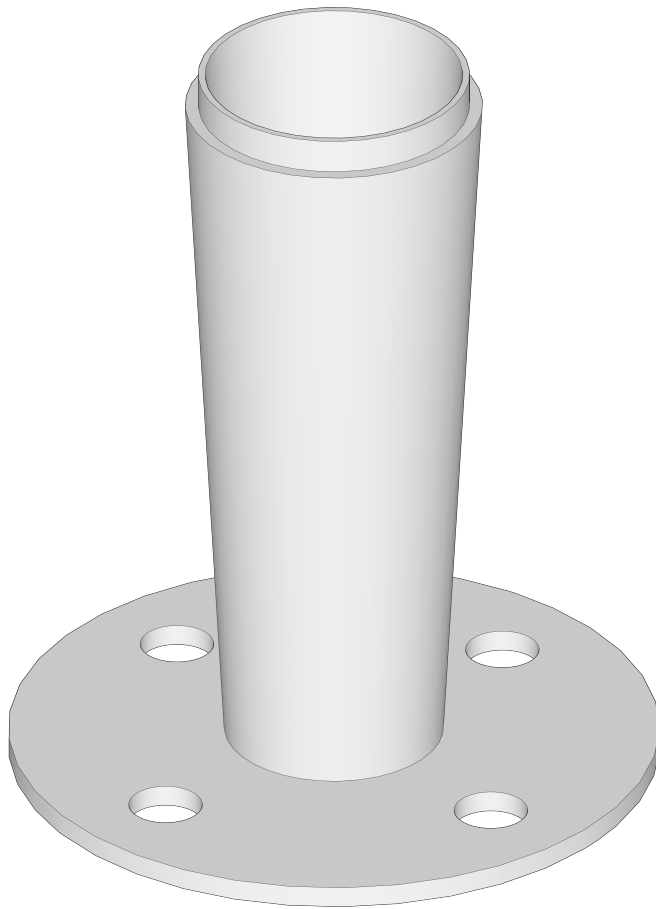
Figur A.7: SpiralBotV2: Spiral, botten.



Figur A.8: SpiralBotV2: Spiral, topp.



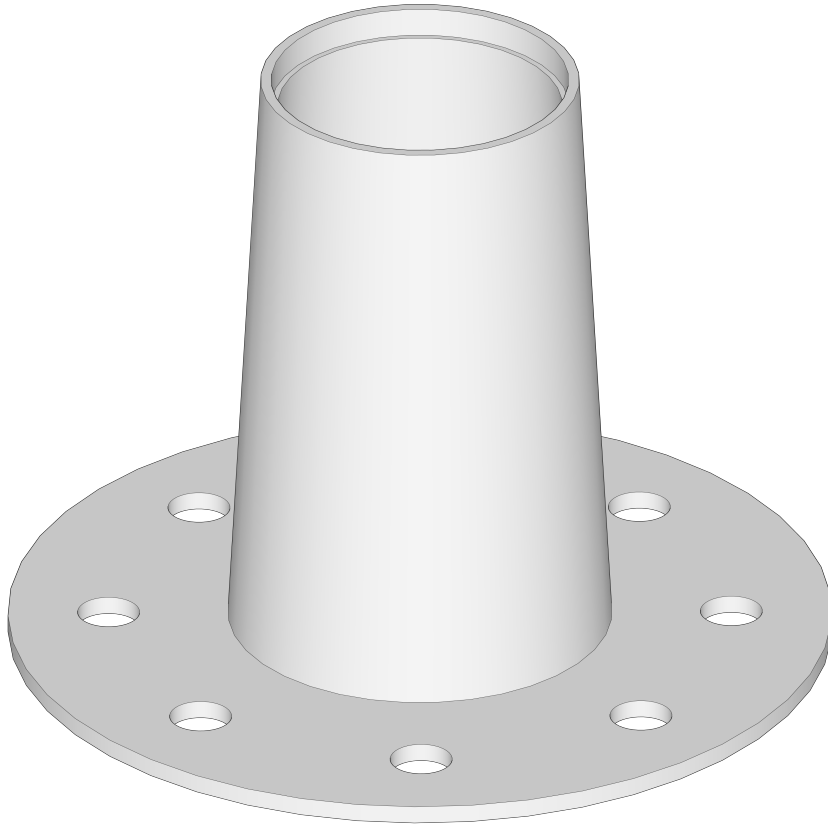
Figur A.9: Plastror: Rör mellan utflöde och diffusor.



Figur A.10: DiffusorBotV2: Diffusor, botten.



Figur A.11: DiffusorMidV2: Diffusor, mitt.



Figur A.12: DiffusorTopV2: Diffusor, topp.