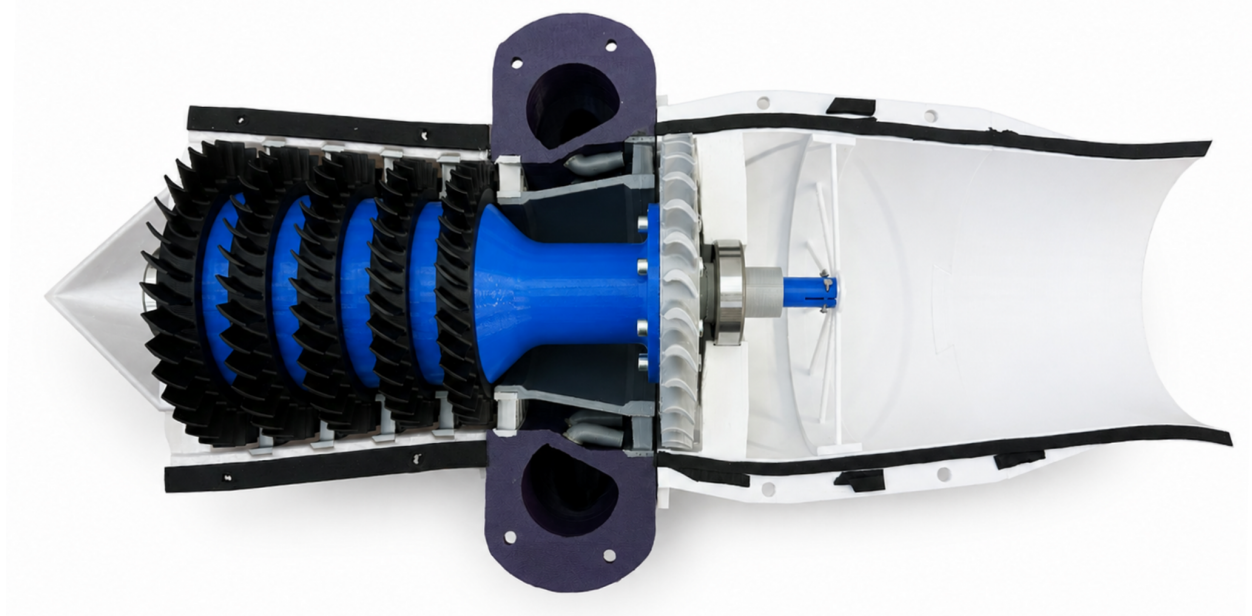




**CHALMERS**



# Tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator

Design, tillverkning och experimentell utvärdering

Kandidatarbete inom mekanik och maritima vetenskaper

Mohammed Ala-Abadi

Tilda Andrén

Edvin Hansson

Ushinsky Jayawardena

Herman Ståhlberg

Erik Åkerblom

**INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER**

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2026

[www.chalmers.se](http://www.chalmers.se)



KANDIDATARBETE MMSX21-VT26-27B

# Tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator

Design, tillverkning och experimentell utvärdering

Mohammed Ala-Abadi  
Tilda Andrén  
Edvin Hansson  
Ushinsky Jayawardena  
Herman Ståhlberg  
Erik Åkerblom



**CHALMERS**

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

Tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator  
Design, tillverkning och experimentell utvärdering  
MOHAMMED ALA-ABADI  
TILDA ANDRÉN  
EDVIN HANSSON  
USHINSKY JAYAWARDENA  
HERMAN STÅHLBERG  
ERIK ÅKERBLOM

© MOHAMMED ALA-ABADI, TILDA ANDRÉN, EDVIN HANSSON,  
USHINSKY JAYAWARDENA, HERMAN STÅHLBERG, ERIK ÅKERBLOM, 2026.

Handledare: Matej Tomić, 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: Eget fotografi av den konstruerade demonstratorn.

Typsatt i L<sup>A</sup>T<sub>E</sub>X (Gustaver, 2020).  
Göteborg 2026

Tryckluftdriven flygmotor-demonstrator  
Design, tillverkning och experimentell utvärdering  
MOHAMMED ALA-ABADI, TILDA ANDRÉN, EDVIN HANSSON,  
USHINSKY JAYAWARDENA, HERMAN STÅHLBERG, ERIK ÅKERBLOM  
Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper  
Avdelningen för Strömningslära  
Chalmers Tekniska Högskola

Compressed-Air Driven Jet Engine Demonstrator  
Design, Manufacturing and Experimental Evaluation

## Abstract

This bachelor's thesis covers the design, manufacturing, and experimental evaluation of a compressed-air driven jet engine demonstrator with focus on the high-pressure system. The aim has been to develop an educational model for teaching fluid mechanics and turbomachinery at Chalmers University of Technology. The work also aimed to create a physical demonstrator enabling visualization of key components, flow paths, and energy conversion processes, as well as comparisons between idealized theory and real operating conditions.

An existing CAD model was further developed and scaled up by a factor of 2.5 to accommodate compressed-air operation. A custom-designed air distributor was integrated into the engine casing to replace the combustion chamber. The demonstrator was manufactured primarily through FDM-based 3D printing in PLA and PET-G, with a total print time of approximately 305 hours and a material consumption of 6.8 kg of filament. The design was modular and disassemblable to allow separate operation of the turbine and compressor, as well as measurement of rotational speed, pressure distribution, and power output via an integrated generator.

Experimental tests were conducted using compressed air at low rotational speeds of approximately 150–300 rpm. Results showed an unexpected pressure drop across the compressor instead of the theoretically expected pressure rise, attributed to operation far from the design point. Power measurements yielded a mechanical power output on the order of 0.1–0.3 W, significantly lower than theoretically calculated values. The discrepancies are primarily explained by friction losses, leakage, geometric tolerance deviations, and unfavorable flow angles. Despite these limitations, the demonstrator clearly illustrated overall flow and performance trends and generated useful experimental data.

The conclusion is that the demonstrator fulfills its primary educational purpose and demonstrates that additive manufacturing is a cost-effective method for developing technical demonstration systems. The work also highlights the importance of combining theoretical models with experimental testing to develop understanding of real engineering limitations in turbomachinery. The report concludes with recom-

---

mendations regarding improved manufacturing, teaching materials, and future CFD analyses for further development of the demonstrator and its pedagogical value.

Keywords: jet engine, demonstrator, compressed air, turbomachinery, 3D printing, fluid mechanics, experimental analysis, educational tool, energy conversion

## Sammanfattning

Detta kandidatarbete omfattar konstruktion, tillverkning och experimentell utvärdering av en tryckluftsdreven demonstrator av en flygmotor med fokus på högtrycks-systemet. Syftet har varit att utveckla en pedagogisk modell för undervisning inom strömningslära och turbomaskiner vid Chalmers tekniska högskola. Arbetet syftade även till att skapa en fysisk demonstrator som möjliggör visualisering av centrala komponenter, flödesvägar och energiomvandlingsprocesser samt jämförelser mellan idealiserad teori och verkliga driftförhållanden.

En befintlig CAD-modell vidareutvecklades och skalades upp med faktor 2,5 för att anpassas till tryckluftsdrift. För att ersätta förbränningskammaren integrerades en specialdesignad tryckluftsfördelare i motorhöljet. Demonstratorn tillverkades huvudsakligen genom FDM-baserad 3D-printning i PLA och PET-G, med en total printtid på cirka 305 timmar och en materialåtgång på 6,8 kg filament. Konstruktionen utformades modulärt och demonterbart för att möjliggöra separat körning av turbin och kompressor samt mätning av varvtal, tryckfördelning och effekt via en inbyggd generator.

Experimentella tester genomfördes med komprimerad luft vid låga varvtal omkring 150–300 rpm. Resultaten visade ett oväntat tryckfall genom kompressorn i stället för den teoretiskt förväntade tryckökningen, vilket bedöms bero på drift långt från konstruktionens designpunkt. Effektmätningarna gav en mekanisk effekt i storleksordningen 0,1–0,3 W, vilket var betydligt lägre än teoretiskt beräknade värden. Avvikelserna förklaras huvudsakligen av friktionsförluster, läckage, geometriska toleransavvikelser och ogynnsamma flödesvinklar. Trots dessa begränsningar kunde demonstratorn tydligt illustrera övergripande flödes- och prestandatrender samt generera användbar experimentell data.

Slutsatsen är att demonstratorn uppfyller sitt huvudsakliga pedagogiska syfte och visar att additiv tillverkning är en kostnadseffektiv metod för utveckling av tekniska demonstrationssystem. Arbetet belyser samtidigt vikten av att kombinera teoretiska modeller med experimentella tester för att skapa förståelse för verkliga tekniska begränsningar inom turbomaskiner. Rapporten avslutas med rekommendationer kring förbättrad tillverkning, undervisningsmaterial och framtida CFD-analyser för vidare utveckling av demonstratorn och dess pedagogiska värde.

Nyckelord: flygmotor, demonstrator, tryckluft, turbomaskiner, 3D-printning, strömningsmekanik, experimentell analys, pedagogiskt verktyg, energiomvandling



## Förord

Denna rapport redovisar ett kandidatarbete om 15 högskolepoäng, genomfört vid institutionen för mekanik och maritima vetenskaper på Chalmers tekniska högskola under vårterminen 2026. Arbetet har utförts av sex studenter från civilingenjörsprogrammen maskinteknik och teknisk fysik.

Arbetsfördelningen inom projektgruppen har huvudsakligen varit uppdelad mellan konstruktion och tillverkning samt beräkningar och teoretiskt arbete. Under den inledande delen av projektet delades gruppen upp i två mindre grupper om tre personer, där respektive grupp hade huvudansvar för olika delmoment. Gruppen ansvarig för CAD-modellering och 3D-printning bestod av Mohammed Ala-Abadi, Edvin Hansson och Erik Åkerblom. Gruppen ansvarig för beräkningar och teoretisk analys bestod av Tilda Andrén, Ushinsky Jayawardena och Herman Ståhlberg. Samtliga gruppmedlemmar har dock kontinuerligt varit delaktiga i diskussioner och beslut kopplade till projektets utveckling.

Rapportskrivning, möten och studiebesök har genomförts gemensamt av hela projektgruppen. I den senare delen av arbetet, som främst bestod av montering, testning och vidareutveckling av konstruktionen, arbetade gruppen tillsammans och alla medlemmar deltog aktivt i genomförandet.

## Författarnas tack

Vi i projektgruppen vill rikta ett stort tack till personal och forskare verksamma inom strömningslära vid institutionen för mekanik och maritima vetenskaper på Chalmers tekniska högskola för värdefull vägledning, stöd och återkoppling under arbetets gång. Vi är dessutom mycket tacksamma för möjligheten att få nyttja Chalmers strömningslaboratorium under projektet, vilket har varit avgörande för att kunna genomföra arbetets tester och experiment.

Vidare vill vi rikta ett särskilt tack till Matej Tomić, doktorand inom strömningslära, för det stöd och den tekniska vägledning han bidragit med under arbetets gång. Genom att tillhandahålla beräkningsmodeller för jetmotorer och bidra till vår förståelse av den bakomliggande teorin har han varit en viktig resurs i projektet.

Slutligen vill vi även tacka studentföreningen XP för möjligheten att nyttja utrustning och resurser i kurslabbet under projektets gång. Tillgången till laboratoriets 3D-skrivare har varit en förutsättning för tillverkningen av projektets komponenter och därmed för genomförandet av arbetet.

Författarna, Göteborg, maj, 2026





# Akronymer

Nedan är listan över akronymer som har använts genom hela denna rapport listade i alfabetisk ordning:

AI	Artificiell intelligens
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DC	Direct Current
FDM	Fused Deposition Modeling
HP	High Pressure
HPC	High Pressure Compressor
PET-G	Polyethylene Terephthalate Glycol
PLA	Polylactic Acid (Polylaktid)



# Nomenklatur

Nedan presenteras de symboler och beteckningar som används genomgående i rapporten. Symbolerna är listade i alfabetisk ordning tillsammans med tillhörande definition och enhet där detta är tillämpligt.

## Symboler

$A$	Tvärsnittsarea [ $m^2$ ]
$b$	Livslängdsexponent [-]
$C$	Dynamiskt bärighetstal för kullager [ $N$ ]
$D$	Diameter [ $m$ ]
$\Delta h_0$	Förändring i stagnationsentalpi [ $J/kg$ ]
$\Delta h_\theta$	Entalpiförändring kopplad till tangentiell rörelse [ $J/kg$ ]
$E$	Elektrisk spänning [ $V$ ]
$e_k$	Kinetisk energi per massenhet [ $J/kg$ ]
$F$	Dragkraft [ $N$ ]
$F_r$	Radiell kraft [ $N$ ]
$f$	Friktionsfaktor [-]
$h$	Statisk entalpi [ $J/kg$ ]
$h_0$	Stagnationsentalpi [ $J/kg$ ]
$I$	Elektrisk ström [ $A$ ]
$k$	Kalibrerad konstant till prestandatest [-]
$L$	Längd eller karakteristisk längd [ $m$ ]
$L_{10h}$	Nominell lagerlivslängd [h]
$\dot{m}$	Massflöde [ $kg/s$ ]
$N$	Antal utlopp [-]
$n$	Varvtal [ $rpm$ ]
$P$	Ekvivalent lagerbelastning [ $N$ ]
$P_{el}$	Elektrisk effekt [ $W$ ]
$P_{mek}$	Mekanisk effekt [ $W$ ]

---

$P_{teori}$	Idealiserad teoretisk effekt [ $W$ ]
$p$	Tryck [ $Pa$ ]
$Q$	Volymflöde [ $m^3/s$ ]
$q$	Tillförd värme per massenhet [ $J/kg$ ]
$R$	Elektrisk resistans [ $\Omega$ ]
$R_{tot}$	Total resistans [ $\Omega$ ]
$T$	Temperatur [ $K$ ]
$T_g$	Glasomvandlingstemperatur [ $^{\circ}C$ ]
$U$	Bladhastighet / periferihastighet [ $m/s$ ]
$V$	Hastighet [ $m/s$ ]
$V_x$	Axiell hastighetskomponent [ $m/s$ ]
$V_{\theta}$	Tangentiell hastighetskomponent [ $m/s$ ]
$v$	Absolut hastighet [ $m/s$ ]
$W$	Relativ hastighet i rotorns referensram [ $m/s$ ]
$w$	Relativ hastighet [ $m/s$ ]
$z$	höjden relativt en referensnivå [ $m$ ]
$\alpha$	Absolut flödesvinkel [-]
$\beta$	Relativ flödesvinkel [-]
$\gamma$	Förhållande mellan specifika värmekapaciteter [-]
$\eta_g$	Generatorverkningsgrad [-]
$\rho$	Densitet [ $kg/m^3$ ]
$\tau$	Vridmoment [ $Nm$ ]
$\varphi$	Flödeskoefficient [-]
$\psi$	Stegbelastningskoefficient [-]
$\omega$	Vinkelhastighet [ $rad/s$ ]

---

## Index

0	stagnationstillstånd
0, 1	Stagnationstillstånd före förbränningskammare
0, 2	Stagnationstillstånd efter förbränningskammare
1, 2, 3	Tillstånd eller snitt i flödet
<i>cs</i>	kontrolllyta
<i>el</i>	Elektrisk
<i>utlopp</i>	Utlopp
<i>g</i>	Generator
<i>i</i>	initialt tillstånd
<i>in</i>	flöde in
<i>inlopp</i>	Inlopp
<i>inre</i>	Axelhubbens radie i turbinsteget
<i>K</i>	Lokal förlust
<i>k</i>	kinetisk
<i>omg</i>	Omgivning
<i>max</i>	maximalt
<i>mek</i>	Mekanisk
<i>r</i>	Radiell riktning
<i>r, lager</i>	radiell last
<i>tot</i>	Total
<i>ut</i>	flöde ut
<i>x</i>	Axiell riktning
<i>yttre</i>	Höljets radie i turbinsteget
$\theta$	Tangentiell riktning



# Innehåll

<b>Akronymer</b>	<b>x</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>xiii</b>
<b>Figurer</b>	<b>xxi</b>
<b>Tabeller</b>	<b>xxiii</b>
<b>1 Inledning</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrund . . . . .	1
1.2 Syfte . . . . .	2
1.3 Problemformulering . . . . .	2
1.4 Avgränsningar . . . . .	3
1.5 AI-användning . . . . .	4
<b>2 Teori</b>	<b>5</b>
2.1 Jetmotorns grundprincip . . . . .	5
2.2 Jetmotorns komponenter . . . . .	6
2.2.1 Kompressor . . . . .	7
2.2.2 Förbränningskammare . . . . .	8
2.2.3 Turbin . . . . .	8
2.2.4 Munstycke . . . . .	8
2.3 Gasturbinens arbetscykel (Braytoncykeln) . . . . .	9
2.4 Prestandaberäkningar . . . . .	10
2.5 Grundläggande strömningsmekanik . . . . .	13
2.5.1 Kontinuitetsekvationen . . . . .	13
2.5.2 Tryck och hastighet . . . . .	14
2.5.3 Flödesfördelning i parallella kanaler . . . . .	14
2.6 Mekatronik och elektriska mätsystem . . . . .	15
2.6.1 Elektriska kretsar och effekt . . . . .	15
2.6.2 Mekanik . . . . .	16
2.6.3 Generatorverkningsgrad och mätprinciper . . . . .	16
2.7 Kullager . . . . .	16
<b>3 Metod</b>	<b>19</b>
3.1 Vald CAD-modell . . . . .	19
3.2 Utveckling av tryckluftsfördelare . . . . .	19

3.3	3D-printning . . . . .	20
3.3.1	Val av material och tillverkningsmetod . . . . .	21
3.3.2	Skalning samt färgkodning . . . . .	22
3.3.3	Utrustning samt printparametrar . . . . .	22
3.4	Beräkningar och analys av prestanda . . . . .	22
3.4.1	Analys av bladvinklar . . . . .	22
3.4.2	Beräkningsmetod för motorprestanda . . . . .	23
3.5	Prestandatest . . . . .	24
3.5.1	Varvtalsmätning . . . . .	24
3.5.2	Effektmätning . . . . .	24
3.5.3	Massflödes- och tryckmätning . . . . .	25
<b>4</b>	<b>Resultat</b>	<b>29</b>
4.1	Utveckling av tryckluftsfördelare . . . . .	29
4.2	Motorns utformning och CAD-design . . . . .	33
4.2.1	Avgränsning till högtrycksdel . . . . .	33
4.2.2	Uppdelning av höljen . . . . .	35
4.2.3	Intern flödesdesign . . . . .	36
4.2.4	Anpassning för tryckluftsdrift . . . . .	37
4.2.5	Separat drift av turbin och kompressor . . . . .	39
4.2.6	Infästning för generator . . . . .	39
4.2.7	Monterbarhet och modulär design . . . . .	41
4.2.8	Luftfördelare och slangkopplingar . . . . .	42
4.2.9	Slutlig konstruktion . . . . .	43
4.3	3D-printning . . . . .	44
4.3.1	Tillverkningsprocess och identifierade problem . . . . .	44
4.3.2	Sammanfattning av tillverkningsprocessen . . . . .	50
4.4	Beräkningar . . . . .	52
4.4.1	Analys av bladvinklar . . . . .	52
4.4.2	Preliminär beräkning av prestanda . . . . .	53
4.4.3	Resultat från test . . . . .	54
4.4.4	Kullager – dimensionering och livslängd . . . . .	57
<b>5</b>	<b>Diskussion och analys</b>	<b>59</b>
5.1	Konstruktion och design . . . . .	59
5.1.1	Bladvinklar . . . . .	59
5.1.2	Exkludering av lågtrycksdelar . . . . .	60
5.2	3D-printning . . . . .	60
5.2.1	Tillverkningsmetodens lämplighet för ändamålet . . . . .	60
5.2.2	Materialval – PLA kontra PET-G . . . . .	61
5.2.3	Påverkan av utfyllnadsdensitet . . . . .	61
5.2.4	Toleranser och deras konsekvenser . . . . .	62
5.2.5	Skevhet vid stora komponenter . . . . .	62
5.3	Beräkningar . . . . .	63
5.3.1	Preliminära beräkningar . . . . .	63
5.3.2	Tryckmätningar . . . . .	64
5.3.3	Effektmätning och jämförelse med teoretiska värden . . . . .	65

---

5.4	Undervisningssyfte . . . . .	65
5.5	Rekommendationer för framtida arbete . . . . .	66
5.5.1	3D-printning . . . . .	66
5.5.2	Undervisningssyfte . . . . .	67
<b>6</b>	<b>Slutsatser</b>	<b>69</b>
	<b>Litteraturförteckning</b>	<b>71</b>
<b>A</b>	<b>Bilagor</b>	<b>I</b>
A.1	Ursprunglig CAD-modell . . . . .	I
A.2	Datablad för likströmsmotor . . . . .	I
A.3	Fullständig tryckdata . . . . .	III
A.4	Datablad över kalibrering av motorn . . . . .	IV



# Figurer

2.1	Schematisk översikt av en tvåspolig jetmotor med dess huvudsakliga komponenter och flödesvägar. Figuren är modifierad från Dahl (2008), Wikimedia Commons, CC BY-SA 4.0. . . . . .	7
2.2	Schematisk illustration av Braytoncykeln för en gasturbinmotor. Figuren är modifierad från Townie (2023), Wikimedia Commons, CC BY-SA 3.0. . . . . .	9
2.3	Hastighetstrianglar för ett turbinsteg. Figuren är skapad av författarna.	11
3.1	Turbinblad snittade vid medelradien. . . . . .	23
3.2	Turbinblad sektionsvy. . . . . .	23
3.3	Numrering av pitot-rör. . . . . .	25
3.4	Netscanner Model 9116. . . . . .	26
3.5	Ändring i tvärsnittsarea. . . . . .	27
3.6	Placering av pitot-rör. . . . . .	27
4.1	CAD-modell av flygmotor där lågtrycksdelen är markerad i blått och utgör de komponenter som exkluderats i detta arbete. Modellen är hämtad från CATIAV5FTW (2025), Printables, CC BY-NC 4.0. . . . .	34
4.2	Den tvådelade lagerbärande ramen integrerad i höljeshalvorna. Bilden visar hur kullagret ligger infällt i lagerläget och omsluter turbinaxeln, samt hur konstruktionen möjliggör axiell fixering vid hopmontering och åtkomst för demontering. . . . . .	35
4.3	Ursprunglig geometri för höljen. . . . . .	35
4.4	Slutgiltig design för tvådelat hölje, uppdelat i 4 delar: två identiska framhalvor, samt två identiska bakhalvor. Mittensegmentet ger plats för tryckluftsfördelaren. . . . . .	36
4.5	Genomskärning av motorns interna flödeskanal. Figuren illustrerar hur luftflödet leds genom kompressorsektionen och vidare ut mot turbinen längs den effektiva flödesarean. . . . . .	37
4.6	CAD-modell av hölje med kombinerad tryckluftsfördelare med ett inlopp per halva. . . . . .	38
4.7	CAD-modell av hölje med kombinerad tryckluftsfördelare med två inlopp per halva. . . . . .	38
4.8	Genomskärning av förbränningskammare på ursprungsmodellen. . . . .	38
4.9	Genomskärning av modifierad, förenklad kanal för tryckluft med rör för tryckluft. . . . . .	38
4.10	Axel monterad med kompressor samt turbin för test av hela systemet.	39

4.11	Axel monterad med modifierad turbindel utan blad för test av endast kompressor. . . . .	39
4.12	Generatorhållaren monterad i det bakre höljet. Bilden illustrerar den radiella stagstrukturen och hur konstruktionen möjliggör fri genomströmning samtidigt som generatorm hålls centrerad i förhållande till axeln. . . . .	40
4.13	Generator monterad i bakre höljet med adapter och klämförband för momentöverföring mellan generatoraxeln och turbinaxeln. . . . .	41
4.14	Monteringskonfiguration där axeln och de roterande komponenterna positioneras i lagerhållarna innan sammanfogning av motorhalvorna. . . . .	42
4.15	Fördelningsenhet för tryckluft med monterade slangkopplingar och anslutna slangar till motorns fyra luftinlopp. . . . .	43
4.16	Komplett sammanställd flygmotor-demonstrator. . . . .	43
4.17	HPC-rotorsteg 1-5. . . . .	44
4.18	HPC-statorsteg 1-4, delade. . . . .	45
4.19	HPC-statorsteg 1-4. . . . .	45
4.20	HP-hölje fram (utsida). . . . .	46
4.21	HP-hölje fram (insida). . . . .	46
4.22	HP-hölje bak (insida). . . . .	46
4.23	HP-hölje bak (utsida). . . . .	46
4.24	Kompressoraxel med HPC-rotorsteg 1-5. . . . .	47
4.25	Turbinaxel med blad och kullager (framsida). . . . .	48
4.26	Turbinaxel med blad och kullager (baksida). . . . .	48
4.27	Tryckluftsfördelare med ett luftintag (insida). . . . .	49
4.28	Tryckluftsfördelare med ett luftintag (utsida). . . . .	49
4.29	Tryckluftsfördelare med två luftintag, övergångsgeometrin, HPC-statorsteg 5, Luftrör (insida). . . . .	49
4.30	Tryckluftsfördelare med två luftintag, övergångsgeometrin, HPC-statorsteg 5, Luftrör (utsida). . . . .	49
4.31	Luftrör liggandes. . . . .	50
4.32	Anteckning av bladvinklar för stator (övre) och rotor (undre). . . . .	52
4.33	Tryckskillnad relativt atmosfärstryck genom motorns mätpositioner baserat på medelvärdet från de tre mätserierna. . . . .	55
A.1	Ursprunglig CAD-modell av den flygmotor-demonstrator som användes som utgångspunkt för projektets konstruktionsanpassningar. Figuren är modifierad från CATIAV5FTW (2025), Printables, CC BY-NC 4.0. . . . .	I
A.2	Utdrag ur datablad för Maxon RE36 likströmsmotor (Maxon Motor, 2001). Figuren visar tillverkarens specifikationer för den motor som används som generator i konstruktionen. . . . .	II
A.3	Verkningsgrad för den elektriska motorn vid olika laster och varvtal . . . . .	IV

# Tabeller

3.1	Jämförelse mellan PLA och PET-G, datan kommer från Prusament-datablad (Prusa Polymers, 2025a; Prusa Polymers, 2025b). . . . .	21
4.1	Delfunktioner med tillhörande förklaringar. . . . .	29
4.2	Delfunktioner med respektive dellösningar. . . . .	30
4.3	Krav för tryckluftsfördelare. . . . .	31
4.4	Valda dellösningar för första prototypen. De rödmarkerade cellerna representerar de bortvalda dellösningarna. . . . .	33
4.5	Identifierade tillverkningsproblem, orsaker och lösningar. . . . .	50
4.6	3D-printade komponenter och material. . . . .	51
4.7	Geometri och konstanter. . . . .	53
4.8	Beräkningar av flödesvinklar. . . . .	53
4.9	Beräkningar av motorprestanda - 300 rpm. . . . .	53
4.10	Beräkningar av flödesvinklar - 500 rpm. . . . .	54
4.11	Beräkningar av motorprestanda - 500 rpm. . . . .	54
4.12	Medelvärde av tryckmätningar för samtliga mätpunkter. . . . .	55
4.13	Medelvärdet på volymflöde för de olika mätserierna/konfigurationerna. . . . .	56
4.14	Effekt med kompressor monterad. . . . .	56
4.15	Effekt utan kompressor. . . . .	56
A.1	Tryckmätningar - konfiguration 1. . . . .	III
A.2	Tryckmätningar - konfiguration 2. . . . .	III
A.3	Tryckmätningar - konfiguration 3. . . . .	IV



# 1

## Inledning

Detta kandidatarbete behandlar konstruktion och experimentell analys av en tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator avsedd för undervisningsändamål inom strömninglära och turbomaskiner. Rapporten omfattar bakgrund och teori, metod för konstruktion och experimentell utvärdering, resultat från tillverkning och tester samt diskussion av demonstratorns begränsningar och pedagogiska värde.

### 1.1 Bakgrund

Flygtransport spelar en central roll för världens person- och varutransporter och har haft stor betydelse för det moderna samhällets utveckling. Möjligheten att snabbt transportera människor och gods över stora avstånd har bidragit till ökad globalisering och ett mer sammanlänkat samhälle. Moderna kommersiella flygplan drivs huvudsakligen av dubbelströmsmotorer, vars höga effektivitet har möjliggjort dagens omfattande flygtrafik.

Den tekniska utvecklingen inom området har varit omfattande, och moderna flygmotorer är idag mycket komplexa system. Deras olika delsystem samverkar under extrema driftförhållanden där komponenter roterar i tusentals varv per minut och utsätts för temperaturer som överstiger materialens smältpunkt (Rolls-Royce plc, 2015). Trots denna komplexitet kan flygmotorers funktion i grunden beskrivas med hjälp av principer inom strömninglära och termodynamik, vilka utgör centrala kunskapsområden inom ingenjörsutbildningen.

Moderna kommersiella flygplan använder vanligtvis dubbelströmsmotorer, där en stor del av dragkraften genereras av en fläkt placerad längst fram i motorn. I en sådan motor finns vanligtvis två axlar som kan rotera oberoende av varandra: en lågtrycksaxel som kopplar samman fläkten och lågtrycksturbinen samt en högtrycksaxel som kopplar samman högtrycksturbinen med kompressorn. Denna konstruktion möjliggör att motorns olika delar kan arbeta vid sina respektive optimala varvtal, vilket bidrar till ökad effektivitet.

Högtrycksturbinen utvinner energi ur det heta gasflödet för att driva kompressorn, som i sin tur höjer luftens tryck och därmed möjliggör en effektiv energiomvandling. Därefter utvinner lågtrycksturbinen ytterligare energi för att driva fläkten. Detta skiljer sig från en enkelströms turbinjetmotor, där dragkraften huvudsakligen genereras av det accelererade flödet genom motorns kärna.

En viktig anledning till dubbelströmsmotorns höga effektivitet är att det är mer

gynnsamt att accelerera en stor mängd luft till en relativt låg hastighet än att accelerera en mindre mängd luft till en hög hastighet, även om båda fallen kan ge samma rörelsemängd. Detta innebär att dubbelströmsmotorer uppnår en högre impulsiv verkningsgrad. Dessutom leder den lägre utloppshastigheten till en avsevärt lägre ljudnivå jämfört med enkelströmsmotorer.

För att förstå hur energi omvandlas i motorn kan ett enskilt turbinsteg studeras. Ett turbinsteg består av en rad statorer följt av en rad roterande rotorblad. Statorerna riktar om flödet och ger det en tangentiell hastighetskomponent. När flödet passerar genom rotorn förändras dess rörelsemängd, vilket resulterar i att arbete överförs från flödet till rotorn. På detta sätt utvinns energi ur flödet och omvandlas till mekaniskt arbete som driver axeln och därmed kompressorn.

Eftersom dessa samband kan vara svåra att visualisera enbart genom teori finns ett pedagogiskt värde i att kunna demonstrera principerna med hjälp av en fysisk modell. För att underlätta undervisningen och öka förståelsen för dessa fenomen har därför en tryckluftsdreven demonstrator konstruerats. En sådan modell möjliggör demonstrationer och laborationer inom Chalmers kurser i strömningslära och turbomaskiner, där studenter ges möjlighet att koppla teoretiska modeller till en fysisk tillämpning.

Insamlade mätdata från modellen kan användas för att genomföra beräkningar och jämföra med förenklade teoretiska modeller, vilket förväntas bidra till en djupare förståelse för både grundprinciperna och de olika komponenternas funktion i flygmotorer.

## 1.2 Syfte

Syftet med detta kandidatarbete är att konstruera, tillverka och experimentellt testa en fungerande tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator, med fokus på motorns högtryckssystem, avsedd för användning i undervisnings- och demonstrationssyfte inom strömningslära och turbomaskiner.

Arbetet syftar vidare till att karakterisera flygmotorns prestanda genom mätning av relevanta storheter såsom varvtal, vridmoment, tryckfall och massflöde vid olika belastningsfall, samt att jämföra de experimentella resultaten med teoretiska modeller för turbomaskiner.

## 1.3 Problemformulering

Den primära uppgiften är att konstruera en 3D-printad modell av en flygmotor för undervisningsändamål. Modellen ska drivas med tryckluft och möjliggöra olika typer av mätningar. För att detta ska vara möjligt måste modellen uppfylla både praktiska krav kopplade till tillverkning och konstruktion, samt krav som möjliggör experimentella mätningar. Detta medför tre delproblem.

Det första delproblemet rör konstruktion och anpassning av en befintlig CAD-modell. Modellen behöver modifieras för att kunna drivas av tryckluft och samtidigt anpassas till projektets omfattning och begränsningar. Konstruktionen behöver även delas upp i två höljeshalvor för att underlätta montering och underhåll. Delar av motorn som ligger utanför arbetets avgränsningar behöver tas bort samt infästningar för sensorer och andra mätinstrument behöver integreras i konstruktionen. För tryckluftsdriften krävs dessutom en egendesignad komponent för fördelning av tryckluften till den sektion som i ursprungsmodellen motsvarar förbränningskammaren.

Det andra delproblemet omfattar utmaningar kopplade till de experimentella mätningarna. Detta inkluderar placering och val av sensorer samt metodik för att mäta varvtal, moment, tryckfall och massflöde. Det är därför viktigt att mätningarna kan genomföras på ett repeterbart sätt som är anpassat för en undervisningsmiljö.

Slutligen behöver skillnaderna mellan de teoretiska modellerna och de faktiska mätvärdena analyseras och jämföras. Här undersöks i vilken utsträckning enkla beräkningsmodeller kan användas för att beskriva den tillverkade modellens beteende, samt vilka avvikelser som uppstår mellan teori och experiment. Dessa avvikelser behöver analyseras och tolkas för att förstå modellernas begränsningar och pedagogiska värde.

## 1.4 Avgränsningar

För att möjliggöra genomförandet av kandidatarbetet inom utsatt tidsplan har arbetets omfattning avgränsats utifrån tekniska, praktiska och teoretiska aspekter.

De tekniska avgränsningarna innebär att arbetet omfattar konstruktion av motorns högtryckssystem. Motorn ska främst bestå av 3D-printade komponenter, vilket medför att det maximala varvtalet begränsas till 2000 rpm av säkerhetsskäl och för att minska risken för mekaniska skador under demonstration. För att kunna använda tillgängliga standardkomponenter som inte tillverkas inom projektet, såsom kullager och generator för effektmätning, begränsas motorns ytterdiameter till 300 mm.

De praktiska avgränsningarna utgörs främst av tillgänglig utrustning i prototyp-labbet och vindtunnellabbet. Exempelvis begränsar printvolym och maskinnoggrannhet möjlig komponentstorlek, toleransnivå och geometrisk komplexitet. Eftersom motorn ska testas med tryckluft måste den även vara kompatibel med det befintliga tryckluftssystemet i vindtunnellabbet, vilket begränsar utformningen av adaptorn mellan motorn och tryckluftskopplingen. Tillgänglig utrustning och kravet på enkel demontering i utbildningssyfte begränsar även valet av monteringsmetoder.

Eftersom arbetet endast omfattar högtryckssystemet genomförs ingen optimering av hela motorns prestanda eller av samspelet mellan högtryckssystem, lågtryckssystem och bypassflöde. Eftersom motorn drivs av tryckluft analyseras inte termiska effekter kopplade till förbränning och höga gastemperaturer. Detta, tillsammans med att de tillverkningsmetoder som används inte kan uppnå toleranser på industriell nivå, medför att motorn inte optimeras för driftförhållanden motsvarande en verk-

lig flygmotor. Syftet är i stället att demonstrera grundläggande funktionsprinciper hos en jetmotor samt att jämföra experimentella resultat med förenklade teoretiska modeller.

### 1.5 AI-användning

I detta arbete har generativ AI använts som ett stödverktyg under projektets genomförande. De AI-tjänster som huvudsakligen använts är ChatGPT, Gemini Advanced, Claude samt Microsoft Copilot. Verktygen har nyttjats för språklig bearbetning, strukturering av text samt idé- och formuleringstöd vid framtagning av rapportens olika delar.

AI-verktygen har även använts för att generera förslag på akademiska formuleringar, förbättra språkligt flyt samt ge stöd vid strukturering av rapportinnehåll och diskussionspunkter. Exempel på instruktioner som använts är formulering av akademiska textstycken, omstrukturering av befintlig text och språklig förbättring av tekniska beskrivningar.

Allt AI-genererat innehåll har granskats, bearbetats och verifierats av projektgruppen innan inkludering i rapporten. Faktakontroll, tekniska bedömningar och slutgiltiga formuleringar ansvarar författarna själva för. AI har inte använts för att generera rapportens slutliga analyser, resultat eller slutsatser.

# 2

## Teori

Detta kapitel behandlar den teoretiska bakgrunden till projektet med fokus på fluidmekanik, termodynamik och grundläggande principer för jetmotorer. Vidare presenteras relevanta samband och modeller som används vid dimensionering och analys av motorns komponenter. Den teoretiska grunden används senare i rapporten för att analysera och utvärdera konstruktionen.

### 2.1 Jetmotorns grundprincip

En jetmotor är en reaktionsmotor, vilket innebär att dragkraft skapas genom att en fluid accelereras i motsatt riktning mot den önskade rörelsen. Principen bygger på Newtons tredje lag, där en kraft på fluiden ger upphov till en lika stor och motsatt riktad kraft på motorn (Rolls-Royce plc, 2015). I en jetmotor sker detta genom att luft eller gas ges en högre hastighet vid utloppet än vid inloppet.

Dragkraften kan beskrivas genom att betrakta en kontrollvolym runt motorn. För ett stationärt flöde kan dragkraften uttryckas som

$$F = \dot{m}(V_{utlopp} - V_{inlopp}), \quad (2.1)$$

där  $\dot{m}$  är massflödet genom motorn och  $V_{utlopp}$  respektive  $V_{inlopp}$  är hastigheten vid utlopp och inlopp (Farokhi, 2014, s. 14). Sambandet visar att dragkraften beror på hur stor massa som passerar genom motorn per tidsenhet samt hur mycket denna massa accelereras.

Massflödet genom ett tvärsnitt beskrivs generellt av kontinuitetsekvationen

$$\dot{m}_{cs} = \int_{cs} \rho(\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA, \quad (2.2)$$

där  $\mathbf{V}$  är hastighetsvektorn och  $\mathbf{n}$  ytans normalenhetsvektor (White, 2011, Eq. 3.28). För ett endimensionellt flöde med antagen uniform hastighets- och densitetsfördelning kan sambandet förenklas till

$$\dot{m} = \rho AV, \quad (2.3)$$

där  $\rho$  är densiteten,  $A$  tvärsnittsarean och  $V$  medelhastigheten genom tvärsnittet. Sambandet visar att både flödeshastighet och geometri påverkar hur mycket luft som kan passera genom systemet.

Om trycket vid utloppet inte är lika med omgivningstrycket måste även tryckkraften över utloppsarean tas med. Den mer generella dragkrafts-ekvationen kan då skrivas som

$$F = \dot{m}(V_{utlopp} - V_{inlopp}) + A_{utlopp}(p_{utlopp} - p_{omg}), \quad (2.4)$$

där  $A_{utlopp}$  är utloppsarean och  $p_{utlopp}$  respektive  $p_{omg}$  är trycket vid utloppet och i omgivningen (Farokhi, 2014, s.14). Den första termen beskriver förändringen i rörelsemängd, medan den andra termen beskriver bidraget från en eventuell tryckskillnad.

Den kinetiska energin per massenhet hos fluiden ges av

$$e_k = \frac{V^2}{2}, \quad (2.5)$$

vilket innebär att fluidens kinetiska energi ökar med kvadraten på hastigheten (White, 2011, s.15). Dragkraften enligt rörelsemängdsekvationen beror däremot linjärt på hastighetsökningen och massflödet. Jetmotorns funktion kan därför beskrivas som en kontrollerad energiomvandling där tillförd energi används för att öka fluidens hastighet och därmed dess rörelsemängd.

Energiekvationen är central eftersom den beskriver hur energi omvandlas mellan olika former i ett strömmande system. I en jetmotor sker denna omvandling kontinuerligt genom hela motorn, där tryckenergi och värmeenergi successivt omvandlas till kinetisk energi i utloppsflödet.

Den totala energin i fluiden kan uttryckas som stagnationsentalpin

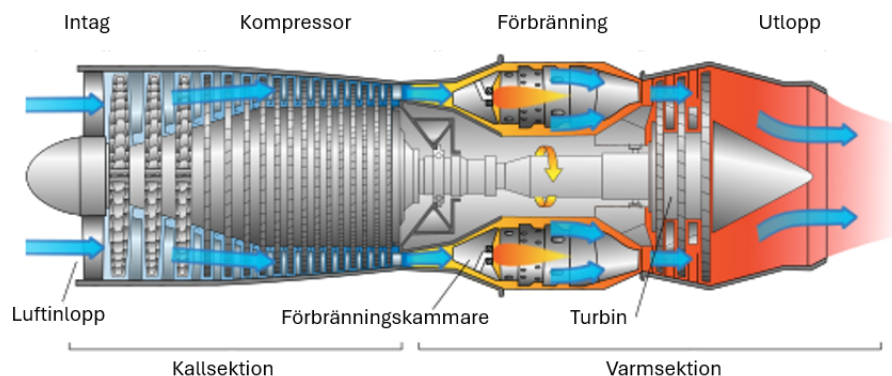
$$h_0 = h + \frac{V^2}{2}, \quad (2.6)$$

där  $h$  är den statiska entalpin och  $V^2/2$  den kinetiska energin per massenhet (Dixon & Hall, 2014, s.15). Sambandet visar att en minskning i statisk entalpi, exempelvis genom expansion i ett munstycke, motsvaras av en ökning i hastighet.

Energiekvationen kopplar därmed samman de termodynamiska processerna i motorn med flödets hastighet. Eftersom jetmotorns dragkraft beror på utloppshastigheten är denna koppling avgörande för att kunna analysera och dimensionera motorns prestanda (Farokhi, 2014).

## 2.2 Jetmotorns komponenter

En konventionell jetmotor består huvudsakligen av luftintag, kompressor, förbränningskammare, turbin och munstycke. Dessa komponenter påverkar flödets tryck, temperatur och hastighet i olika steg (Rolls-Royce plc, 2015). Luftintaget leder in luften i motorn, kompressorn höjer trycket, förbränningskammaren tillför energi, turbinen utvinnet arbete och munstycket accelererar gasen till ett höghastighetsflöde. En schematisk översikt av jetmotorns huvudsakliga komponenter och flödesvägar visas i figur 2.1.



**Figur 2.1:** Schematisk översikt av en tvåspolig jetmotor med dess huvudsakliga komponenter och flödesvägar. Figuren är modifierad från Dahl (2008), Wikimedia Commons, CC BY-SA 4.0.

### 2.2.1 Kompressor

Kompressorns uppgift är att höja luftens tryck genom att tillföra mekaniskt arbete till flödet. I en axiell kompressor sker detta vanligtvis i flera steg, där varje steg består av en rotor och en stator (Dixon & Hall, 2014).

Rotorn är den roterande delen och sitter fast på axeln. När fluiden passerar rotorn påverkas den av rotorbladen och får ett förändrat hastighetsfält. För att beskriva detta används sambandet mellan absolut hastighet  $v$ , relativ hastighet  $w$  och rotorbladens periferihastighet  $U$

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{U} \quad (2.7)$$

(Dixon & Hall, 2014, s.94). Den absoluta hastigheten beskriver flödet sett från en stationär referensram, medan den relativa hastigheten beskriver flödet sett från rotorns referensram (Dixon & Hall, 2014). Detta är grunden för hastighetstrianglarna som används vid analys av turbomaskiner. En mer detaljerad genomgång av hastighetstrianglar och deras tillämpning i projektets prestandaberäkningar presenteras i avsnitt 2.4.

Energiöverföringen mellan rotor och fluid beskrivs av Euler-ekvationen för turbomaskiner

$$\Delta h_0 = U(c_{\theta 2} - c_{\theta 1}), \quad (2.8)$$

där  $\Delta h_0$  är förändringen i stagnationsentalpi och  $c_\theta$  är den tangentiella komponenten av den absoluta hastigheten. Ekvationen utgör en förenklad form av Euler's pumpekvation för konstant bladhastighet (Dixon & Hall, 2014, Eq. 2.12c). Sambandet visar att arbete överförs genom att rotorn förändrar fluidens tangentiella rörelsemängd. I en kompressor innebär detta att energi tillförs fluiden, vilket ökar fluidens stagnationsentalpi.

Statorn är den stationära bladkranen efter rotorn. Dess funktion är att bromsa upp och rikta om flödet. När hastigheten minskar kan en del av den kinetiska energin

omvandlas till statiskt tryck. Kompressorns tryckökning uppstår därför genom en kombination av energitillförsel i rotern och diffusion i statorn (Dixon & Hall, 2014).

### 2.2.2 Förbränningskammare

I förbränningskammaren tillförs energi till arbetsmediet, vanligtvis genom förbränning av bränsle. I en ideal Braytoncykel antas denna process ske vid ungefär konstant tryck, samtidigt som temperaturen och entalpin ökar (Farokhi, 2014).

Energitillförseln i förbränningskammaren kan beskrivas med energiekvationen för stationärt flöde

$$\dot{q} - \dot{P} = \dot{m}(h_{0,2} - h_{0,1}), \quad (2.9)$$

där  $\dot{q}$  är värmeöverföringshastigheten till fluiden,  $\dot{P}$  är den mekaniska effekten eller arbetshastigheten,  $\dot{m}$  är massflödet genom förbränningskammaren, och  $h_{0,1}$  respektive  $h_{0,2}$  är stagnationsentalpin före och efter förbränningskammaren (Dixon & Hall, 2014, Eq. 2.6). För en ideal förbränningskammare antas inget axelarbete utföras, vilket innebär att  $\dot{W}_x = 0$ . Dividering med massflödet ger då

$$h_{0,2} = h_{0,1} + q, \quad (2.10)$$

där  $q$  är tillförd värme per massenhet. Sambandet visar att tillförd värme ökar fluidens stagnationsentalpi, vilket innebär att mer energi finns tillgänglig för expansion i turbinen och munstycket.

### 2.2.3 Turbin

Turbinen har motsatt funktion jämfört med kompressorn. I stället för att tillföra arbete till fluiden utvinnet turbinen arbete ur det heta gasflödet. Detta arbete används för att driva kompressorn via axeln (Dixon & Hall, 2014).

Även turbinen består av stator- och rotorsteg. I turbinens stator, ofta kallad ledskena (eng. *nozzle guide vane*), accelereras flödet genom att tryckenergi omvandlas till kinetisk energi. Statorn riktar även flödet mot rotorbladen med rätt infallsvinkel. Detta skiljer sig från kompressorstatorn, som främst fungerar som diffusor.

När flödet passerar turbinrotern förändras dess tangentiella hastighetskomponent, vilket gör att arbete överförs från fluiden till axeln. Energiuttaget beskrivs av Euler-ekvationen ekvation (2.8), där förändringen i stagnationsentalpi bestäms av förändringen i den tangentiella hastighetskomponenten.

I en turbin minskar stagnationsentalpin över rotern, vilket innebär att energi tas ut ur flödet (Dixon & Hall, 2014). Den energi som inte extraheras i turbinen finns kvar i gasflödet och kan senare omvandlas till hastighet i munstycket.

### 2.2.4 Munstycke

Munstycket är den komponent där flödets tryckenergi omvandlas till kinetisk energi. När fluiden passerar genom ett konvergent munstycke minskar tvärsnittsarean, vilket enligt kontinuitetsekvationen ekvation (2.3) leder till en ökning av hastigheten.

Samtidigt minskar det statiska trycket, eftersom en del av tryckenergin omvandlas till rörelseenergi (White, 2011).

För ett idealt och inkompressibelt flöde kan sambandet mellan tryck och hastighet beskrivas med Bernoullis ekvation

$$p + \frac{1}{2}\rho V^2 + \rho g z = \text{konstant}, \quad (2.11)$$

där  $p$  är trycket [ $Pa$ ],  $\rho$  är fluidens densitet [ $kg/m^3$ ],  $V$  är flödehastigheten [ $m/s$ ],  $g$  är tyngdaccelerationen [ $m/s^2$ ] och  $z$  är höjden relativt en referensnivå [ $m$ ]. Ekvationen uttrycker att summan av tryckenergi, kinetisk energi och potentiell energi är konstant längs en strömlinje (White, 2011, s. 11). Om höjdskillnader försummas och hastigheten uppströms antas vara liten kan Bernoullis ekvation förenklas till

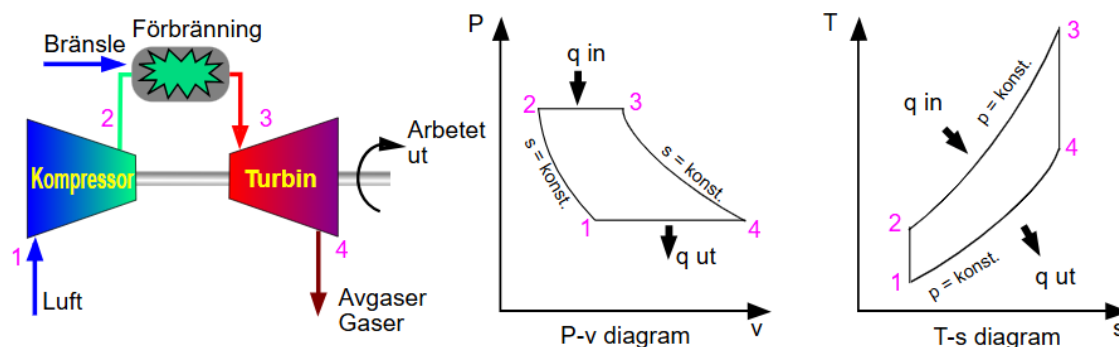
$$V = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.12)$$

där  $\Delta p$  är tryckskillnaden över munstycket. Sambandet visar att hastigheten ökar med kvadratroten av tryckfallet.

Massflödet genom munstycket ges av kontinuitetsekvationen, vilket innebär att både utloppsarea och hastighet påverkar hur stor mängd fluid som kan passera. Kombinationen av dessa samband visar att munstyckets geometri har en direkt inverkan på både hastighet och massflöde, och därmed på den dragkraft som motorn kan generera.

## 2.3 Gasturbinens arbetscykel (Braytoncykeln)

Gasturbinmotorns termodynamiska process kan idealiseras med Braytoncykeln, vilken utgör den grundläggande arbetscykeln för jetmotorer och andra gasturbiner. Den ideala Braytoncykeln består av fyra huvudprocesser: kompression, värmetillförsel, expansion och utströmning (Farokhi, 2014). En schematisk illustration av cykeln visas i figur 2.2, tillsammans med motsvarande processer i ett tryck-volymdiagram och ett temperatur-entropidiagram.



**Figur 2.2:** Schematisk illustration av Braytoncykeln för en gasturbinmotor. Figuren är modifierad från Townie (2023), Wikimedia Commons, CC BY-SA 3.0.

I tryck-volymdiagrammet (p-v) representerar arean innanför cykeln det arbete som produceras under processen. Temperatur-entropidiagrammet (T-s) används för att illustrera hur temperaturen och entropin förändras genom de olika processtegen. De vertikala linjerna i T-s-diagrammet motsvarar idealt isentropa processer, där entropin är konstant under kompression och expansion. Diagrammen används ofta vid analys av gasturbiner eftersom de tydligt beskriver sambandet mellan arbete, värmeförlust och verkningsgrad.

I kompressorn ökar trycket från  $p_1$  till  $p_2$ . Efter kompressionen tillförs energi i förbränningskammaren. I den ideala Braytoncykeln antas denna process ske vid konstant tryck. Den tillförda energin höjer temperaturen och därmed stagnationsentalpin hos gasen. Stagnationsentalpin ekvation (2.6) beskriver den totala energin i flödet och en ökning innebär därmed att mer energi finns tillgänglig för efterföljande expansion i turbinen och munstycket.

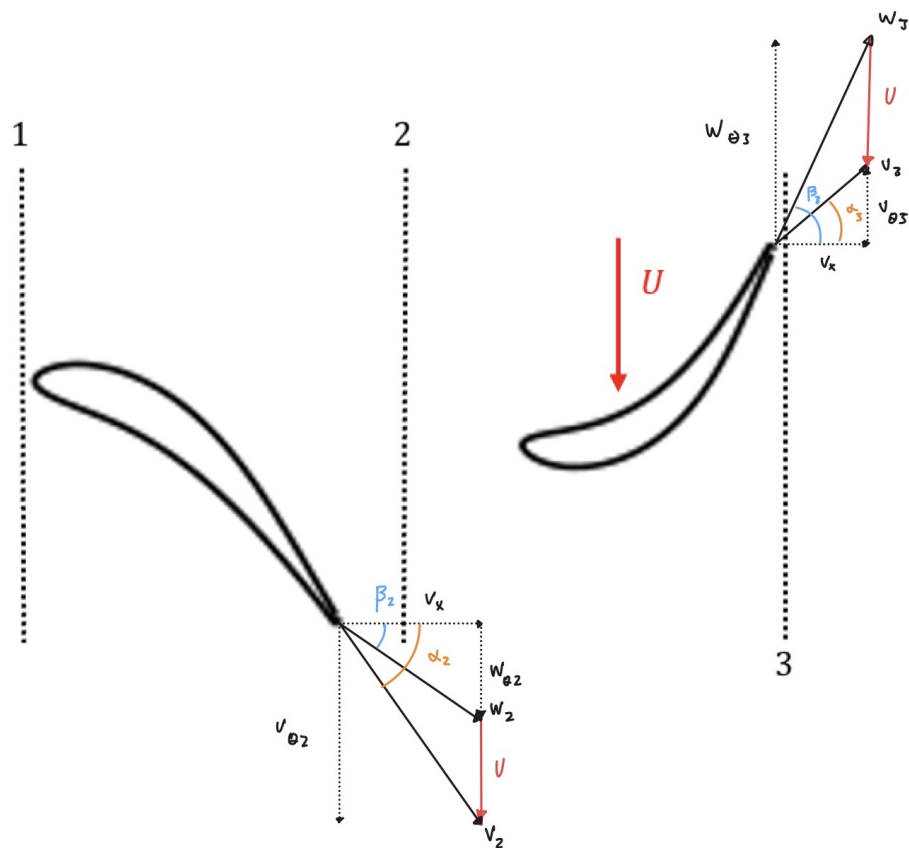
Gasens expansion sker först i turbinen, där en del av energin omvandlas till mekaniskt arbete. Därefter sker fortsatt expansion i munstycket, där återstående tryckenergi omvandlas till kinetisk energi. Det är denna omvandling som ger upphov till hög utloppshastighet och därmed dragkraft.

## 2.4 Prestandaberäkningar

För att genomföra grundläggande beräkningar på ett turbinsteg krävs kunskap om både geometriska vinklar och flödesrelaterade storheter. Följande analys bygger på ett antal förenklade antaganden, där den axiella hastigheten antas vara konstant genom turbinen och flödet behandlas som idealiserat. Beräkningsmetoden bygger på ett Excelbaserat beräkningsverktyg som används i vindtunnellaborationer vid Chalmers. Den första versionen av verktyget utvecklades av Rojo i samband med sitt doktorsarbete inom experimentella turbomaskinsmätningar vid Chalmers (Rojo, 2017). Från verktyget hämtades formelstrukturen för beräkning av flödesvinklar, koefficienter, effekt och vridmoment. De använda sambanden redovisas i detta avsnitt och stöds även av grundläggande teori för turbomaskiner (Dixon & Hall, 2014).

I figur 2.3 visas ett turbinsteg med stator och rotor. I figuren finns hastighetstrianglar som visar flödets olika hastighetskomponenter och riktningar vid bakkanten av stator och rotor. Följande konvention används för flödesvinklar:

- $\alpha$  – absoluta flödesvinklar i den stationära referensramen
- $\beta$  – relativa flödesvinklar i rotorns referensram



**Figur 2.3:** Hastighetstrianglar för ett turbinsteg. Figuren är skapad av författarna.

Storheten  $U$  betecknar rotorbladens tangentiella hastighet,  $v$  den absoluta hastigheten hos flödet och  $W$  den relativa hastigheten i rotorns referensram. I figuren representerar  $\alpha_2$  vinkeln hos flödet när det lämnar statorn, uttryckt i den statiska referensramen. Motsvarande relativa vinkel i rotorns referensram är  $\beta_2$ , vilken erhålls genom att subtrahera rotorhastigheten  $U$  från den tangentiella hastighetskomponenten  $v_{\theta 2}$ . På motsvarande sätt beskriver  $\beta_3$  flödets vinkel vid utträde ur rotorn i dess egen referensram, medan  $\alpha_3$  anger samma vinkel i den statiska referensramen.

Utifrån dessa definitioner kan följande samband mellan vinklarna härledas:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left( \frac{v_{\theta 2}}{v_x} \right), \quad (2.13)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{v_{\theta 2} - U}{v_x} \right) = \tan^{-1} \left( \tan(\alpha_2) - \frac{U}{v_x} \right) = \tan^{-1} \left( \tan(\alpha_2) - \frac{1}{\varphi} \right), \quad (2.14)$$

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left( \frac{v_{\theta 3}}{v_x} \right), \quad (2.15)$$

$$\beta_3 = \tan^{-1} \left( \frac{v_{\theta 3} + U}{v_x} \right) = \tan^{-1} \left( \tan(\alpha_3) + \frac{U}{v_x} \right) = \tan^{-1} \left( \tan(\alpha_3) + \frac{1}{\varphi} \right). \quad (2.16)$$

För att kunna genomföra relevanta beräkningar introduceras två viktiga dimensionslösa koefficienter: flödeskoefficienten  $\varphi$  och stegbelastningskoefficienten  $\psi$ . Flödeskoefficienten  $\varphi$  definieras enligt:

$$\varphi = \frac{v_x}{U}, \quad (2.17)$$

där  $v_x$  är den axiella hastighetskomponenten hos flödet, vilken kan bestämmas utifrån volymflödet  $Q$  och genomströmningsarean

$$v_x = \frac{Q}{\pi(R_{\text{yttre}}^2 - R_{\text{inre}}^2)}. \quad (2.18)$$

Här betecknar  $R_{\text{yttre}}$  radien till det yttre höljet vid det aktuella turbinsteget, medan  $R_{\text{inre}}$  betecknar radien till navet. Dessa radier bestämmer den ringformade genomströmningsarean genom turbinsteget. Storheten  $U$  motsvarar rotorbladens hastighet vid medelradien och kan uttryckas som

$$U = \frac{n(R_{\text{yttre}} + R_{\text{inre}})\pi}{60}. \quad (2.19)$$

Den andra dimensionslösa koefficienten, stegbelastningskoefficienten, definieras som

$$\psi = \frac{\Delta h_\theta}{U^2}, \quad (2.20)$$

där  $\Delta h_\theta$  representerar förändringen i entalpi kopplad till den tangentiella rörelsekomponenten före och efter rotorn, vilket utgör ett mått på den energi som extraheras ur flödet. Koefficienten kan även uttryckas som en funktion av flödeskoefficienten samt flödesvinklarna:

$$\psi = \varphi (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_3). \quad (2.21)$$

Med hjälp av dessa storheter kan den utvunna effekten och det resulterande vridmomentet för turbinsteget bestämmas enligt

$$P_{\text{teori}} = \dot{m}\psi U^2, \quad (2.22)$$

$$\tau = \frac{60P_{\text{teori}}}{2\pi n}. \quad (2.23)$$

Det bör noteras att dessa uttryck bygger på en idealiserad analys och inte tar hänsyn till verkningsgrader eller andra förlustmekanismer. Effekten är därmed en idealiserad teoretisk effekt i turbinsteget, inte faktisk axeleffekt.

Anfallsvinkel (eng. *incidence*) och avvikelsevinkel (eng. *deviation*) är två centrala begrepp som beskriver skillnaden mellan bladens geometriska vinkel och den faktiska flödesvinkeln vid bladens framkant respektive bakkant. Dessa vinklar har stor betydelse för turbinens aerodynamiska prestanda, då de påverkar hur väl flödet anpassar sig till bladens geometri. Avvikelser från optimala värden kan ge upphov till

ökade förluster, exempelvis genom strömningsseparation, vilket leder till försämrad verkningsgrad och minskad effektutveckling. Dessa effekter blir särskilt tydliga vid drift utanför dimensionerande förhållanden.

## 2.5 Grundläggande strömningsmekanik

För att analysera flödet genom en motor och dess tryckluftsfördelare används grundläggande samband för massbevarande och energibevarande. I många fall kan flödet behandlas som stationärt, vilket innebär att flödesstorheterna inte varierar med tiden. Vid låga hastigheter kan luftens densitet dessutom approximeras som konstant, vilket förenklar analysen (White, 2011).

### 2.5.1 Kontinuitetsekvationen

Massbevarande i ett strömmande system beskrivs av kontinuitetsekvationen (2.2), vilken anger att massflödet är konstant genom ett strömrör (White, 2011). Detta innebär att den massa som passerar ett tvärsnitt per tidsenhet måste vara densamma i alla delar av systemet, så länge inget läckage eller tillförsel av massa sker.

Massbevarande i ett strömmande system beskrivs av kontinuitetsekvationen, vilken anger att massflödet är konstant genom ett strömrör. För stationärt och endimensionellt flöde kan kontinuitetsekvationen skrivas som

$$\sum_i (\rho_i A_i V_i)_{ut} = \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{in}, \quad (2.24)$$

vilket beskriver att det totala massflödet in i kontrollvolymen är lika stort som massflödet ut ur kontrollvolymen (White, 2011, eq. 3.24). För inkompressibelt flöde, där densiteten kan antas konstant, reduceras sambandet mellan två tvärsnitt till

$$A_1 V_1 = A_2 V_2, \quad (2.25)$$

där  $A$  är tvärsnittsarea och  $V$  är medelhastigheten i respektive snitt. Ekvationen visar att hastigheten ökar när arean minskar, och vice versa.

För cirkulära tvärsnitt ges arean av

$$A = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.26)$$

vilket innebär att förändringar i diameter har stor påverkan på flödesarean. Eftersom arean beror på diametern i kvadrat kan även små förändringar i diameter leda till betydande förändringar i hastighet.

Kontinuitetsekvationen utgör därmed ett grundläggande verktyg vid dimensionering av flödeskanaler, eftersom den kopplar samman geometri och hastighet i systemet.

### 2.5.2 Tryck och hastighet

För ett idealt, inkompressibelt och förlustfritt flöde kan sambandet mellan tryck och hastighet beskrivas med Bernoullis ekvation (2.11).

Om höjdskillnader försummas kan ekvationen mellan två punkter skrivas som

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (2.27)$$

(White, 2011). Sambandet visar att en minskning i statiskt tryck motsvaras av en ökning i hastighet. Om hastigheten uppströms är liten i förhållande till hastigheten nedströms, exempelvis vid flöde från en större volym, kan termen  $V_1^2$  försummas. Bernoullis ekvation reduceras då till

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (2.28)$$

vilket visar att hastigheten kan approximeras utifrån det tillgängliga tryckfallet (White, 2011). Detta samband är användbart vid uppskattning av den hastighet som kan erhållas från ett givet tryckfall.

### 2.5.3 Flödesfördelning i parallella kanaler

Flödesfördelning i parallella kanaler kan analyseras med hjälp av kontinuitetsekvationen och Bernoullis ekvation, tillsammans med samband för lokala tryckförluster (White, 2011). I en tryckluftsfördelare delas det totala flödet ofta upp i flera mindre kanaler eller hål. För ett sådant system gäller

$$\dot{m}_{tot} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (2.29)$$

eller, vid konstant densitet,

$$Q_{tot} = \sum_{i=1}^N Q_i, \quad (2.30)$$

där  $N$  är antalet utlopp. Om alla utlopp har samma area och samma tryckfall blir flödet genom varje utlopp ungefär lika stort. För ett enskilt utlopp kan flödet approximeras som

$$Q_i = A_i V_i \quad (2.31)$$

och hastigheten kan uppskattas från tryckfallet enligt Bernoulli. I verkliga system påverkas dock fördelningen av tryckvariationer längs fördelaren samt av lokala förluster vid inlopp, böjar och utlopp (White, 2011).

För att uppnå jämn flödesfördelning bör tryckvariationerna i fördelningsvolymen vara små i förhållande till tryckfallet genom respektive utlopp. Detta är en vanlig konstruktionsprincip för fördelningssystem (White, 2011), men den exakta dimensioneringen kräver normalt antingen empiriska koefficienter eller mätdata.

## 2.6 Mekatronik och elektriska mätsystem

För att analysera den elektriska delen av försöksuppställningen används grundläggande samband från mekatronik, elektriska kretsar och energiomvandling. Mekatronik beskriver system där mekaniska, elektriska och styrtekniska delar samverkar, och elektriska mätningar används ofta för att analysera mekaniska systems beteende (Alciatore & Histan, 2012). I detta arbete används en generator som omvandlar mekanisk rotationsenergi till elektrisk energi, vilket gör det möjligt att studera sambandet mellan varvtal, spänning, ström och effekt (Alciatore & Histan, 2012; Çengel, Boles, & Kanoğlu, 2019).

### 2.6.1 Elektriska kretsar och effekt

Generatoren belastas genom att resistiva laster kopplas in i kretsen. För en resistiv last beskrivs sambandet mellan spänning, ström och resistans av Ohms lag

$$E = RI, \quad (2.32)$$

där  $E$  är spänningen,  $R$  resistansen och  $I$  strömmen (Alciatore & Histan, 2012, eq. 2.2). Om flera laster kopplas i serie adderas resistanserna enligt

$$R_{tot} = \sum_{i=1}^N R_i \quad (2.33)$$

(Alciatore & Histan, 2012, Eq. 2.21). Detta innebär att den totala resistansen ökar när fler laster kopplas in, vilket påverkar strömmen genom kretsen och generatorns elektriska arbetspunkt (Alciatore & Histan, 2012).

Den elektriska effekten som utvecklas i lasten defineras som

$$P_{el} = EI \quad (2.34)$$

(Alciatore & Histan, 2012, Eq. 2.64). Genom att kombinera detta samband med Ohms lag kan effekten även skrivas som

$$P_{el} = I^2 R \quad (2.35)$$

eller

$$P_{el} = \frac{E^2}{R} \quad (2.36)$$

(Alciatore & Histan, 2012). Dessa samband visar att den elektriska effekten beror på både spänningen över lasten och strömmen genom kretsen. Vid experimentella mätningar kan effekten därför bestämmas genom att mäta spänning och ström för varje lastfall (Alciatore & Histan, 2012).

## 2.6.2 Mekanik

Den mekaniska effekten för ett roterande system definieras som

$$P_{mek} = \tau\omega, \quad (2.37)$$

där  $\tau$  är vridmomentet på axeln och  $\omega$  är vinkelhastigheten (Jansson, Grahn, & Enelund, 2018, Eq. 9.1.6). Vinkelhastigheten kan uttryckas från varvtalet  $n$  enligt

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (2.38)$$

där  $n$  anges i varv per minut. Sambandet visar att den mekaniska effekten beror på både vridmoment och rotationshastighet (Jansson, Grahn, & Enelund, 2018).

## 2.6.3 Generatorverkningsgrad och mätprinciper

Generatorns verkningsgrad kan beskrivas som förhållandet mellan elektrisk uteffekt och mekanisk ineffekt

$$\eta_g = \frac{P_{el}}{P_{mek}}, \quad (2.39)$$

(Çengel et al., 2019, Eq. 2-44). I verkliga system uppstår förluster i form av friktion, värmeutveckling och elektriska förluster, vilket gör att den elektriska uteffekten blir lägre än den mekaniska effekt som tillförs generatoren (Çengel et al., 2019). Detta är samma grundläggande princip som används vid analys av andra energiomvandlande maskiner, där verkningsgrad beskriver hur stor del av den tillförda energin som omvandlas till nyttig energi (Dixon & Hall, 2014).

Vid mätning av spänning och ström är inkopplingen av mätinstrument viktig. En voltmeter kopplas parallellt över den komponent där spänningen ska mätas, medan en amperemeter kopplas i serie med kretsen för att mäta strömmen (Alciatore & Hestand, 2012). Detta beror på att voltmeteren bör ha hög inre resistans för att påverka kretsen så lite som möjligt, medan amperemeteren bör ha låg inre resistans för att inte skapa ett betydande extra spänningsfall (Alciatore & Hestand, 2012).

I försöksupställningen fungerar generatoren därmed som en koppling mellan den mekaniska och elektriska delen av systemet. Den mekaniska effekten från rotationen omvandlas till elektrisk effekt, som därefter förbrukas i de inkopplade lasterna (Alciatore & Hestand, 2012; Çengel et al., 2019). Genom att variera lasten och mäta spänningen kan generatorns beteende vid olika driftpunkter studeras. Detta är relevant för analysen av turbinen eftersom den effekt som kan tas ut elektriskt beror på hur mycket mekanisk effekt turbinen kan överföra till generatoren (Dixon & Hall, 2014; Farokhi, 2014).

## 2.7 Kullager

Kullager dimensioneras med avseende på belastning, varvtal och livslängd. För rullningslager definieras den ekvivalenta dynamiska lagerbelastningen  $P$  som en kombination av radiella och axiella krafter (SKF, 2025). För fallet med enbart radiell

belastning gäller

$$P = F_r, \quad (2.40)$$

där  $F_r$  är den radiella lasten.

Vid statiska laster kan den radiella kraften approximeras som tyngdkraften

$$F_r = m \cdot g. \quad (2.41)$$

Om en komponent är upplagrad på två lager och lasten är symmetriskt fördelad, kan lasten per lager approximeras som

$$F_{r,\text{lager}} = \frac{F_r}{2}. \quad (2.42)$$

Den nominella livslängden för ett kullager beräknas enligt

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^b, \quad (2.43)$$

där

- $L_{10h}$  = nominell livslängd (timmar) vid 90% tillförlitlighet
- $n$  = varvtal (rpm)
- $C$  = dynamiskt bärighetstal (N)
- $P$  = ekvivalent dynamisk lagerbelastning (N)
- $b$  = livslängdsexponent ( $b = 3$  för kullager)

Livslängdsmodellen baseras på utmattningsteori för rullningslager och används för att uppskatta lagrets drifttid under givna belastningsförhållanden.



# 3

## Metod

Detta kapitel redogör för de metoder och tillvägagångssätt som tillämpades för att uppnå projektets mål. Inledningsvis beskrivs arbetsprocessen som låg till grund för utvecklingen av CAD-modellen och tryckluftsfördelaren. Därefter behandlas metoden för 3D-printning samt val av material och utrustning. Avslutningsvis beskrivs hur den tidigare presenterade teorin användes för beräkningar, experimentella tester och mätningar.

Eftersom projektets huvudsakliga resultat utgörs av den konstruerade och tillverkade demonstratorn redovisas utformningen av motorn i resultatkapitlet. Metodkapitlet fokuserar därför främst på arbetsgång, antaganden, tillverkningsmetoder och mätmetodik, medan resultatkapitlet presenterar design och konstruktion.

### 3.1 Vald CAD-modell

Projektets utgångspunkt för CAD-modellen var modellen *3D Printable Jet Engine* av CATIAV5FTW (2025), Printables, CC BY-NC 4.0. Modellen valdes eftersom den är väl dokumenterad, etablerad bland användare på plattformen Printables och specifikt framtagen för 3D-printning. Konstruktionen innehåller dessutom en tydlig uppdelning mellan stationära och roterande komponenter, vilket gjorde modellen lämplig som grund för vidare modifiering och anpassning till tryckluftsdrift.

Ytterligare en anledning till valet var att modellen redan använder kullager, skruvförband och modulär uppbyggnad, vilket förenklade både montering och vidare konstruktionsanpassningar inom projektet. Modellens höga detaljnivå bedömdes även göra den särskilt lämplig för undervisnings- och demonstrationssyfte.

Samtliga modifieringar och vidare konstruktionsanpassningar av CAD-modellen genomfördes i Autodesk Inventor Professional 2026.

De konstruktionsmässiga modifieringar och geometriska anpassningar som genomfördes på CAD-modellen presenteras vidare i avsnitt 4.2.

### 3.2 Utveckling av tryckluftsfördelare

Utvecklingen av tryckluftsfördelaren gjordes som en iterativ process där målet var att konstruera en lösning som jämnt distribuerar tryckluft från en kompressor till förbränningskammaren. Arbetet strukturerades in i fyra moment: funktionsanalys,

konceptgenerering, konceptutvärdering samt experimentell verifiering. Denna metod valdes för att möjliggöra en systematisk och tydlig utvecklingsprocess där funktionella krav omställs till en fysisk konstruktion.

Arbetet inleddes med en funktionsanalys av tryckluftsfördelaren. Syftet var att bryta ned komponentens övergripande funktion i mindre delfunktioner som är mer hanterbara som tillsammans uppfyller huvudfunktionen. Genom att dela upp komponentens funktion i separata delfunktioner kunde varje delproblem behandlas individuellt, vilket underlättade både konceptframtagning och senare utvärdering.

Efter funktionsanalysen genomfördes en konceptgenerering där olika lösningsprinciper togs fram för respektive delproblem. Detta genomfördes som en fri idégenerering inom projektgruppen. Flera lösningar för de olika delproblemen presenterades för att undersöka flera möjliga angreppssätt och undvika att i ett tidigt skede låsa konstruktionen till en enskild utformning.

Därefter utvärderades konceptens kvalitativt mot ett antal definierade konstruktionskrav. Utvärderingen fokuserade på hur väl respektive koncept bedömdes uppfylla krav relaterade till funktion, tillverkning, montering och drift. Syftet med detta steg var att systematiskt reducera antalet möjliga lösningar och komma fram till det bästa konceptet. Utvärderingen genomfördes kvalitativt, då projektets omfattning och tillgängliga underlag inte motiverade en mer omfattande kvantitativ konceptvärdering.

Slutligen utformades en experimentell verifiering genom att det valda konceptet tillverkades som fysisk prototyp och därefter användes för att genomföra funktions tester. Syftet med testerna var att verifiera att kraven uppfylldes samt att identifiera eventuella brister. Resultaten utvärderades och vid behov itererades processen, varpå en ny prototyp utvecklades. Denna metod upprepades tills en prototyp som uppfyllde samtliga krav hade konstruerats, vilket därefter fastställdes som den slutgiltiga lösningen.

### 3.3 3D-printning

Framställningen av flygmotor-demonstratorns komponenter genomfördes uteslutande med hjälp av 3D-utskrifter, med undantag för standardkomponenter såsom kullager, generator och fästelement. Själva utskriftsprocessen pågick kontinuerligt och parallellt med CAD-omarbetningen. Detta skapade ett effektivt arbetsflöde där eventuella tillverkningsproblem tidigt kunde identifieras och snabbt åtgärdas i designarbetet.

För att ge en tydlig överblick av tillverkningsprocessen har arbetet med 3D-printningen delats in i tre huvudsakliga områden: val av material och tillverkningsmetod, skalning och färgkodning, samt utrustning och printparametrar. Dessa områden behandlas närmare i följande avsnitt.

### 3.3.1 Val av material och tillverkningsmetod

Samtliga komponenter till den tryckluftsdrivna flygmotor-demonstratorn har producerats med användning av FDM-baserad 3D-skrivare. FDM är en additiv tillverkningsprocess där ett termoplastiskt material smälts och kontinuerligt deponeras lager på lager för att bygga upp tredimensionella geometrier utifrån en digital modell. Valet av FDM grundades på metodens tillgänglighet vid Chalmers, vilket gav kort produktions tid och möjlighet till rapid prototyping. Med rapid prototyping avses en iterativ konstruktionsprocess där fysiska prototyper snabbt kan tas fram, testas och modifieras, något som var avgörande för att kunna prova och förbättra konstruktionen under arbetets gång.

De två olika filamenttyperna som användes för detta projekt var PLA och PET-G. Dessa två filamenttyper är de mest använda inom 3D-printning och är lättillgängliga på Chalmers. PLA valdes på grund av lättanvändlighet, dimensionsnoggrannhet samt låga krav på skrivarinställningar (Prusa Polymers, 2025a). PET-G användes för de komponenter som krävde högre slagåtlighet eller där geometrin gjorde att PLA gav otillräcklig printkvalitet, som till exempelvis vid stora volymer som gav risk för skevhet (Prusa Polymers, 2025b). Tabell 3.1 visar materialens relevanta egenskaper.

**Tabell 3.1:** Jämförelse mellan PLA och PET-G, datan kommer från Prusament-datablad (Prusa Polymers, 2025a; Prusa Polymers, 2025b).

Egenskap	PLA	PET-G
Densitet [g/cm <sup>3</sup> ]	1.24	1.27
Värmedeformationstemp (HDT) [°C]	52–55	68
Glasomvandlingstemperatur (T <sub>g</sub> ) [°C]	~60	~80
Printtemperatur [°C]	200–220	240–260
Bäddtemperatur [°C]	40–60	70–90
Interlayer adhesion [MPa]	6	18

Utfyllnad anpassades från komponent till komponent baserat på två olika faktorer: mekanisk belastning under drift och hållbarhet vid hantering i utbildningssyfte. Utfyllnad är det inre ramverket i en 3D-printad komponent, utformat för att ge detaljen nödvändig styrka samtidigt som materialåtgång och utskriftstid hålls nere. Då modellen är gjord för upprepad användning vid labbtillfällen och demonstrationer måste den klara av att monteras, demonteras och användas av studenter utan att deformeras eller gå sönder. Komponenter som ofta hanteras, såsom rotorstegen, statorstegen och förbränningskamarhöljet, producerades med 15–25 % utfyllnad för att säkerställa att komponenterna är nog tåliga för att kunna användas i ett utbildningssyfte.

Utfyllnad har stor påverkan på den mekaniska styrkan hos en FDM-printad del (Tanveer et al., 2022). För axeln, som måste vara så lätt som möjlig för att minimera tröghet och friktionsförlust, blev det en avvägning mellan styrka och vikt.

### 3.3.2 Skalning samt färgkodning

CAD-modellen var uppskalad med en faktor av 2,5 relativt till den ursprungliga geometrin. Uppskalningen motiveras av att en större modell är mer lättanvändbar vid pedagogiska syften och därför bidrar med ett större värde genom att göra de individuella komponenterna synligare och lättare att hantera vid demonstrationer. Komponenterna tillverkades i olika färger för att man skulle kunna se skillnad på de olika subsystemen i motorn. Färgkodningen är sammanfattad i tabell 4.6.

### 3.3.3 Utrustning samt printparametrar

Främst användes två olika 3D-skrivare under detta projekt. En majoritet av komponenterna tillverkades med Prusa MK3 (Prusa Research, 2025a), som var tillgänglig i Prototypverkstaden och hade en tillräcklig byggvolym för de flesta delarna. För större komponenter, såsom HPC-höljet och Tryckluftsfordelaren, användes RatRig VCore 4 300 Hybrid (RatRig, 2025).

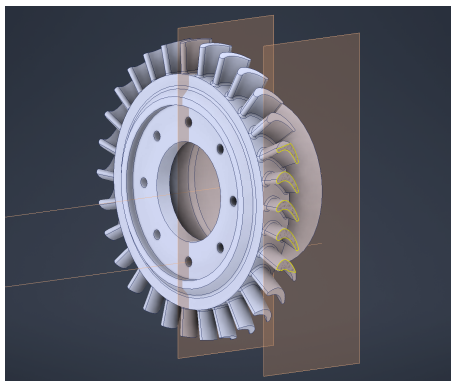
Standardinställningarna för lagerhöjd och munstycksdiameter från Experimentverkstaden användes vid de flesta tillfällen. Experimentverkstaden (XP) är en studentdriven prototypverkstad vid Chalmers tekniska högskola. Alla modeller slicades i PrusaSlicer, och stödmaterial genererades automatiskt. PrusaSlicer är en programvara för att förbereda 3D-modeller inför utskrift genom att konvertera dem till instruktioner för 3D-skrivaren. Erfarenheten som erhöles från den iterativa designprocessen visade betydelsen av att printa och testa individuella komponenter tidigt i processen istället för att färdigställa hela CAD-modellen innan tillverkning.

## 3.4 Beräkningar och analys av prestanda

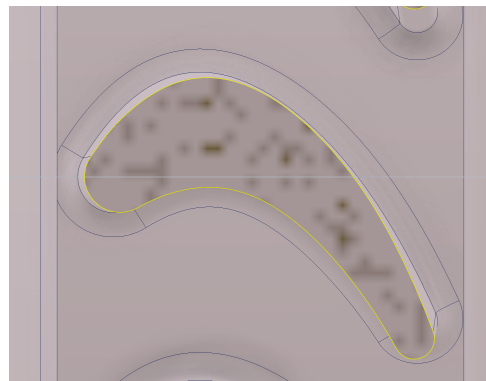
I detta avsnitt beskrivs de beräkningar som genomfördes för att analysera demonstratorns prestanda. Beräkningarna omfattade analys av bladens geometri, flödevinklar, effekt och vridmoment. Syftet var att skapa en teoretisk förståelse för motorns funktion och att ta fram ett underlag för jämförelse med de experimentella testerna.

### 3.4.1 Analys av bladvinklar

För att genomföra nödvändiga beräkningar krävdes bladvinklar för rotor- och statorblad. Dessa bestämdes utifrån den befintliga CAD-modellen genom att snitta rotor- och statorbladen vid medelradien, vilket illustreras i figurerna 3.1 och 3.2.



**Figur 3.1:** Turbinblad snittade vid medelradien.



**Figur 3.2:** Turbinblad sektionssvy.

Snittet resulterade i en bladprofil som kunde analyseras vidare. Profilen bestod huvudsakligen av en rundad framkant, en rundad bakkant samt en mellanliggande geometri som sammanbinder dessa delar. Eftersom fram- och bakkanten var halvcirkelformade och lokalt symmetriska kunde medelkurvlinjens (eng. *camber line*) tangent approximeras med hjälp av halvcirklarnas symmetrilinjer. Bakkantsvinkeln för rotor- respektive statorblad bestämdes därefter som tangentens vinkel vid respektive bakkant.

### 3.4.2 Beräkningsmetod för motorprestanda

Med geometrins och bladens vinklar fastställda genomfördes beräkningar för att uppskatta motorns prestanda. Beräkningarna utfördes i enlighet med teorin som beskrivits i avsnitt 2.4.

Inledningsvis analyserades ett ideellt scenario där flödet antogs följa bladens metallvinklar utan avvikelser. Därmed sattes  $\alpha_2$  lika med statorns bakkantsvinkel. Utifrån detta beräknades  $\beta_2$  enligt ekvation (2.14). På motsvarande sätt antogs flödet lämna rotern med samma vinkel som rotorbladets bakkantsvinkel, vilket möjliggjorde beräkning av  $\alpha_3$  enligt ekvation (2.15).

Volymflödet  $Q$  i de preliminära beräkningarna baserades på ett uppskattat värde för det tillgängliga flödet från tryckluftssystemet i laboratoriet. Detta värde tillhandahölls av examinatorn. I senare beräkningar användes i stället det volymflöde som uppmättes vid experimentell testning, vilket beskrivs vidare i avsnitt 3.5.3. Den axiella hastigheten  $v_x$  bestämdes därefter utifrån volymflödet  $Q$  och genomströmningsarean enligt ekvation (2.18). Bladhastigheten  $U$  beräknades enligt ekvation (2.19) i teoriavsnittet. Flödeskoefficienten  $\varphi$  och stegbelastningskoefficienten  $\psi$  bestämdes därefter enligt ekvation (2.17) och 2.21. Med allt detta kunde sedan effekt samt vridmoment definieras enligt ekvationerna (2.22) och (2.23).

Samtliga beräkningar implementerades i Excel för att möjliggöra analys av motorns prestanda vid olika antaganden om varvtal och flödesvinklar. Luftflödet antogs följa bladens geometri utan avvikelser och därmed lämna stator och rotor i en vinkel som tangenter bladens medelkurvlinje i bakspetsen. Varvtalet för motorn var i detta

skede okänt och flera olika varvtal testades för att få en bild av motorns hypotetiska prestanda.

Samma beräkningsmetod och Excelimplementering användes senare i projektet för att genomföra nya beräkningar baserade på de experimentella resultaten, vilka beskrivs i nästkommande avsnitt.

## 3.5 Prestandatest

För att mäta motorns prestanda genomfördes experimentella tester med syfte att bestämma genererad effekt, varvtal, tryckfall och massflöde. Prestandatesterna delades in i tre delmoment, där varvtalet mättes med hjälp av en optisk laser, effekten uppskattades med en elektrisk motor och tryckskillnader samt massflöde bestämdes med hjälp av pitot-rör. Alla mätserier gjordes med både turbin och kompressor, och enbart med turbin. Detta för att kunna jämföra systemets beteende i de två fallen och isolera kompressorns påverkan på motorns totala prestanda.

### 3.5.1 Varvtalsmätning

För att mäta varvtalet användes, som tidigare nämnt, en optisk laser, även kallad optisk lasertachometer. Verktuget bestämde axelns rotationshastighet genom att registrera antalet varv per minut med hjälp av en reflekterande markör. Markören applicerades på en roterande komponent, i detta fall ett rotorblad, vilket reflekterade lasern tillbaka till instrumentet. Lasern riktades statiskt mot den roterande komponenten och registrerade antalet gånger signalen reflekterades tillbaka under en given tidsperiod, vilket därefter omvandlades till ett varvtal i rpm. Metoden användes eftersom den möjliggjorde varvtalsmätning utan fysisk kontakt med axeln, vilket minimerade risken att påverka mätvärdet eller motorns dynamik under drift. Metoden möjliggjorde även repeterbara mätningar utan att påverka motorns prestanda.

### 3.5.2 Effektmätning

Motorns effekt uppskattades genom att sammankoppla demonstratoraxeln till en elektrisk motor som användes som generator under drift. När axeln roterade drevs den elektriska motorn mekaniskt, vilket gav upphov till en inducerad spänning. Till kretsen användes flera olika resistorer: en  $0,5 \Omega$ -resistor från Durakool samt  $4 \Omega$ -,  $10 \Omega$ - och  $12 \Omega$ -resistorer från Arcol. Resistorerna seriekopplades i olika kombinationer för att få de totala resistanserna  $4,5 \Omega$ ,  $12 \Omega$  och  $26,5 \Omega$ . Dessa resistanser parallellkopplades sedan med generatoren för att därefter kopplas in till en multimeter. Användningen av resistanser möjliggjorde en definierad och kontrollerad elektrisk belastning på generatoren, vilket var nödvändigt för att kunna bestämma effekten på ett tillförlitligt sätt. Om generatoren enbart hade kopplats direkt till en multimeter skulle kretsen i praktiken varit nära öppen, vilket innebär att nästan

ingen ström hade flutit. I ett sådant fall hade den uppmätta spänningen inte motsvarat någon verklig effektuttag. Istället parallellkopplades resistanser och effekten beräknades enligt ekvation (2.36).

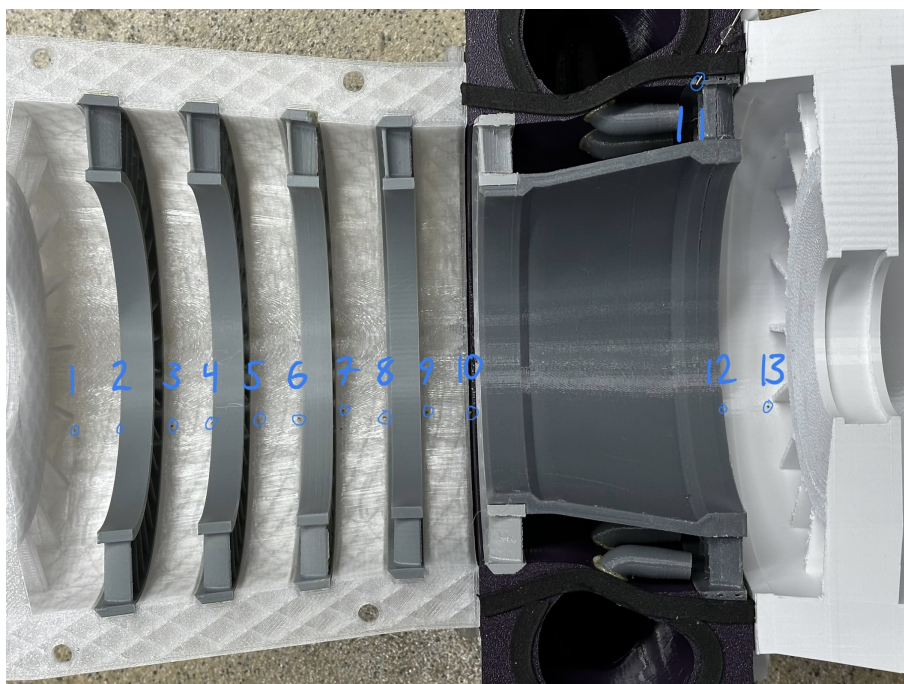
Dessa specifika resistanser valdes då de var kalibrerade till den givna elektriska motorn och ett tillhörande datablad med verkningsgrad vid specifika belastningar och varvtal redan fanns tillgängligt, se figur A.3 (Andersson et al., 2025).

Databladet hämtades från ett tidigare kandidatarbete och möjliggjorde därmed en mer noggrann uppskattning av motorns avgivna effekt, eftersom generatorns verkningsgrad var specificerad för de olika resistansvärdena. Databladet innehöll sex olika driftpunkter för respektive resistans, där verkningsgraden varierade med varvtalet. Detta medförde att varvtalet behövde mätas under drift för varje belastningsfall. Eftersom de uppmätta varvtalen inte exakt motsvarade värdena i databladet tillämpades linjär interpolation för att uppskatta rätt verkningsgrad för respektive kombination av resistans och varvtal.

Med effekten generatoren producerar och verkningsgraden för det specifika lastfallet kunde motorns effekt beräknas enligt ekvation (2.39).

### 3.5.3 Massflödes- och tryckmätning

Trycket mättes vid flera stadier genom motorn. Innan och efter varje rotor i kompressorn, vilket blev tio mätpunkter över fem stycken steg i kompressorn. Vidare gjordes mätningar vid inloppet av tryckluften precis innan statorsteget i turbinen, mellan stator och rotor och slutligen efter turbinens rotor. Detta gav totalt 13 mätpunkter. Dessa mätpunkter numrerades enligt figur 3.3.



**Figur 3.3:** Numrering av pitot-rör.

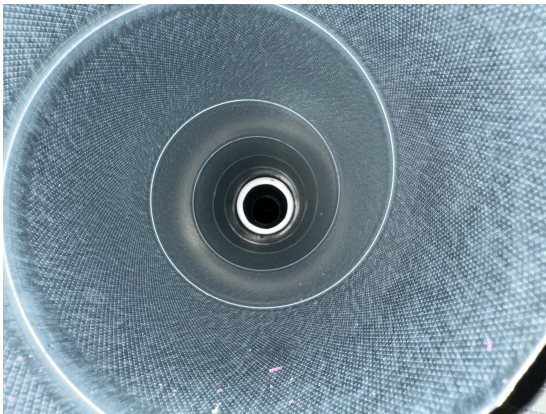
Trycket mättes genom att borra 1 mm hål och sedan föra in 1 mm pitot-rör i metall som sedan limmades med limpistol. Dessa pitot-rör monterades vinkelrätt mot flödesriktningen i alla punkter förutom mätningen innan statorbladet i turbinen. Där behövdes pitot-rör nummer elva monteras vid en vinkel, se figur 3.3. Pitot-rören mäter endast det statiska trycket genom att vara ortogonala mot flödets riktning. Från dessa rör kopplades slangar, som leder till ett mätverktyg vid namn Netscanner Model 9116, som visas i figur 3.4.



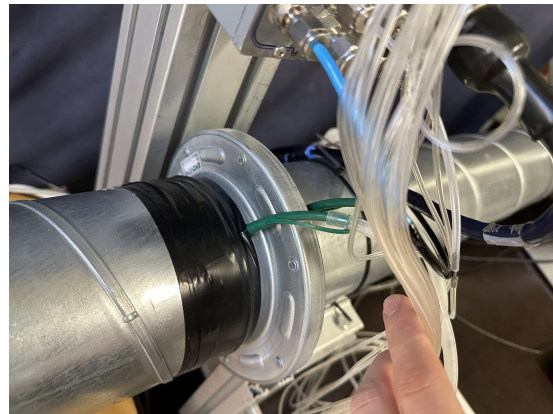
**Figur 3.4:** Netscanner Model 9116.

NetScanner Model 9116 är ett elektroniskt tryckmätsystem avsett för noggranna mätningar av flera tryckkanaler. Instrumentet användes tillsammans med trycksensorer för att registrera differenstryck eller absoluta tryck vid flera mätpunkter. Detta gjorde det särskilt lämpat till prestandatestet som utfördes, då flera mätpunkter behövde registreras samtidigt med hög precision. De uppmätta trycknivåerna användes därefter för att bestämma tryckfördelningen genom motorn samt för att uppskatta tryckfallet över kompressor- och turbinstegen. Flera mätningar och serier genomfördes för att säkerställa mätresultatets tillförlitlighet vilket presenteras avsnitt 4.4.3.

Liknande metod användes för att beräkna massflödet genom motorn. Vid motorns utlopp monterades ett rör för att leda flödet vidare. I detta rör ändrades tvärsnittsarean enligt den kalibrering som användes i mätupställningen. Före och efter denna areaändring placerades pitot-rör som mätte det statiska trycket. I figur 3.5 visas hur tvärsnittsarean i röret varierar, medan figur 3.6 illustrerar placeringen av pitot-rören.



**Figur 3.5:** Ändring i tvärsnittsarea.



**Figur 3.6:** Placering av pitot-rör.

Massflödet bestäms genom att mäta tryckskillnaden mellan de två punkterna och genom en kalibrerad relation beräkna volymflödet  $Q$  enligt

$$Q = k\sqrt{p_1 - p_2}. \quad (3.1)$$

Konstanten  $k$  är en kalibrerad konstant specifik till experimentets mätuppställning och areaskillnaden i röret. Ekvationen beskriver sambandet mellan uppmätt tryckskillnad och resulterande volymflöde för den använda flödesgeometrin. Utifrån det uppskattade volymflödet beräknades massflödet genom att multiplicera volymflödet med luftens densitet enligt ekvation (2.3).

Metoden möjliggjorde därmed en bestämning av det totala massflödet genom motorn baserat på uppmätt tryckskillnad, utan behov av separat massflödesmätare.



# 4

## Resultat

I detta kapitel presenteras projektets resultat. Först redovisas utvecklingen av tryckluftsfördelaren och den slutliga konstruktionen av demonstratorn. Därefter presenteras resultat från tillverkningen, inklusive identifierade problem vid 3D-printning och de lösningar som tillämpades. Kapitlet avslutas med de beräkningar och experimentella tester som genomfördes för att undersöka demonstratorns prestanda.

### 4.1 Utveckling av tryckluftsfördelare

Tryckluftsfördelaren är en egendesignad komponent vars uppgift är att jämnt distribuera tryckluft i förbränningskammaren. För att konstruera den på bästa möjliga sätt inleddes designfasen med att utvärdera vilka delfunktioner komponenten har. Genom att bryta ner tryckfördelarens funktion och använda sig av en friidgenerering fastställdes delfunktionerna som presenteras i tabell 4.1.

**Tabell 4.1:** Delfunktioner med tillhörande förklaringar.

Delfunktion	Förklaring
Infästning av tryckfördelare	Hur tryckluftsfördelaren sätts fast på förbränningskammaren.
Antal inlopp till plenum	Antal inlopp för centraltryckluft till plenumet.
Placering av inlopp till förbränningskammaren	Placering av luftinlopp runt förbränningskammarens omkrets.
Plenumvolym	Storlek på plenumet som används för att fördela tryckluften.
Diameter på hål till förbränningskammare	Diameter på hålen genom vilka luft leds från plenumet till förbränningskammaren.
Antal hål till förbränningskammare	Antal hål genom vilka luft leds från plenumet till förbränningskammaren.
Geometri för inlopp till förbränningskammare	Utformning av luftinloppen från plenumet till förbränningskammaren.

Nästa steg var att hitta dellösningar till de befintliga delfunktionerna, även detta

gjordes med hjälp av en fri-idégenerering. Nedan presenteras en tabell med delfunktionerna och deras respektive lösningar.

**Tabell 4.2:** Delfunktioner med respektive dellösningar.

Delfunktion	Dellösningar		
Infästning av tryckfördelare	Printad tillsammans med höljet	Printad separat	
Antal inlopp till plenum	2	4	
Placering av inlopp till förbränningskammaren	I mitten av förbränningskammaren (som i befintlig CAD-modell)	Längre bak mot turbinbladen	
Plenumvolym	Liten	Mellan	Stor
Diameter på inlopp till förbränningskammare	Liten	Mellan	Stor
Antal inlopp till förbränningskammare	Färre än befintlig CAD-modell	Samma som befintlig CAD-modell	Mer än befintlig CAD-modell
Geometri för inlopp till förbränningskammare	Rör från CAD-modell	Hål in till förbränningskammaren	

Några av dellösningarna är medvetet vaga då de gjordes i ett tidigt skede där gruppen inte hade nog med teknisk kunskap om ämnet för att sätta konkreta lösningar. Vaga lösningar sattes som platshållare för att man i ett senare skede skulle kunna göra beräkningar och komma fram till ett konkret värde.

Efter dellösningarna var fastställda togs olika krav fram för att kunna utvärdera de olika dellösningarna för att sedan komma fram till det bästa slutkonceptet. Dessa presenteras nedan i tabell 4.3.

**Tabell 4.3:** Krav för tryckluftsfördelare.

Område	Krav
Tryck	Materialegenskaper ska tåla aktuella trycknivåer.
Luftfördelning	Luftfördelningen ska vara jämn i plenum och genom hålmönstret.
Läckage	Låg risk för läckage i skarvar och anslutningar.
Tryckförluster	Låg risk för tryckförluster över komponenten.
Distribution	Jämn distribution mellan inlopp/hål och runt omkretsen.
Tillverkning	Designen ska vara enkel att 3D-printa med tillgänglig metod.
Montering/iteration	Komponenter ska vara enkla att montera och byta mellan iterationer.
Robusthet	Konstruktionen ska klara vibrationer, tryck och aktuella luftflöden utan skador eller funktionsförlust.

Kraven används för att evaluera de olika dellösningarna för att kunna komma fram till det bästa konceptet.

Utifrån den första delfunktionen, infästning av tryckfördelare, valdes dellösningen printa tillsammans med höljet. Detta eftersom lösningen har mindre risk för läckage och tryckförluster då lösningen inte kräver infästningar eller lim för att sätta fast tryckfördelaren till det yttre höljet.

Två inlopp till plenumet valdes för att minska antal gånger tryckluften behöver förgrenas och reducera den totala längden av slangar. Eftersom förgreningar och längre slangar skapar förluster som i sin tur ger ett lägre volymflöde bör det undvikas. Detta förutsätter däremot att tryckluften kan fördelas jämnt med bara två inlopp.

Inloppen till förbränningskammaren placerades längre bak mot turbinbladen för att minska utrymmet för luften att expandera och decelerera. Det ger även möjlighet att göra förbränningskammaren kortare vilket i sin tur gör hela motorn mer kompakt och lätthanterlig

Delösningarna för plenumvolymen definierades som liten, mellan och stor, vilket är relativt vaga beskrivningar. Det gjordes medvetet eftersom gruppen i det skedet inte hade nog med teknisk kunskap kring ämnet för att använda konkreta värden. Istället användes dessa beskrivningar för att ge en övergripande bild av hur lösningarna kan se ut. I slutkonceptet valdes en stor plenumvolym, då en större volym fungerar som en tryckkammare. Det innebär att tryckluften som tillförs plenumet fördelas i hela volymen och bygger upp ett jämnt tryck. Detta leder i sin tur till att luftflödet distribueras jämnt vidare till förbränningskammaren. Om man istället skulle välja en liten plenumvolym skulle det inte bildas något tryck i volymen och det skulle resultera i att det lufttillförsel från tryckluftsfördelaren endast skulle komma från enstaka ingångar placerad nära tryckluftsinloppen.

Även dellösningarna till val av diameter på inloppen till förbränningskammaren definierades vagt av samma anledning som föregående delfunktion. Enligt kontinuitetsekvationen för massflöde ökar hastigheten när diametern minskar, förutsatt att massflödet och densiteten är konstant, vilket det är i detta fall. Därför valdes en liten diameter på inloppen till förbränningskammaren.

Fler inlopp än den befintliga CAD-modellen valdes för att sätta inloppen mellan vartannat statorblad. Detta är fördelaktigt eftersom det möjliggör en jämn fördelning av luftflödet mot statorbladen. Fler inlopp skulle vara överflödigt och kunna leda till onödig komplexitet, medan färre inlopp skulle riskera att ge en ojämn fördelning av luftflödet.

För geometrin hos inloppen till förbränningskammaren valdes rören från CAD-modellen. Det medför däremot omarbete då delar av förbränningskammaren från CAD-modellen inte används eftersom de inte är relevanta till arbetet. Det innebär att placeringen av rören kommer skiljas från den originella modellen. Även rörens geometri kommer bearbetas för att optimera flödet, men den huvudsakliga funktionen är densamma, att rikta flödet mot statorbladen, mer om detta i avsnitt 4.2.4. Detta är en mer effektiv lösning än att endast använda sig av hål in i kammaren. I en sådan lösning skulle strömmen komma in ortogonalt till den önskade riktningen och behöva rikta om sig. Den omdirigering medför förluster vilket gör lösningen med de befintliga rören mer fördelaktig.

De sammanställda lösningarna som användes för den första prototypen presenteras i tabell 4.4 nedan.

**Tabell 4.4:** Valda dellösningar för första prototypen. De rödmarkerade cellerna representerar de bortvalda dellösningarna.

Delfunktion	Dellösningar		
Infästning av tryckfördelare	Printad tillsammans med höljet	Printad separat	
Antal inlopp till plenum	2	4	
Placering av inlopp till förbränningskammaren	I mitten av förbränningskammaren (som i befintlig CAD-modell)	Längre bak mot turbinbladen	
Plenumvolym	Liten	Mellan	Stor
Diameter på inlopp till förbränningskammare	Liten	Mellan	Stor
Antal inlopp till förbränningskammare	Färre än befintlig CAD-modell	Samma som befintlig CAD-modell	Fler än befintlig CAD-modell
Geometri för inlopp till förbränningskammare	Befintliga rör från CAD-modell	Hål in till förbränningskammaren	

Utifrån tabell 4.4 designades den första iterationen av tryckluftsfördelaren. Utefter de initiala tester gjordes en till prototyp, vilket berörs i avsnitt 4.2.4.

## 4.2 Motorns utformning och CAD-design

Projektet utgick från en ursprunglig CAD-modell för en fullständig flygmotor-demonstrator, vilken inkluderade både lågtryck- och högtrycksdelarna, se figur A.1. Med hänsyn till projektets avgränsningar behövde modellen anpassas och modifieras i flera avseenden.

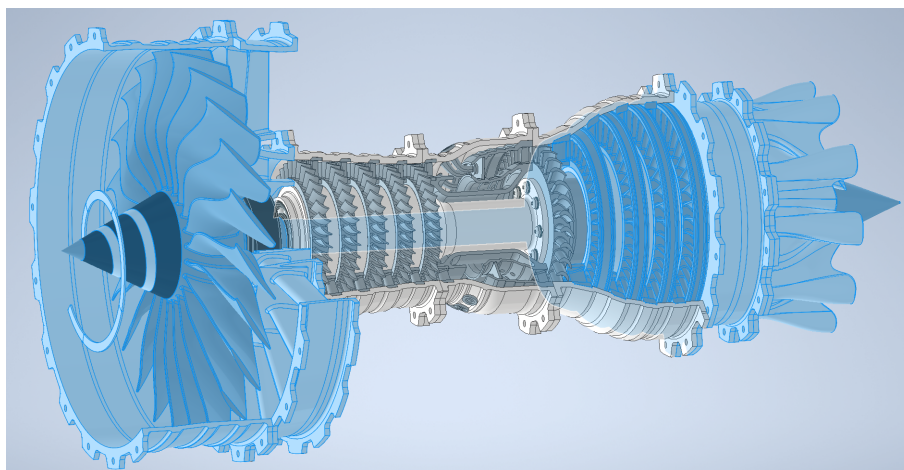
I detta avsnitt presenteras de designval och geometriska anpassningar som genomfördes för motorns slutliga utformning.

### 4.2.1 Avgränsning till högtrycksdel

Den ursprungliga designen avser en fullständig flygmotor bestående av både lågtrycks- och högtrycksdelar. Inom ramen för detta projekt har arbetet dock avgränsats till

att enbart omfatta högtrycksdelen, vilket har inneburit att den ursprungliga modellen reducerats till dess relevanta komponenter.

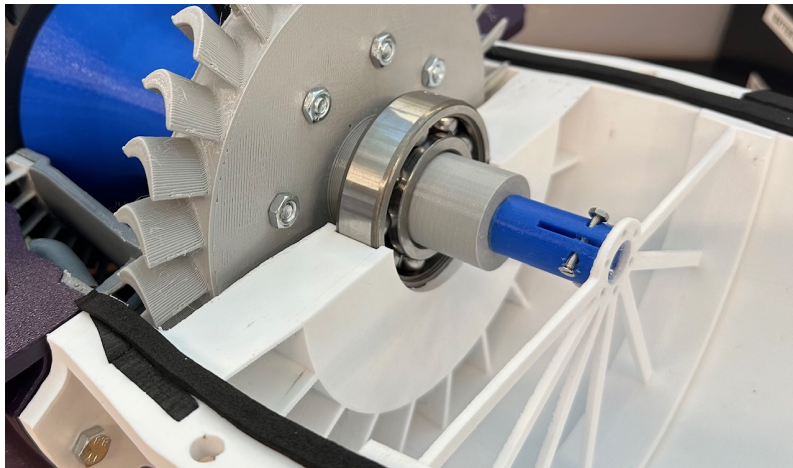
De komponenter som tillhör lågtrycksdelen, vilka visas i figur 4.1, har i huvudsak exkluderats från vidare analys och konstruktion. Ett undantag utgörs av bakhöljet, vars främre geometri är anpassad till högtrycksturbinen och därför bedömdes lämplig att behålla och vidareutveckla.



**Figur 4.1:** CAD-modell av flygmotor där lågtrycksdelen är markerad i blått och utgör de komponenter som exkluderats i detta arbete. Modellen är hämtad från CATIAV5FTW (2025), Printables, CC BY-NC 4.0.

De exkluderade komponenterna omfattar fläkt med tillhörande hölje och stator, lågtrycksaxel, lågtrycksspole, lågtrycksturbin, utloppsmunstycke samt blandningsdel. Dessa komponenter är nödvändiga för en fullständig och operativ flygmotor, men faller utanför projektets fokus.

I samband med avgränsningen, uppstod behovet av att konstruera en ny lagerbärande ram. Denna komponent utgör förbindelsen mellan höljet och den roterande axeln och säkerställer att motorns roterande delar hålls centrerade och roterar symmetriskt. En tvådelad lösning valdes, där två identiska lagerhållare integrerades i respektive höljeshalva. Lagerhållarna är förbundna med höljet via radiella stag (ekrar), vars dimensionering anpassades så att den fria genomströmningsarean motsvarar den effektiva area som kompressorn och turbinen verkar över. Lagren monteras från vardera sidan av axeln och placeras i lagerlägena i respektive lagerhållare, se figur 4.2. Vid montering av den övre höljeshalvan fixeras lagren genom en lätt presspassning, vilket samtidigt möjliggör demontering vid behov.

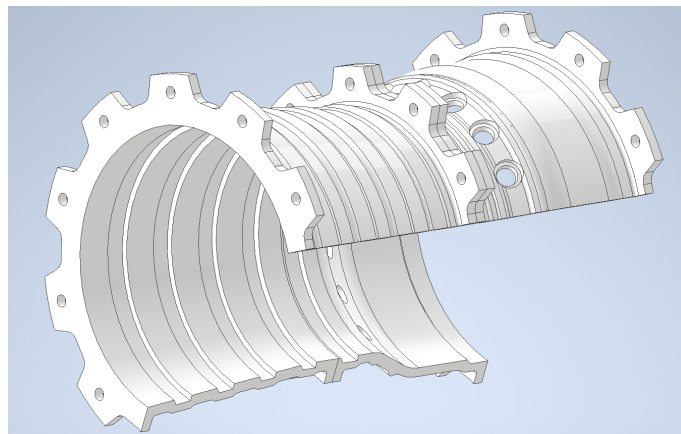


**Figur 4.2:** Den tvådelade lagerbärande ramen integrerad i höljeshalvorna. Bilden visar hur kullagret ligger infällt i lagerläget och omsluter turbinaxeln, samt hur konstruktionen möjliggör axiell fixering vid hopmontering och åtkomst för demontering.

Avgränsningen möjliggör en mer detaljerad analys av högtrycksdelen, samtidigt som systemets övergripande prestanda inte behandlas i sin helhet.

#### 4.2.2 Uppdelning av höljen

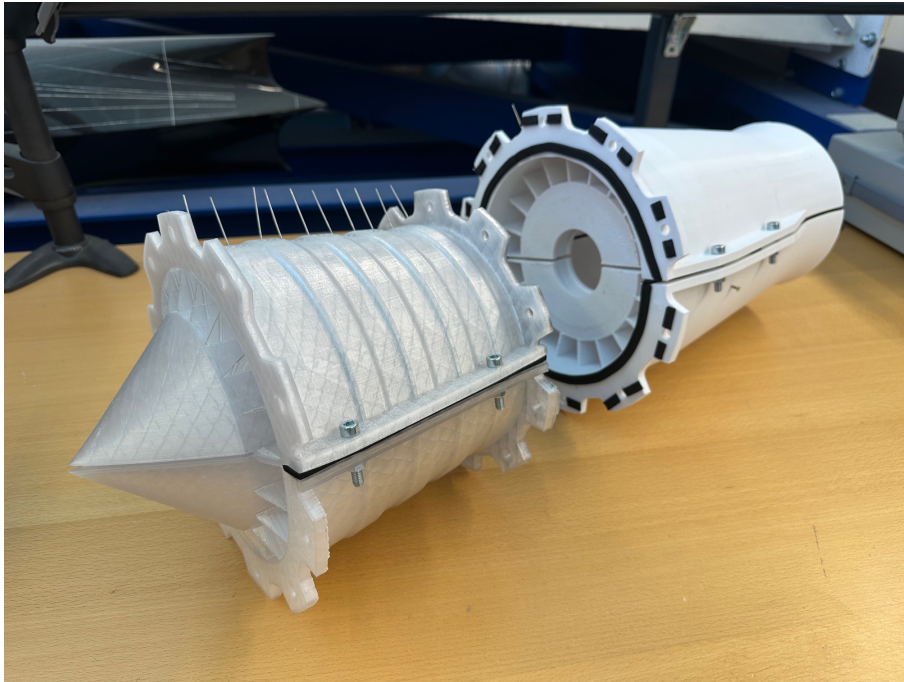
Eftersom den befintliga modellen inte var konstruerad för drift, utan enbart för demonstrationssyfte, var dess höljen utformade med en öppen genomskärning på  $126^\circ$ , se figur 4.3.



**Figur 4.3:** Ursprunglig geometri för höljen.

För att göra motorn körbar och samtidigt möjlig att montera krävdes en konstruktion som säkerställde tätning av luftflödet under drift, samtidigt som den tillåter åtkomst för justeringar och modifieringar. En lösning med ett tvådelat hölje applicerades. För detta krävdes modifiering av skruvhålen mellan delhöljerna för att upprätthålla symmetri mellan de två halvorna samt säkerställa korrekt passning vid sammanfogning. Flänsar med skruvhål behövde även läggas till längs halvornas skärningskanter för att möjliggöra en stabil och jämnt fördelad infästning. Detta

möjliggjorde att höljet kunde sammanfogas på ett reproducerbart sätt, samtidigt som konstruktionen tillåter demontering vid behov, se figur 4.4.



**Figur 4.4:** Slutgiltig design för tvådelat hölje, uppdelat i 4 delar: två identiska framhalvor, samt två identiska bakhalvor. Mittensegmentet ger plats för tryckluftsfördelaren.

### 4.2.3 Intern flödesdesign

För att effektivt utnyttja luftflödet anpassades den interna flödesgeometrin genom hela motorn. Den effektiva flödesarean eftersträvades hållas så liten som möjligt för att minimera tryckförluster, samtidigt som tillräckligt utrymme behövde säkerställas för både stationära och roterande komponenter.

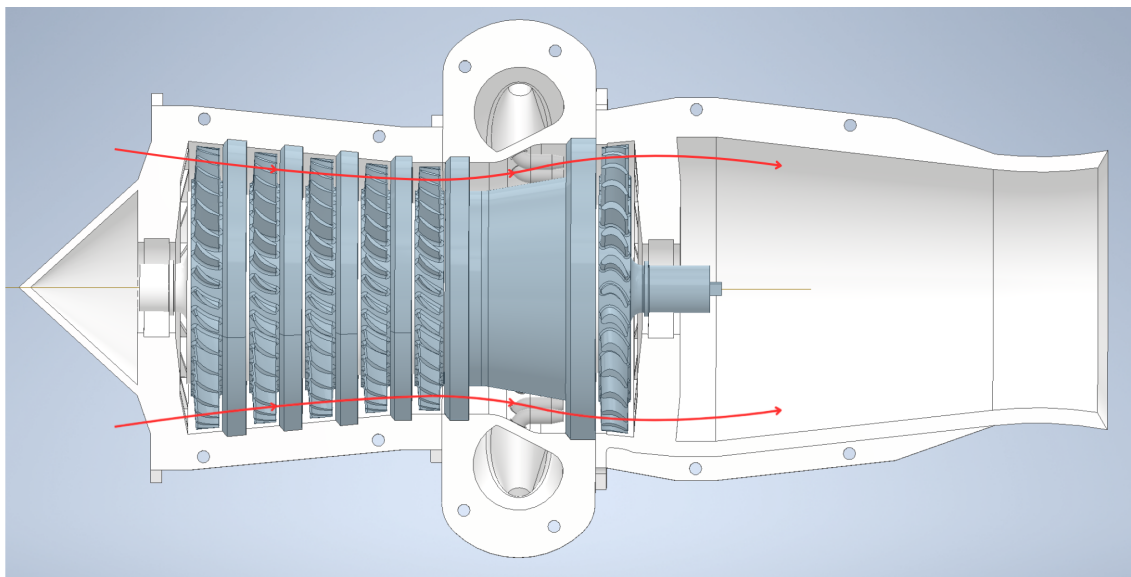
Luftflödets väg genom motorn och den interna flödeskanalen illustreras i figur 4.5.

Vid motorns främre inlopp konstruerades en ihålig nos i form av en kon för att styra den inkommande luften in mot kompressorn. Nosen omsluter dessutom det främre kullagret och dess lagerhållare, vilket minskar risken för partikelansamling i lagret och därmed reducerar sannolikheten för lagerhaveri (Ibrahim Sheriff et al., 2021).

Genom kompressorsektionen leds luftflödet genom en successivt minskande flödesarea för att möjliggöra ett ökande tryck genom kompressorstegen. Detta åstadkoms genom att både höljet och axelgeometrin gradvis avsmalnas i axial riktning genom motorn.

I anslutning till tryckluftsfördelaren utformades övergångsgeometrin mot turbinen för att styra luftflödet från det sista kompressorstegens mindre tvärsnittsarea till

turbinens större radie. Geometrin säkerställer samtidigt att luftflödet från tryckluftsrören träffar turbinbladen med en jämn och centrerad fördelning.



**Figur 4.5:** Genomsnitt av motorns interna flödeskanal. Figuren illustrerar hur luftflödet leds genom kompressorsektionen och vidare ut mot turbinen längs den effektiva flödesarean.

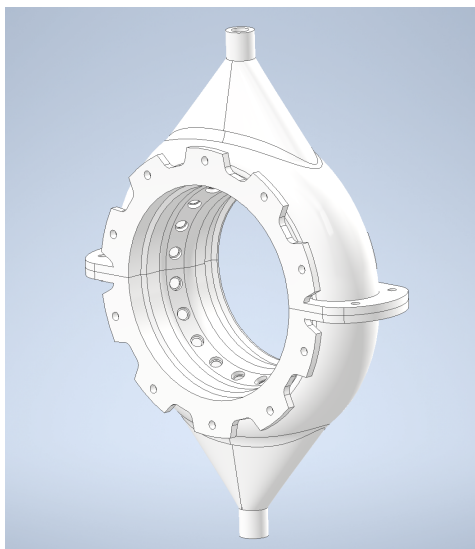
#### 4.2.4 Anpassning för tryckluftsdrift

De designkrav som bestämdes genom tidigare beskriven idégenerering, se avsnitt 4.1, resulterade i omarbetning av framför allt två komponenter av den ursprungliga CAD-modellen. Dels det utvändiga höljetts mittedel som skulle kombineras med en tryckkammare, samt den invändiga förbränningsgeometrin som skulle förenklas och kortas ner.

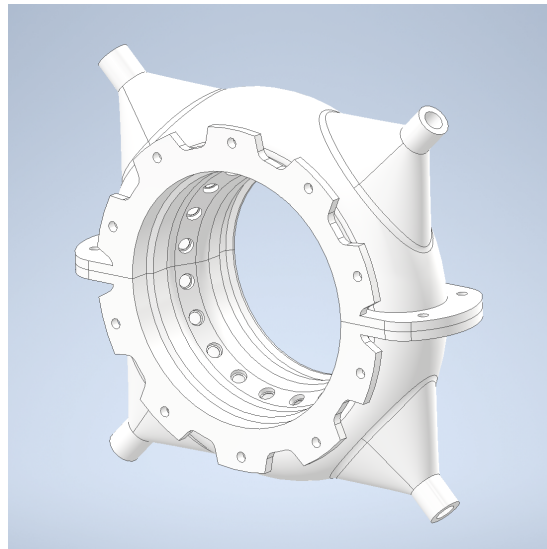
Den första omarbetningen från hölje till kombinerat hölje med tryckkammare visas nedan i figur 4.6. Tryckluftsfördelaren är uppdelad i två halvor som med hjälp av tidigare beskrivna flänsar skruvas ihop och utgör höljet för motorns mittsegment samt skapar en torusformad tryckkammare som går runt hela höljet. Varje halva har ett konformat inlopp för att ge spridning på tryckluften som ansluts via en koppling som limmas fast i inloppet. Inne i tryckkammaren finns det hål där rör som riktar om luften till turbinsteget limmas fast. Övriga omarbetningar består av att komponenten kortades ner för att matcha resterande modifieringar.

Som tidigare diskuterades i idégenereringen förutsatte designen av en fördelare med ett inlopp per halva att luften kan spridas jämnt till alla rör. Vid test med tryckluft visade det sig att luften endast fördelades på rören närmast inloppet och att rören längst ifrån inte fick någon lufttillförsel. Därför gjordes en ny prototyp av tryckluftsfördelaren med fyra inlopp istället, två per halva, som vid test med tryckluft gav en jämnare fördelning med lufttillförsel till samtliga rör. I övrigt är designen densamma

som på variant ett, med konformade inlopp och en torusformad tryckkammare, se figur 4.7.

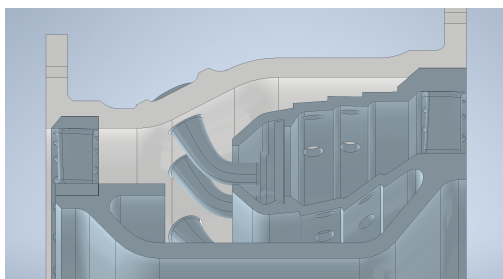


**Figur 4.6:** CAD-modell av hölje med kombinerad tryckluftsfördelare med ett inlopp per halva.

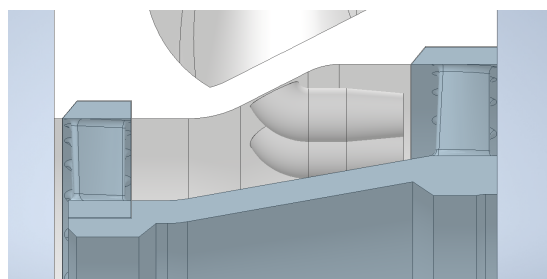


**Figur 4.7:** CAD-modell av hölje med kombinerad tryckluftsfördelare med två inlopp per halva.

Eftersom motorn drivs med tryckluft och det inte sker någon blandning eller förbränning av bränsle och luft förenklades den delen i ursprungsmodellen, se figur 4.8, till en kortare och rakare kanal, se figur 4.9. Istället för att luften passerar genom en expanderande kanal med geometri för blandning, går luften genom en kanal direkt till statorsteget bakom vilket minimerar turbulens och förluster i flödet. I figur 4.9 syns även rören som limmas fast i hålen på tryckkammaren. Rören är vinklade för att få luften i samma riktning som stator- och turbinsteget och har en skarp kant längst bak för att minimera vakuumzoner som bidrar till turbulens. För att luften ska kunna deflekteras korrekt via de 40 st statorbladen och därefter träffa turbinbladen rätt sitter det 20 st rör med jämnt avstånd runt hela motorn.



**Figur 4.8:** Genomskäring av förbränningskammare på ursprungsmodellen.

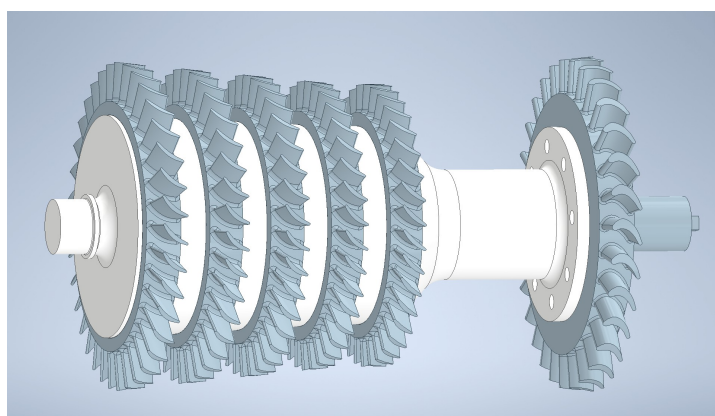


**Figur 4.9:** Genomskäring av modifierad, förenklad kanal för tryckluft med rör för tryckluft.

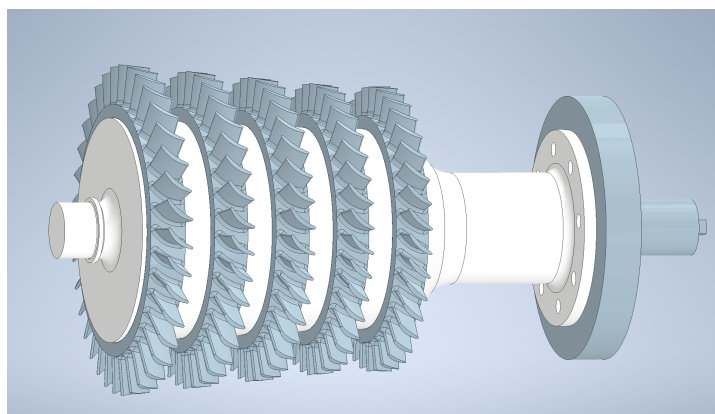
### 4.2.5 Separat drift av turbin och kompressor

Högtrycksaxeln består av kompressordelen som skruvas ihop med turbindelen där det sitter ett lager på varje del. För att kunna testa motorns kompressor- samt turbindel var för sig designades en modifiering av turbindelen som saknar blad som möjliggör att kunna köra motorn i tre konfigurationer.

För att testa både kompressor och turbin tillsammans monteras axeln med båda delarna, se figur 4.10. För att endast testa turbinsteget monteras kompressordelen bort och turbinsteget, som syns till höger i figur 4.10, körs separat. För att endast testa kompressorn byts turbindelen ut mot den modifierade varianten utan blad, se figur 4.11.



**Figur 4.10:** Axel monterad med kompressor samt turbin för test av hela systemet.



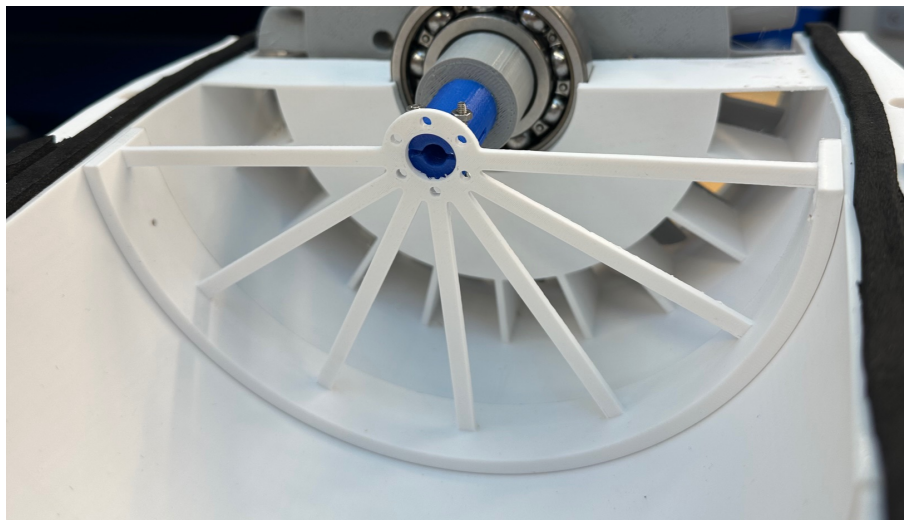
**Figur 4.11:** Axel monterad med modifierad turbindel utan blad för test av endast kompressor.

### 4.2.6 Infästning för generator

För att möjliggöra mätning av motorns effekt integrerades en generator i konstruktionen. Den valda generatören utgjordes av en borstad likströmsmotor (Maxon RE36), se figur A.2, som användes i generatordrift.

Motorns stationära del (statorhuset) monterades i det bakre höljet med hjälp av en specialutformad generatorhållare. Hållaren består av en cirkulär infästningsring med sex skruvhål för fastsättning av motorn. Denna ring är förbunden med höljet via radiella stag, vilka överför lasten till en halvcirkulär basstruktur som är geometriskt anpassad till höljets invändiga form.

Basstrukturen är i sin tur fastskruvad i höljet, vilket säkerställer en stabil infästning och god linjering mellan generator och axel, se figur 4.12.

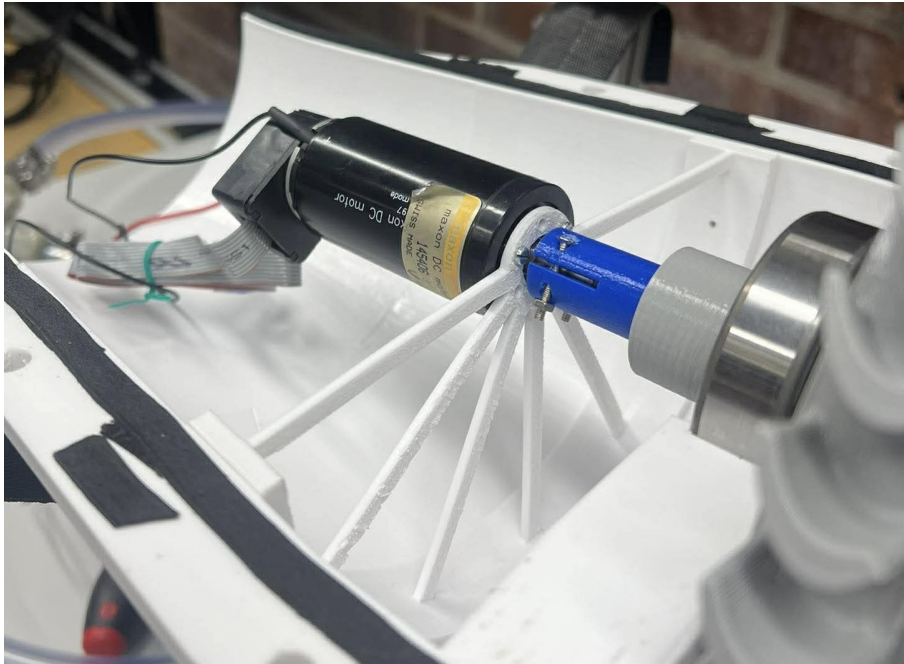


**Figur 4.12:** Generatorhållaren monterad i det bakre höljet. Bilden illustrerar den radiella stagstrukturen och hur konstruktionen möjliggör fri genomströmning samtidigt som generatoren hålls centrerad i förhållande till axeln.

För att koppla samman generatoraxeln med motorns axel utformades en adapter med klämförband. Den utgående axeln från turbinen är försedd med en centrerad fyrkantig tapp i änden, vilken passar i en motsvarande invändig profil i adaptorns främre del och därmed säkerställer momentöverföring.

Adaptorns bakre del är utformad som en slitsad klämkoppling med två skruvar på vardera sida. När skruvarna dras åt reduceras innerdiametern lokalt, vilket skapar en radiell klämkraft och därmed friktion mellan adaptorn och generatoraxeln, vilket visas i figurerna 4.2 och 4.13.

Denna lösning möjliggör en tillförlitlig momentöverföring till generatoraxeln, samtidigt som generatorns statorhus förblir fixerat i höljet. Klämförbandet valdes dessutom för att möjliggöra enkel montering och demontering utan att påverka axlarnas ytor.



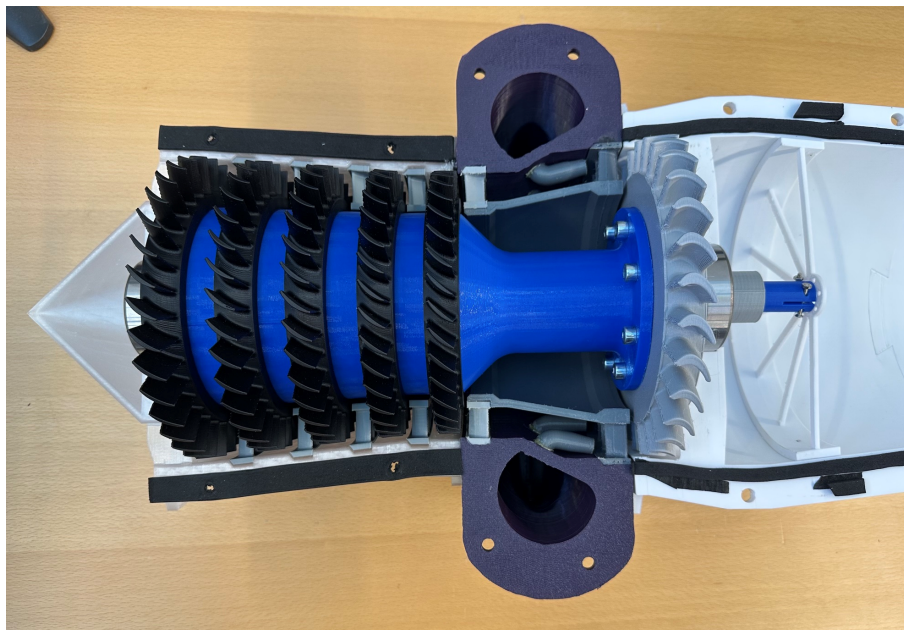
**Figur 4.13:** Generator monterad i bakre höljet med adapter och klämförband för momentöverföring mellan generatoraxeln och turbinaxeln.

#### 4.2.7 Monterbarhet och modulär design

Motorn är uppdelad i tre huvudmoduler: framhölje, tryckluftsfördelare och bakhölje. Modulerna sammanfogas med tio M7-skruvar per modulgränssnitt. Samtliga moduler är dessutom delade i två symmetriska halvor, vilka monteras samman med fyra skruvar av samma dimension.

Den konsekventa uppdelningen i längsgående höljeshalvor möjliggör en förenklad montering i axial riktning, där motorn kan monteras successivt en halva i taget. Konstruktionen medför att axeln, tillsammans med tillhörande turbin och kompressorrotorer, enkelt kan placeras i den undre motorhalvan och positioneras direkt med kullagren i deras respektive lagerhållare.

Den monterade axeln vilande i den ena motorhalvan visas i figur 4.14.



**Figur 4.14:** Monteringskonfiguration där axeln och de roterande komponenterna positioneras i lagerhållarna innan sammanfogning av motorhalvorna.

### 4.2.8 Luftfördelare och slangkopplingar

För att fördela tryckluften till de fyra inloppen i tryckluftsfördelaren konstruerades en separat förgreningsenhet.

Enheten utformades som en ihålig fördelningskammare med ett centralt inlopp och fyra utlopp. Den invändiga geometrin försågs med rundade övergångar (eng. *fillets*) längs de interna kanterna för att reducera lokala tryckförluster och motverka turbulensbildning (Costa et al., 2006). In- och utloppen utformades som cylindriska anslutningsportar där slangkopplingar monterades.

Den kubiska geometrin valdes utifrån symmetriaspekter. Inloppet placerades centralt på ovansidan medan de fyra utloppen placerades symmetriskt längs sidoytorna. Denna utformning ger den inkommande luften likvärdig flödesväg till respektive utlopp, vilket bidrar till ett jämnt och homogent flöde i samtliga utgångar.

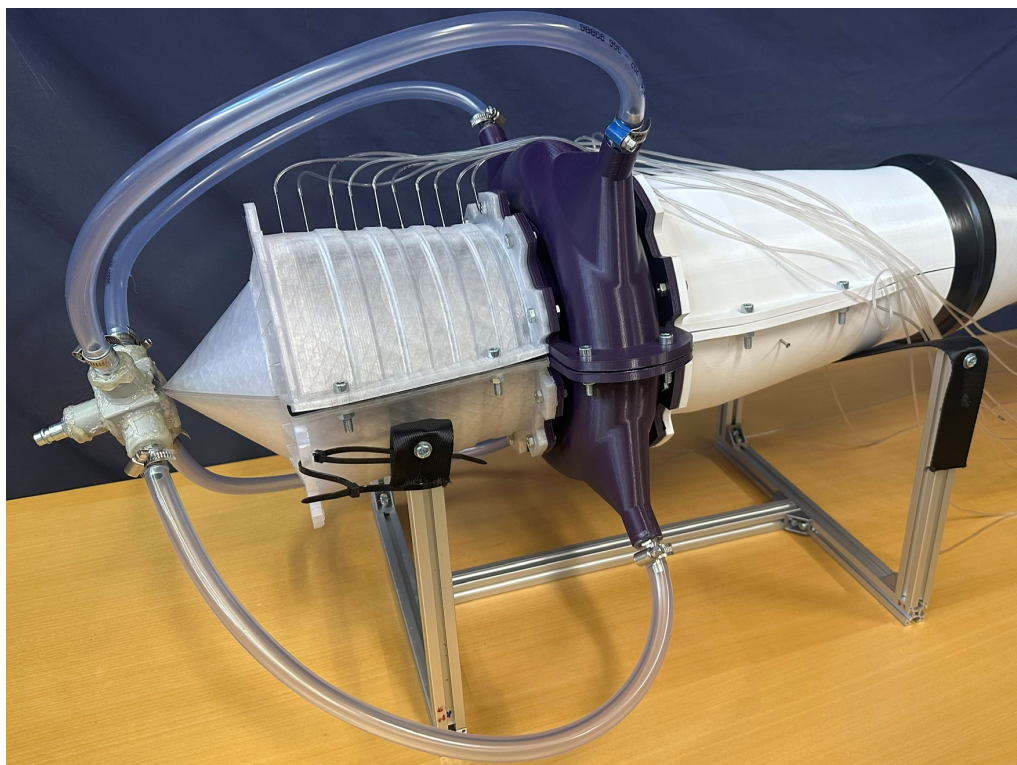
Slangar anslöts därefter mellan de fyra utloppen och respektive inlopp på tryckluftsfördelaren. Det inkommande tryckluftsfördelaren. Det inkommande tryckluftsfördelaren kopplades till fördelningsenhetens centrala inlopp. Den färdiga lösningen visas i figur 4.15.



**Figur 4.15:** Fördelningsenhet för tryckluft med monterade slangkopplingar och anslutna slangar till motorns fyra luftinlopp.

#### 4.2.9 Slutlig konstruktion

Efter implementering av de presenterade konstruktionslösningarna kunde motorn sammanställas till en komplett enhet. Den slutliga konstruktionen integrerar kompressor, turbin, lagerstruktur, generatorinfästning och tryckluftsfördelning i en modulär och monterbar helhetslösning. Den färdigmonterade motorn visas i figur 4.16.



**Figur 4.16:** Komplettsammansatt flygmotor-demonstrator.

## 4.3 3D-printning

I detta avsnitt redogörs i detalj för tillverkningen av demonstratorns 42 enskilda komponenter. Större delar, såsom höljen och Tryckluftsfördelare, skrevs ut på en RatRig VCore 4 300 Hybrid, medan merparten av de mindre detaljerna hanterades av en Prusa MK3. Den sammanlagda utskriftstiden uppgick till cirka 305 timmar (motsvarande 13 dygns kontinuerlig drift) med en total materialåtgång på 6 778 g exklusive stödmaterial.

En fullständig sammanställning av komponenter, materialval, vikter och tider finns i tabell 4.6, och de väsentligaste tillverkningsproblemen samt deras lösningar sammanfattas i tabell 4.5. Nedan följer en genomgång av respektive komponents tillverkningsprocess.

### 4.3.1 Tillverkningsprocess och identifierade problem

Tillverkningen genomfördes parallellt med CAD-omarbetningen, i enlighet med en iterativ rapid prototyping-process. Så snart en komponents geometri var färdigställd i CAD påbörjades 3D-printningen, vilket möjliggjorde tidig identifiering av tillverkningsproblem och snabb återkoppling till designarbetet. Nedan beskrivs de mest väsentliga tillverkningsstegen och de problem som uppstod.

#### HPC-rotorsteg 1–5

Dessa komponenter var de första som tillverkades, då de krävde minimal modifiering av referensmodellen. Det huvudsakliga problemet som uppstod var bristfällig vidhäftning hos stödmaterial, vilket ledde till att flera utskrifter fick ojämna ytor och synliga strängningsdefekter. Problemet var särskilt uttalat med PET-G-filament, som initialt användes. Genom att byta till PLA, som har lägre printtemperatur och bättre egenskaper vid överbrygning (se tabell 3.1 i avsnitt 3.2.1), förbättrades printkvaliteten avsevärt, se figur 4.17. De fem rotorstegen tillverkades i svart PLA med 15% utfyllnad, med en vikt på 90 g per del (totalt 450 g). Den sammanlagda printtiden uppgick till 37 timmar.



Figur 4.17: HPC-rotorsteg 1-5.

### HPC-statorsteg 1–5

Statorstegen tillverkades i grå PLA. Steg 5 exkluderades i detta skede eftersom dess geometri var sammankopplad med tryckluftsfördelarens design. Det huvudsakliga problemet var att komponenternas överhängsytor resulterade i ojämn ytkvalitet. Lösningen bestod i att orientera om komponenterna i slicern så att de kritiska överhängsytorna vändes nedåt mot byggplattan, vilket eliminerade behovet av stödmaterial på svåråtkomliga ytor, se figurer 4.18 och 4.19. En slicer är ett program som översätter en 3D-modell till lager-för-lager-instruktioner för en 3D-skrivare. Vikten per statorsteg var 107 g (totalt 533 g) och den sammanlagda printtiden uppgick till 48 timmar.



**Figur 4.18:** HPC-statorsteg 1-4, delade.



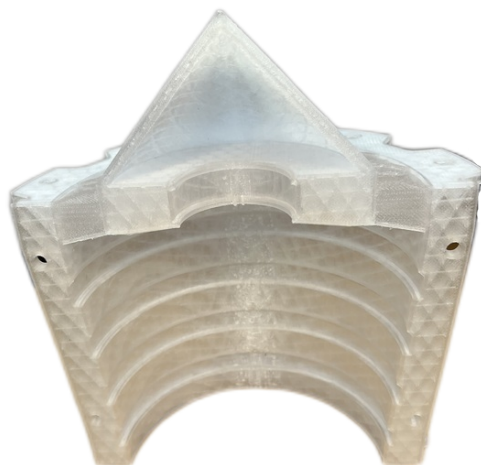
**Figur 4.19:** HPC-statorsteg 1-4.

### HP-hölje fram

Höljet var en av de geometriskt största komponenterna och delades i två halvor. Komponenterna tillverkades i transparent PET-G med 25% utfyllnad för att möjliggöra visuell inspektion av de inre komponenterna under drift. Varje halva vägde 827 g (totalt 1653 g). Den större byggvolymen krävde användning av RatRig VCore 4 300 Hybrid (RatRig, 2025). Initialt printades höljet i liggande orientering, vilket resulterade i omfattande skevhet. Komponenten printades därefter om i stående orientering, vilket gav ett betydligt bättre resultat, se figurer 4.20 och 4.21. Viss skevhet kvarstod men i avsevärt lägre grad. Printtiden per halva var 26 timmar (totalt 53 timmar).



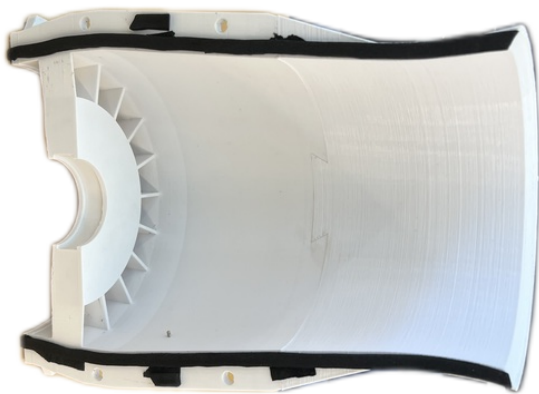
**Figur 4.20:** HP-hölje fram (utsida).



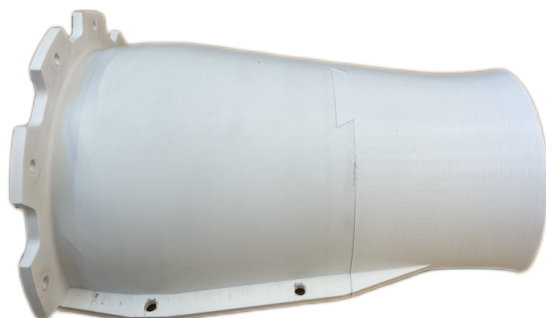
**Figur 4.21:** HP-hölje fram (insida).

### HP-hölje bak

Det bakre höljet delades upp i fyra delar: först i två halvor i CAD, och sedan delades var halva ytterligare med hjälp av en laxstjärt skärning i mitten för att passa inom skrivarens byggvolym. Varje komplett halva vägde 807g (totalt 1 614 g) och tillverkades i vit PET-G med 25% utfyllnad. Inledningsvis tillverkades delarna i vit PLA+, men samma problem med skevhet uppstod och stödmaterialet fäste för hårt vid komponenten, vilket gjorde det svårt att avlägsna. Anledningen till att PLA+ användes trots tidigare misslyckanden med PLA var att det fanns en större 3D-skrivare med 500×500 mm byggyta tillgänglig i experimentverkstaden på Chalmers, och planen var att printa höljet helt istället för i flera delar. Denna skrivare hade dock enbart PLA+ tillgängligt, och drabbades av upprepade utskriftsfel, varför denna strategi övergavs. Beslutet togs istället att tillverka delarna i PET-G på de ordinarie skrivarna, där en kombination av Prusa MK3 och RatRig VCore 4 300 Hybrid användes. Printtiden per halva var 18 timmar (totalt 36 timmar). Höljets in- och utsida visas i figurerna 4.22 och 4.23.



**Figur 4.22:** HP-hölje bak (insida).



**Figur 4.23:** HP-hölje bak (utsida).

### Kompressoraxel

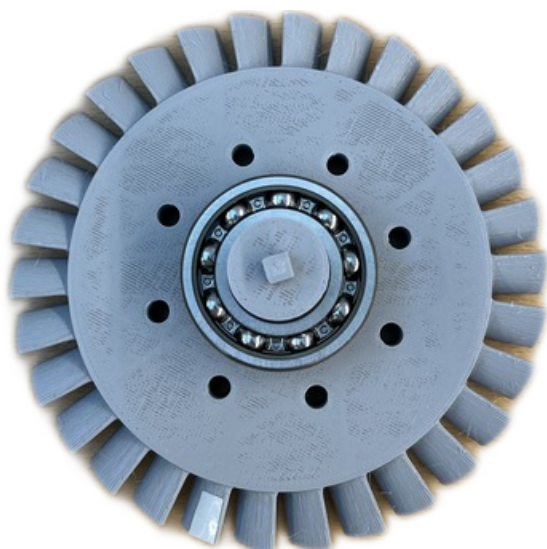
Axeln var för stor för att printas i ett stycke på Prusa MK3, vars byggvolym begränsar maximal komponentstorlek (Prusa Research, 2025a). Problemet löstes genom att dela axeln på mitten med hjälp av en delningsfunktion laxstjärt skärning i PrusaSlicer, vilket gjorde det möjligt att printa de två halvorna separat och sedan sammanfoga dem. En problematik som uppstod vid denna metod var att de två halvorna var svåra att sammanfoga exakt, vilket ledde till att axeln inte blev helt symmetrisk. Detta resulterade i obalans och viss wobbling vid rotation. Problemet kvarstår då det inte finns en tillräckligt stor skrivare tillgänglig för att printa axeln i ett stycke. Den första versionen tillverkades i mörkblå PET-G med 25% utfyllnad. Till skillnad från de roterande komponenterna som hanteras av studenter och därmed behöver tåla upprepade monterings och demontering, sitter axeln monterad under drift och utsätts främst för sin egen tyngd. Den initiala versionen visade sig dock vara för tung, vilket ökade friktionsförlusterna i lagren och försvårade rotation. Vid monteringen gick dessutom komponenten sönder. En andra version tillverkades därför med 5% utfyllnad och vägde 401 g, vilket reducerade vikten avsevärt. Avvägningen innebär att den strukturella hållfastheten minskade, men detta bedömdes acceptabelt. Printtiden för axeln var 31 timmar. Den färdiga axeln visas i figur 4.24.



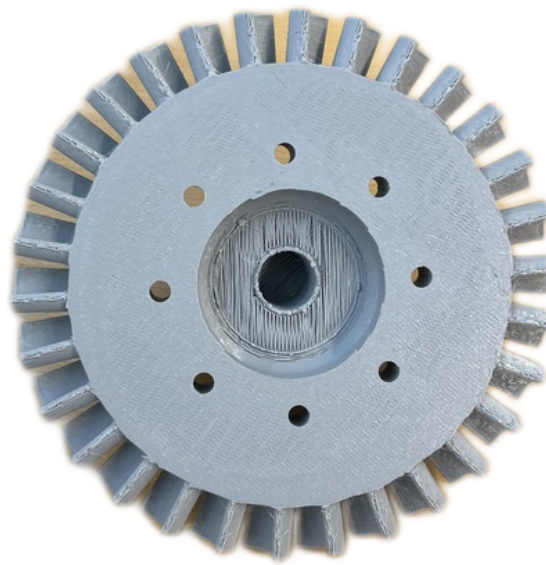
**Figur 4.24:** Kompressoraxel med HPC-rotorsteg 1-5.

### Turbinaxel

Turbinaxeln, inklusive en version utan blad, tillverkades i orange PLA+ med 25% utfyllnad på Prusa MK3. Den bladförsedda axeln vägde 160 g och versionen utan blad 102 g. Utskrifterna blev kvalitetsmässigt godtagbara, men samma viktproblem som för kompressoraxeln uppstod: turbinaxeln var för tung för att möjliggöra stabil rotation. Beslutet togs därför att printa om turbinaxeln med en utfyllnadsdensitet på 5% för att reducera vikten samt att byta färg till grå. Den sammanlagda printtiden för båda versionerna av turbinaxeln (med och utan blad) uppgick till 22 timmar (15 timmar för den bladförsedda och 7 timmar för den utan blad). Turbinaxeln visas från båda sidor i figurerna 4.25 och 4.26.



**Figur 4.25:** Turbinaxel med blad och kullager (framsida).



**Figur 4.26:** Turbinaxel med blad och kullager (baksida).

### Tryckluftsfördelare

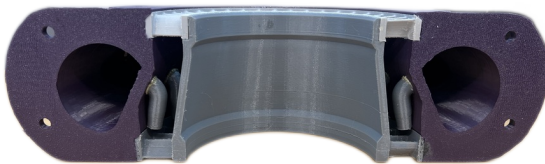
Tryckluftsfördelarehöljet bestod av två halvcirkulära delar och tillverkades i röd PET-G med 25% utfyllnad på RatRig VCore 4 300 Hybrid. Det huvudsakliga problemet var att geometrin krävde stödmaterial på insidan av kammaren, där det var svårt att avlägsna efter printning. Problemet hanterades genom att använda organiskt stödmaterial i slicern, vilket var lättare att bryta loss (Prusa Research, 2025b). Vid provmontering och inledande tester av motorn konstaterades att den ursprungliga designen med två luftintag inte gav tillräckligt jämn tryckfördelning. En ny version konstruerades med fyra intag, fördelade symmetriskt runt omkretsen, och tillverkades i mörklila PET-G med 15% utfyllnad. Printtiden för den reviderade versionen var 24 timmar per halva så totalt 48 timmar, och varje halva 753 g vägde så totalt 1506 g. Denna konstruktionsändring kopplar till det arbete som beskrivs i avsnitt 4.1 avseende tryckluftsfördelare. Den första versionen (röd) visas i figurerna 4.27 och 4.28, och den reviderade versionen (lila) visas i figurerna 4.29 och 4.30.



**Figur 4.27:** Tryckluftsfördelare med ett luftintag (insida).



**Figur 4.28:** Tryckluftsfördelare med ett luftintag (utsida).



**Figur 4.29:** Tryckluftsfördelare med två luftintag, övergångsgeometrin, HPC-statorsteg 5, Luftrör (insida).



**Figur 4.30:** Tryckluftsfördelare med två luftintag, övergångsgeometrin, HPC-statorsteg 5, Luftrör (utsida).

### Övergångsgeometrin

Övergångsgeometrin tillverkades i grå PET-G med 25 % utfyllnad på Prusa MK3. Komponenten delades i två halvor; varje halva vägde 124 g (totalt 247 g) och printtiden per halva uppgick till 9 timmar (totalt 17 timmar). Tillverkningen förlöpte utan anmärkning och inga problem uppstod. Se figurer 4.29 och 4.30, där övergångsgeometrin är monterad i tryckluftsfördelaren.

### Luftrör

Luftrören tillverkades i PET-G med 25% utfyllnad på Prusa MK3. De 20 rören vägde endast 2 g styck (totalt 46 g). Det huvudsakliga problemet vid tillverkningen var deras lilla storlek, vilket försvårade både utskriftskvaliteten och avlägsnandet av stödmaterial. På grund av den begränsade geometrin var det svårt att uppnå godtagbar passning och ytkvalitet. Lösningen bestod i att tillverka ett stort antal exemplar och enbart använda de med bäst kvalitet. Den sammanlagda printtiden uppgick till 7 timmar, se figur 4.31 för att se luftrör dock i svart PET-G.



**Figur 4.31:** Luftrör liggandes.

### 4.3.2 Sammanfattning av tillverkningsprocessen

Den totala printtiden uppgick till 305 timmar, exklusive misslyckade utskrifter som krävde omtag. De komponenter som krävde flest omprintningar var höljena, främst på grund av skevhetsproblem vid stora byggvolym. Den totala filamentvikten var 6778 g, med ytterligare 1329 g stödmaterial, vilket gav en totalvikt på 8107g inklusive stödmaterial. Tabell 4.5 sammanfattar de identifierade problemen och deras lösningar.

**Tabell 4.5:** Identifierade tillverkningsproblem, orsaker och lösningar.

Problem	Orsak	Lösning
Strängning och ojämna ytor på HPC-rotorsteg	PET-G:s höga printtemperatur gav bristfällig stödmaterialvidhäftning	Byte till PLA med lägre printtemperatur
Ojämna överhängsytor på statorsteg	Stödmaterial krävdes på svåråtkomliga ytor	Omorientering av komponenten i slicern (överhäng nedåt)
Axel för tung	25% utfyllnadsdensitet gav onödigt hög massa	Reduktion till 5% utfyllnad efter hållfasthetsavvägning
Svårt att avlägsna stödmaterial i Tryckluftsfördelare	Konventionellt stödmaterial fastnade inuti slutna geometri	Byte till organiskt stödmaterial
Ojämna tryckfördelning i Tryckluftsfördelare	Ursprunglig design med 2 intag gav asymmetriskt flöde	Ny version med 4 symmetriskt fördelade intag
Komponenter för stora för Prusa MK3	Begränsad byggvolym	Uppdelning via laxstjärt skärning eller byte till Ra-tRig VCore 4 300 Hybrid

Tillverkningsprocessen visade att FDM-baserad 3D-printning är väl lämpad för att producera funktionella demonstrationsmodeller för utbildningsändamål. De toleranser som uppnåddes var, med hjälp av passning och efterbearbetning med fil och sandpapper, tillräckliga för att montera kullager och axel, om än inte optimala.

FDM-printning ger typiskt en dimensionsnoggrannhet inom  $\pm 0,5$  mm, beroende på geometri och printinställningar (Formlabs, 2025).

**Tabell 4.6:** 3D-printade komponenter och material.

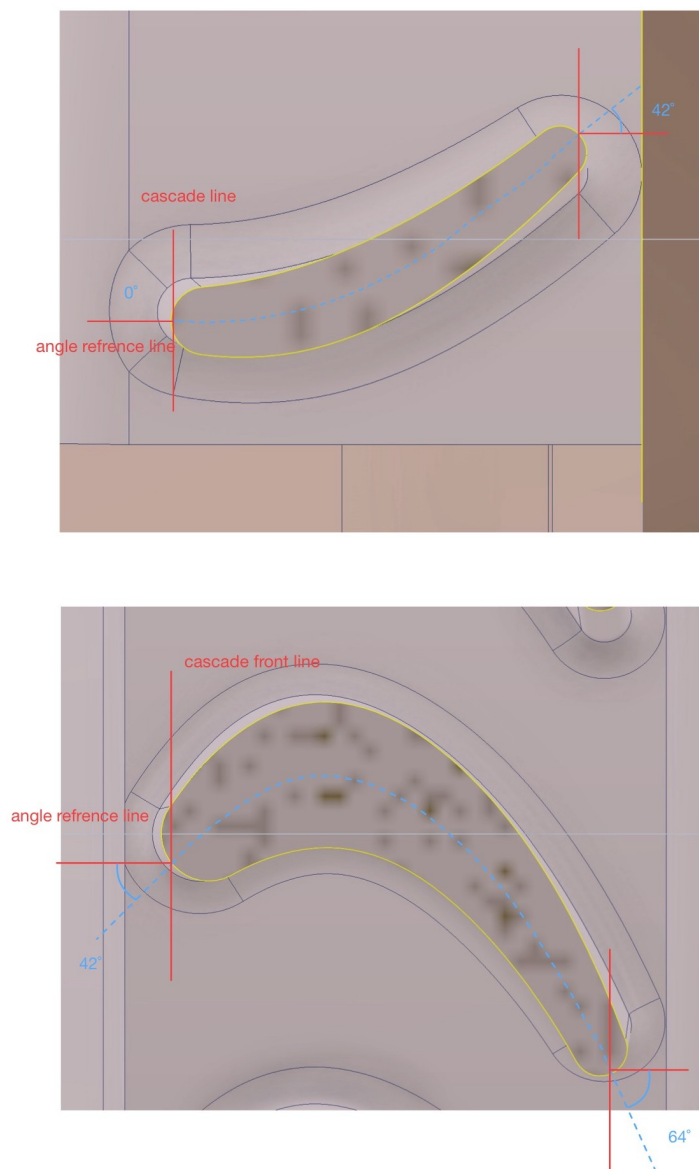
Komponent	Antal	Material	Färg	utfyllnad	Printer	Filament [g]	Stöd [g]	Printtid
HP Core hölje back	2×	PET-G	Vit	25%	MK3/VCore 4	807/1614	59/118	18h/36h
HP Core hölje fram	2×	PET-G	Transparent	25%	VCore 4	827/1653	302/605	26h/53h
Tryckluftsfördelare	2×	PET-G	Lila	15%	VCore 4	753/1506	196/391	24h/48h
Axel kompressor	1×	PET-G	Mörkblå	5%	MK3	401	71	31h
Axel turbin	1×	PLA+	Grå	5%	MK3	160	21	15h
Axel utan blad	1×	PLA+	Grå	5%	MK3	102	9	7h
HPC Stage 1-5	5×	PLA	Svart	15%	MK3	90/450	9/46	7h/37h
HPC Stator Stage 1-5	5×	PLA	Grå	15%	MK3	107/533	11/55	10h/48h
Övergångsgeometrin	2×	PET-G	Grå	25%	MK3	124/247	1/2	9h/17h
Generatorhållare	1×	PLA	Vit	25%	MK3	65	10	6h
Luftrör	20×	PET-G	Grå	25%	MK3	2/46	~0/1	22min/7h
<b>Totalt</b>	<b>42st</b>					<b>6778</b>	<b>1329</b>	<b>305h</b>

## 4.4 Beräkningar

I detta avsnitt presenteras resultaten från de beräkningar som genomförts inom projektet. Först redovisas analysen av turbinens bladvinklar följt av preliminära prestandaberäkningar baserade på idealiserade antaganden och hastighetstrianglar. Därefter presenteras beräknade prestandavärden för olika driftfall baserade på uppmätt varvtal och volymflöde från de experimentella testerna.

### 4.4.1 Analys av bladvinklar

Resultatet från analysen som beskrivits i metodavsnittet 3.4.1 presenteras i form av handritade illustrationer/anteckningar i figur 4.32.



**Figur 4.32:** Anteckning av bladvinklar för stator (övre) och rotor (undre).

#### 4.4.2 Preliminär beräkning av prestanda

Resultaten från de preliminära beräkningarna som genomfördes innan monteringen och testningen av motorn presenteras i detta avsnitt. I tabell 4.7 visas de geometriska parametrarna och konstanterna som används i beräkningarna. I tabell 4.8 och 4.9 presenteras beräknade flödesvinklar och motorprestanda för ett varvtal på 300 rpm. Beräkningarna baseras på det uppmätta volymflödet samt antagandet att flödet följer bladens geometri utan avvikelser. I tabell 4.10 och 4.11 presenteras motsvarande resultat för ett varvtal på 500 rpm. Vid det högre varvtalet erhålls negativa värden på  $\beta_2$ , vilket framgår av tabell 4.10.

**Tabell 4.7:** Geometri och konstanter.

Geometri och konstanter		
$r_{inre}$	0,07125	m
$r_{yttre}$	0,09125	m
A	0,0102	$m^2$
luftdensitet	1,2	kg/m <sup>3</sup>

**Tabell 4.8:** Beräkningar av flödesvinklar.

Flödesvinklar	radianer	grader
$\alpha_2$	0,733	42
$\beta_2$	0,110	6,314
$\alpha_3$	-0,900	-51,575
$\beta_3$	-1,117	-64

**Tabell 4.9:** Beräkningar av motorprestanda - 300 rpm.

Motorprestanda		
Q	0,0330	m <sup>3</sup> /s
n	300	rpm
U	2,553	m/s
$v_x$	3,232	m/s
Flödeskoefficient	1,266	
Stegbelastningskoefficient	2,736	
Massflöde	0,040	kg/s
Effekt	0,706	W
Vridmoment	0,022	Nm

I tabell 4.10 och 4.11 presenteras datan för samma driftförhållande men med ett justerat varvtal till 500 rpm. Vid detta driftfall erhålls ett negativt värde på  $\beta_2$ , vilket framgår av tabell 4.8.

**Tabell 4.10:** Beräkningar av flödesvinklar - 500 rpm.

Flödesvinklar	radianer	grader
$\alpha_2$	0,733	42
$\beta_2$	-0,394	-22,580
$\alpha_3$	-0,633	-36,280
$\beta_3$	-1,117	-64

**Tabell 4.11:** Beräkningar av motorprestanda - 500 rpm.

Motorprestanda		
Q	0,0330	m <sup>3</sup> /s
n	500	rpm
U	4,254	m/s
$v_x$	3,232	m/s
Flödeskoefficient	0,760	
Stegbelastningskoefficient	1,242	
Massflöde	0,040	kg/s
Effekt	0,890	W
Vridmoment	0,017	Nm

### 4.4.3 Resultat från test

I detta avsnitt presenteras resultaten från de tester som beskrivs i metodavsnitt 3.5. Resultaten omfattar tryckmätningar genom motorn, beräkningar av volymflöde samt effektmätningar för olika driftfall med och utan kompressor monterad. För vissa driftfall redovisas även teoretiskt beräknade prestandavärden baserade på uppmätt varvtal och volymflöde.

#### Tryckmätningar

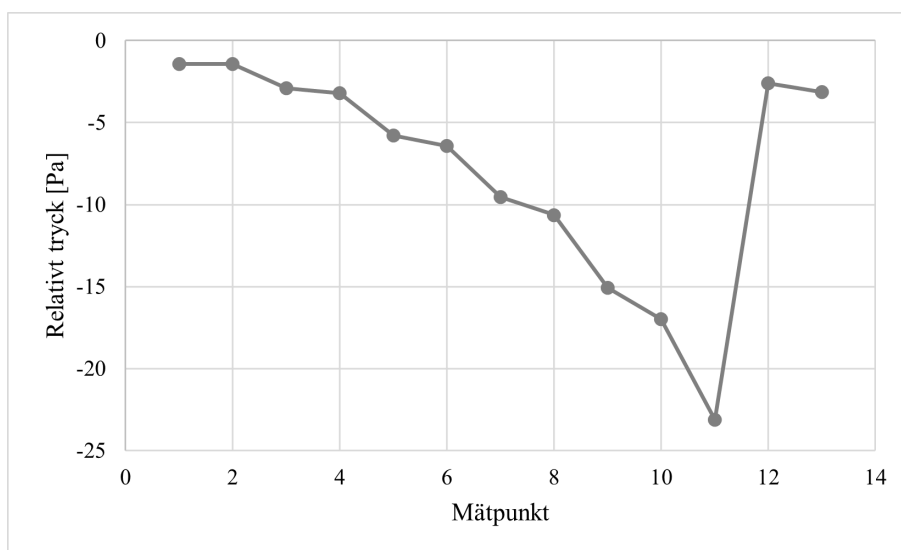
Resultaten från avsnitt 3.5.3 redovisas i tabell 4.12 som medelvärdet av tryckmätningarna för respektive mätpunkt. Den fullständiga datan från de tre genomförda mätserierna presenteras i appendix avsnitt A.3. Figur 4.33 visar motsvarande tryckfördelning genom motorn.

Mätpositionerna i kompressorn betecknas med siffrorna 1–10, där 1 och 2 motsvarar mätningar före respektive efter första rotorn, 3 och 4 före respektive efter andra rotorn och så vidare. För turbinen används mätpunkterna 11–13, där 11 är placerad före statorn, 12 efter statorn och före rotorn samt 13 efter rotorn. Placeringen av samtliga mätpunkter visas i figur 3.3.

**Tabell 4.12:** Medelvärde av tryckmätningar för samtliga mätpunkter.

Mätpunkt	Tryck [Pa]
1	-1,4
2	-1,4
3	-2,9
4	-3,2
5	-5,8
6	-6,4
7	-9,5
8	-10,6
9	-15,1
10	-17,0
11	-23,1
12	-2,6
13	-3,1

Tryckvärdena i kompressorn visar en successiv minskning genom kompressorstegen. Vid mätposition 11 uppmäts den lägsta trycknivån i systemet. Mellan mätposition 11 och 12 sker en ökning i uppmätt tryck, medan tryckförändringen mellan position 12 och 13 varierar mellan mätserierna.

**Figur 4.33:** Tryckskillnad relativt atmosfärstryck genom motorns mätpositioner baserat på medelvärdet från de tre mätserierna.

## Volymflöde

I tabell 4.13 visas volymflödet som uppmättes vid utloppet av motorn och räknades enligt ekvation (3.1) som beskrivits i metodavsnittet 3.5.

**Tabell 4.13:** Medelvärdet på volymflöde för de olika mätserierna/konfigurationerna.

	Medelvärde
Volymflöde [ $m^3/s$ ]	0,04434

## Effektmätning

Resultatet av effektmätningen som beskrivs i metodavsnitt 3.5.2 presenteras nedan. Tabell 4.14 visar uppmätt varvtal, generatorverkningsgrad, spänning, elektrisk effekt och beräknad motoreffekt för olika belastningsmotstånd med kompressorn monterad. Motsvarande resultat för drift utan kompressor, där endast turbinsteget var monterat, presenteras i tabell 4.15. För respektive driftfall redovisas även en teoretisk effekt baserad på uppmätt volymflöde och varvtal. Den teoretiska effekten inkluderar inte mekaniska eller aerodynamiska förluster och är därför inte direkt jämförbar med den uppmätta motoreffekten.

**Tabell 4.14:** Effekt med kompressor monterad.

R [ $\Omega$ ]	n [rpm]	$\eta_g$	E [V]	$P_{el}$ [W]	$P_{mek}$ [W]	$P_{teori}$ [W]
26,55	170	0,555	1,18	0,052	0,095	0,875
12,00	156	0,506	0,79	0,052	0,103	0,811
4,5	146	0,283	0,39	0,034	0,119	0,765

**Tabell 4.15:** Effekt utan kompressor.

R [ $\Omega$ ]	n [rpm]	$\eta_g$	E [V]	$P_{el}$ [W]	$P_{mek}$ [W]	$P_{teori}$ [W]
26,55	304	0,729	2,2	0,182	0,250	1,408
12,00	263	0,545	1,4	0,163	0,300	1,259
4,5	227	0,283	0,66	0,097	0,342	1,118

#### 4.4.4 Kullager – dimensionering och livslängd

Det valda kullagret är ett SKF spårkullager 6206/C3-RS (SKF, 2025). Dess specifikationer är:

- Innerdiameter:  $d = 30$  mm
- Ytterdiameter:  $D = 62$  mm
- Bredd:  $B = 16$  mm
- Dynamiskt bärighetstal:  $C = 20,3$  kN
- Statisk bärighetstal:  $C_0 = 11,2$  kN
- Max varvtal: 15000 rpm

Motorn dimensionerades för ett maximalt varvtal på

$$n_{\max} = 2000 \text{ rpm.} \quad (4.1)$$

Detta ligger långt under lagrets maximala varvtal, vilket innebär att risken för termisk överbelastning på grund av friktion är försumbar.

Kompressoraxeln är upplagrad i två kullager placerade på vardera sida om rotorn. Lufttillförseln sker symmetriskt runt rotorn, vilket medför att tryckinducerade radiella krafter tar ut varandra. Den kvarvarande radiella belastningen utgörs därför huvudsakligen av axelns och rotorns vikt, vilken blir 0,851 kg, se tabell (4.6).

Eftersom rotorn är placerad mellan lagren antas lasten fördelas jämnt, vilket ger lasten per lager

$$F_{r,\text{lager}} = \frac{m \cdot g}{2}. \quad (4.2)$$

I verkligheten uppstår även dynamiska obalanskrafter på grund av att axeln inte är perfekt balanserad, men dessa försummas i denna beräkning.

Den nominella livslängden beräknas som

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 2000} \cdot \left( \frac{20,3}{F_{r,\text{lager}}} \right)^3, \quad (4.3)$$

vilket ger

$$L_{10h} = 8,33 \cdot \left( \frac{20,3}{F_{r,\text{lager}}} \right)^3 \approx 955\text{h.} \quad (4.4)$$

Den beräknade livslängden överstiger den dimensionerande drifttiden med god marginal, vilket indikerar att lagret är överdimensionerat med avseende på utmattning. Valet av lager motiveras därför främst av att dess innerdiameter är kompatibel med axelns dimension. Utöver detta körs motorn endast en kort stund per körning jämfört med dess livslängd, samt att den aldrig överstiger 2000 rpm under normal drift, utan ligger istället omkring 150-300 rpm.



# 5

## Diskussion och analys

I detta kapitel diskuteras och analyseras projektets resultat med avseende på konstruktion, tillverkning, beräkningar och experimentella tester. Fokus ligger på att tolka de resultat som presenteras i föregående kapitel samt att identifiera möjliga orsaker till de avvikelser mellan teoretiska beräkningar och uppmätta värden. Vidare diskuteras demonstratorns begränsningar, dess pedagogiska värde samt vilka förbättringar som bedöms vara mest relevanta för eventuell vidareutveckling.

### 5.1 Konstruktion och design

Konstruktionen av motorn innefattade flera designval och kompromisser mellan funktion, montering, utseende och projektets praktiska begränsningar. I följande avsnitt diskuteras centrala konstruktionsbeslut samt hur dessa påverkade motorns slutliga utformning och funktion.

#### 5.1.1 Bladvinklar

I figur 4.32 kan det observeras att statorns bakkantsvinkel motsvarar rotorbladets framkantsvinkel. Detta innebär att konstruktionen tycks vara anpassad för ett fall där flödet fortsätter i samma riktning från stator till rotor. Vid faktisk drift roterar dock rotorn med periferihastigheten  $U$ , vilket gör att flödet får en annan riktning i rotorns referensram. Den relativa flödesvinkeln  $\beta_2$  blir därmed mindre än den absoluta flödesvinkeln  $\alpha_2$ .

Detta innebär att den inkommande relativa flödesriktningen inte sammanfaller med rotorbladets geometriska framkantsvinkel. Skillnaden mellan dessa vinklar motsvarar en incidensvinkel och kan ge upphov till incidensförluster. Att statorns bakkantsvinkel och rotorns framkantsvinkel är ungefär lika indikerar därför att bladgeometrin sannolikt inte är optimerad för de roterande driftförhållanden som analyserats. Motorn kunde därmed förväntas arbeta under suboptimala förhållanden inom det undersökta driftområdet.

Eftersom beräkningar och teoretiska fördjupningar genomfördes parallellt med design- och konstruktionsarbetet, kunde dessa problem inte identifieras förrän senare i projektet, när en tillräcklig förståelse för ämnet uppnåddes. Vid denna tidpunkt hade valet av motor redan fastställts, vilket begränsade möjligheten att justera konstruktionen eller att välja en annan befintlig design av motor.

### 5.1.2 Exkludering av lågtrycksdelar

Avgränsningen till att enbart fokusera på flygmotorns högtrycksdel medförde både fördelar och begränsningar. Genom att koncentrera projektet till ett delsystem möjliggjordes en djupare förståelse för högtrycksdelens funktion, uppbyggnad och samverkan mellan dess komponenter. Avgränsningen förenklade även konstruktion, tillverkning och montering, samtidigt som projektets omfattning anpassades till den tillgängliga tidsramen och önskad detaljnivå.

Den förenklade konstruktionen medförde däremot att motorns luftflöde och övergripande funktion blev mindre representativ för en verklig flygmotor. Den främsta orsaken till detta bedöms vara avsaknaden av lågtrycksfläkten och lågtrycksturbinen, vilka i en fullskalig flygmotor står för en betydande del av det totala massflödet genom motorn (Hodson & Howell, 2005). Detta påverkar både flödeskaraktär och motorns visuella realism jämfört med en verklig flygmotorkonstruktion.

Trots dessa begränsningar bedöms avgränsningen ha varit motiverad, då den gjorde högtrycksdelens funktion och uppbyggnad betydligt mer överskådlig ur ett pedagogiskt och konstruktionsmässigt perspektiv.

## 5.2 3D-printning

I detta avsnitt diskuteras de tillverkningsmässiga aspekterna av projektet utifrån de resultat som presenterades i avsnitt 3.3 och 4.3.1. Diskussionen är indelad i fem områden: tillverkningsmetodens lämplighet för ändamålet, materialvalet mellan PLA och PET-G, utfyllnadsdensitet påverkan på mekaniska egenskaper, toleranser och deras konsekvenser för kullagerpassningen, samt problematiken med skevhet hos stora komponenter. Varje område behandlar identifierade problem, deras bakomliggande orsaker och möjliga åtgärder. Avsnittet sammanfattas med sammanfattande lärdomar och rekommendationer för framtida arbete med FDM-baserad tillverkning i pedagogiska demonstratorprojekt i 5.5.1.

### 5.2.1 Tillverkningsmetodens lämplighet för ändamålet

FDM-baserad 3D-printning valdes som tillverkningsmetod eftersom den är både den mest lättillgängliga och den mest lättanvända 3D-skrivartypen vid Chalmers. För detta projekt hade dock en kombination av SLA och FDM sannolikt varit mer fördelaktig. SLA hade gett en betydligt bättre ytjämnhet, vilket var ett återkommande problem vid tillverkningen av exempelvis luftrören. En SLA-skrivare hade även underlättat vid användning av stödmaterial samt möjliggjort tillverkning av det främre HPC-höljet i transparent material, vilket hade förstärkt modellens pedagogiska värde. FDM-skrivarna gav dock en överlägsen förmåga till rapid prototyping, vilket möjliggjorde snabba designändringar även i stora komponenter, exempelvis vid justeringen av antalet inlopp i tryckluftsfördelaren.

### 5.2.2 Materialval – PLA kontra PET-G

PET-G valdes främst till de större komponenterna på grund av dess högre vidhäftning mellan lager (eng. *interlayer adhesion*). Som framgår av tabell 3.1 har PET-G en interlager-vidhäftning på 18 MPa, jämfört med enbart 6 MPa för PLA. Denna faktor tre i skillnad är särskilt betydelsefull för stora komponenter med långa sammanhängande lagerlinjer, där risken för delaminering under mekanisk belastning är högre. Att de stora delarna kunde passas samman var kritiskt; ju större komponent, desto större risk för skevhet och dimensionsavvikelser. Eftersom modellen består av många delar som ska monteras ihop fick även små deformationer stor inverkan på monterbarheten. Utöver detta var det avgörande att de stora komponenterna var tåliga: dels spänns de ihop under montering, dels skulle ett brott på någon av dessa komponenter vara mycket tidskrävande att åtgärda, eftersom de är de mest svårprintade delarna. Dessa komponenter bedöms även ha störst sannolikhet att ta emot skada vid pedagogisk användning.

PLA valdes till rotor- och statorsteg eftersom printkvaliteten på dessa komponenter var särskilt viktig. Inledande försök med PET-G gav omfattande strängbildning, vilket skulle ha orsakat störningar i luftflödet och därmed försämrat motorns prestanda. Trots sin lägre interlager-vidhäftning (tabell 3.1) är PLA:s dimensionsnoggrannhet överlägsen, vilket var avgörande för de bladförsedda komponenternas aerodynamiska funktion.

Planen var ursprungligen att enbart använda PET-G, eftersom det fanns tillgängligt i flest färger och har högst hållfasthet. Detta hade varit att föredra för samtliga komponenter. En kompromiss blev dock nödvändig för de delar som krävde högre printkvalitet, där PLA valdes istället.

### 5.2.3 Påverkan av utfyllnadsdensitet

För axeln sänktes utfyllnadsdensiteten från 25 % till 5 % i syfte att minska tröghetsmomentet genom lägre vikt. Detta ledde dock till en lägre mekanisk styrka. I efterhand konstaterades att ungefär samma mekaniska styrka som vid 25 % hade kunnat bibehållas genom att istället öka antalet väggar (eng. *perimeters*), vilket är en mer materialeffektiv strategi för att uppnå styvhet i smala komponenter.

För stator- och rotorstegen valdes 15 % utfyllnad. Eftersom standardinställningarna i PrusaSlicer användes dokumenterades inte det exakta utfyllnadsmönstret. I efterhand är detta en brist, eftersom valet av utfyllnadsmönster har stor inverkan på de mekaniska egenskaperna hos FDM-printade delar (Tanveer et al., 2022).

Generellt sett hade mer omfattande optimering av printinställningar inklusive utfyllnadsmönster, antal väggar och lagerhöjd för varje enskild komponent kunnat ge en både starkare och lättare motor. Detta genomfördes dock inte på grund av tidsbrist. En systematisk dokumentation av printparametrar rekommenderas för framtida arbete, då detta möjliggör en mer precis analys av sambandet mellan tillverkningspa-

rametrar och komponenternas prestanda.

### 5.2.4 Toleranser och deras konsekvenser

En FDM-skrivare har typiskt en tolerans på minst  $\pm 0,5$  mm, eller 0,5 % av den avsedda dimensionen, beroende på vilket som är störst (Formlabs, 2025). För en innerdiameter på 30 mm den dimension som krävdes för kullagerpassningen SKF 6206/C3-RS innebär detta en tolerans på  $\pm 0,5$  mm, eftersom detta värde överstiger 0,5 % av dimensionen (0,15 mm).

Som jämförelse hade en SLA-skrivare (stereolitografi) för samma dimension gett en tolerans på cirka  $\pm 0,06$  mm, det vill säga nästan en tiopotens bättre noggrannhet (Formlabs, 2025). Denna skillnad är direkt relevant för kullagerpassning, där även små toleransavvikelser leder till betydande lagerförluster och ökat kast (eng. *wobble*).

I flygmotor-demonstratorn användes två kullager av typ SKF 6206/C3-RS med innerdiameter 30 mm. För kullagerpassning är det kritiskt att lagren sitter koncentriskt och att toleranserna är tillräckligt små. De problem som uppstod var att toleranserna inte uppnådde erforderlig noggrannhet samt att stödmaterial krävdes i lagerlägena, vilket medförde omfattande efterbearbetning med fil och sandpapper för att möjliggöra montering.

En tillräckligt god tolerans för att kullagren skulle rotera helt fritt och symmetriskt uppnåddes aldrig. Detta kan ha bidragit till att axeln fick ett ökat kast, utöver den obalans som redan fanns till följd av den delade axelkonstruktionen. Det uppmätta varvtalet på 304 rpm var sannolikt lägre än vad som annars vore möjligt, vilket delvis kan förklaras av onödigt höga lagerförluster till följd av toleransproblemen.

Sammantaget pekar denna erfarenhet på att FDM, trots sin tillgänglighet och lämplighet för rapid prototyping (se avsnitt 5.2.1), har en inneboende begränsning för tillämpningar med höga precisionskrav. En hybridlösning, där SLA används för toleranskritiska komponenter såsom lagerlägen och axelpassningar medan FDM används för övriga delar, hade sannolikt gett ett bättre resultat.

### 5.2.5 Skevhet vid stora komponenter

Återkommande problem med skevhet uppstod för de stora PET-G-komponenterna. Orsaken till skevheten ligger i PET-G:s termiska egenskaper. Som framgår av tabell 3.1 har PET-G en printtemperatur på 240–260 °C medan bäddtemperaturen endast når 70–90 °C. Skillnaden på omkring 150–190 °C mellan extruderad plast och byggplatta skapar en kraftig termisk gradient. När plasten svalnar från printtemperatur ned till rumstemperatur passerar den sin glasomvandlingstemperatur  $T_g$  på 80 °C (tabell 3.1), där materialet övergår från ett mjukt, formbart tillstånd till ett stelt tillstånd. Denna övergång medför en volymminskning (krympning), vilket bygger upp inre spänningar i komponenten (Formlabs, 2025).

Den mest effektiva åtgärden var att ändra komponenternas orientering i skrivaren

från liggande till stående. När en komponent printas liggande är bottenytan stor och varje lager består av långa, sammanhängande strängar av plast. När dessa strängar svalnar krymper de, vilket skapar en inre spänning som drar inåt mot mitten. Ju längre sträng, desto starkare blir den totala dragkraften. När flera lager läggs ovanpå varandra adderas krympkrafterna. Till slut blir dragkraften så stor att den övervinner utskriftens vidhäftning mot byggplattan, vilket leder till att kanter och hörn dras uppåt. Detta observerades tydligt vid printning av HPC-höljet fram i liggande orientering. Problemet med att printa delarna stående är dock att det ger sämre lagerlinjer med avseende på mekanisk belastning, eftersom kraften vid montering då verkar vinkelrätt mot lagerplanen.

En möjlig åtgärd hade varit att använda en 3D-skrivare med uppvärmd kammare. En uppvärmd kammare minskar temperaturgradienten mellan den nyligen extruderade plasten och omgivningen, vilket sänker krympastigheten och därmed de inre spänningarna. Idealt hålls kammartemperaturen nära materialets  $T_g$  för att plasten ska hinna spänningsavlasta innan den stelnar. Den skrivare med denna funktion som fanns tillgänglig var emellertid ständigt upptagen, och att invänta den hade tagit för lång tid inom projektets tidsramar.

## 5.3 Beräkningar

I detta avsnitt diskuteras och analyseras resultatet av beräkningarna samt testerna som genomförts i projektet. Först diskuteras de preliminära beräkningarna sedan genomförs en analys av resultatet från de olika prestandatesterna som genomförts.

### 5.3.1 Preliminära beräkningar

De preliminära beräkningarna genomfördes i syfte att skapa en grundläggande förståelse för teorin bakom ett turbinsteg. För att möjliggöra dessa beräkningar krävdes flera förenklade antaganden, vilket innebär att resultaten i detta skede endast är översiktligt kopplade till ett verkligt driftfall. Geometrin och dimensionerna antogs vara kända. Som tidigare beskrivits så gjordes antagandet att flödet lämnar statorn och rotorn utan avvikelse från metallvinkeln. I praktiken uppstår alltid en viss avvikelse mellan flödesvinklar och bladens geometri. Eftersom motorn dessutom inte förväntas arbeta under optimala förhållanden kan dessa avvikelser vara betydande. Då syftet med de preliminära beräkningarna främst var att erhålla en övergripande förståelse och inte att exakt dimensionera motorn, bedömdes dessa antaganden som tillräckliga.

Vid de preliminära beräkningarna observerades att den relativa flödesvinkeln  $\beta_2$  blev negativ vid högre varvtal, exempelvis vid 500 rpm i tabell 4.10. Detta innebär att rotorbladens hastighet är större än flödets tangentiella hastighetskomponent vid rotorinloppet. För en turbin som drivs av luftflödets rörelsemängd är detta inte ett rimligt driftfall, eftersom flödet då inte kan överföra energi till rotorn på det sätt som den idealiserade modellen förutsätter. Resultatet visar därför att den aktuella kombinationen av varvtal, massflöde och bladgeometri ligger utanför det område där

beräkningsmodellen ger en fysikaliskt meningsfull beskrivning av demonstratorn.

Vid 300 rpm erhöles ett mer rimligt driftfall, eftersom flödets hastighetskomponent var större än rotorbladens periferihastighet. Däremot var  $\beta_2$  fortfarande endast cirka sex grader, vilket skiljer sig tydligt från rotorbladets ingående metallvinkel. Detta tyder på att driftfallet fortfarande låg långt från ett optimalt arbetsområde. Därmed kunde betydande incidensförluster förväntas även vid detta lägre varvtal, vilket gjorde det osäkert om demonstratorn skulle kunna drivas effektivt med tryckluft.

### 5.3.2 Tryckmätningar

Tryckmätningar genomfördes innan och efter varje rotorsteg i kompressorn samt innan stator, innan rotor och efter rotor i turbinen. Medelvärdesresultatet för detta presenterades i avsnitt 4.4.3 i tabell 4.12 och figur 4.33.

En tryckminskning observerades genom kompressorn, vilket är motsatt den tryckökning som normalt förväntas från en kompressor. En möjlig förklaring är att motorn vid de undersökta driftfallen arbetar vid relativt lågt varvtal och lågt massflöde, vilket kan innebära att kompressorn arbetar långt ifrån sin designpunkt. Detta kan medföra avvikelser i flödets riktning och försämrade verkningsgrad, vilket i sin tur kan bidra till att den kinetiska energin ökar utan motsvarande tryckupbyggnad. En ökad flödeshastighet kan i ett idealiserat, förlustfritt flöde enligt Bernoullis ekvation motsvara ett lägre statiskt tryck. Det är dock svårt att avgöra om detta var den huvudsakliga orsaken till den uppmätta tryckminskningen.

Motorn drevs dessutom vid relativt låga varvtal, vilket sannolikt innebar drift långt ifrån den avsedda driftpunkten. Även om någon motsvarande analys av kompressorns bladvinklar inte genomfördes i detta arbete, är det möjligt att liknande designproblem som observerades på turbinens rotor och stator även var befintligt i kompressorns design. Tryckvärdet vid mätpunkt 11 bör tolkas med viss försiktighet eftersom pitotröret installerades med en vinkel relativt flödesriktningen. Detta kan ha påverkat mätningen genom att ett större bidrag från det dynamiska trycket inkluderades i det uppmätta värdet. Trots osäkerheter i den absoluta trycknivån uppvisade de tre konfigurationerna och testerna liknande tryckfördelningar genom motorn, vilket indikerar en relativt god repeterbarhet i mätningarna.

Tryckmätningarna i turbinen var svåra att tolka och gav inget tydligt underlag för att analysera tryckförändringen över stator och rotor. Flödet in i turbinen var sannolikt ojämnt på grund av den förenklade tryckluftstillförseln, vilket kan ha gett lokala hastighetsvariationer och tangentiella flödeskomponenter. Dessutom kan rörens placering och orientering ha påverkat mätvärdena. Mätningarna bedöms därför inte vara tillräckligt tillförlitliga för en kvantitativ analys av turbinens prestanda, men visar på behovet av en förbättrad mätmetod vid framtida tester.

### 5.3.3 Effektmätning och jämförelse med teoretiska värden

I tabell 4.14 och 4.15 i resultatavsnittet visas den uppmätta elektriska effekten för olika resistanser kopplade till motorn. Med hjälp av varvtalet kunde verkningsgraden för generatoren sedan interpoleras fram, som beskrivits i metoden. Den mekaniska effekt som motorn genererade kunde därefter beräknas. I tabellerna redovisas även ett teoretiskt effektvärde vid samma varvtal och massflöde som i testet. En begränsning i metoden är att sambandet mellan varvtal och generatorns verkningsgrad inte nödvändigtvis är linjärt. Interpoleringen bör därför betraktas som en osäkerhetskälla i beräkningen av den mekaniska effekten. Metoden bedömdes dock vara tillräcklig för en översiktlig jämförelse mellan uppmätta och teoretiska effektvärden.

Resultaten visar att den monterade kompressorn medförde en tydlig belastning på turbinen, vilket framgår av de lägre varvtalen och effekterna jämfört med drift utan kompressor. Samtidigt uppmättes ingen tryckökning genom kompressorn, vilket tyder på att kompressorn under de aktuella driftförhållandena inte bidrog till någon märkbar tryckuppbyggnad. Detta indikerar att kompressorn främst fungerade som en belastning i systemet snarare än som ett effektivt kompressorsteg.

Den mekaniska effekten som genererades av demonstratorn var avsevärt lägre än den teoretiskt beräknade effekten. En viktig förklaring är att den idealiserade beräkningsmodellen inte tar hänsyn till verkliga förlustmekanismer, framför allt friktionsförluster i kullagren. Eftersom motorn huvudsakligen är 3D-printad i plast kan geometriska avvikelser och skevhet i både hölje och axel dessutom ha lett till ökad lagerbelastning och ojämn rotation. Även de 3D-printade ytornas skrovlighet och tydliga lagerlinjer kan ha bidragit till ökade aerodynamiska förluster, exempelvis genom ökad friktion i flödet och tidigare flödesseparation vid stator- och rotorblad.

Den teoretiska effekten är, som tidigare beskrivits, baserad på antagandet att flödet följer statorns och rotorns metallvinklar. I det verkliga driftfallet sker sannolikt avvikelser från metallvinklarna vid både stator och rotor. Dessa flödesvinklar har direkt påverkan på den motoreffekt som genereras enligt ekvation 2.21 och 2.22. Motorn roterar i låga varvtal med ett lågt massflöde samt att stator- och turbinblad ej var designade med någon drift i åtanke, detta betyder att de teoretiska beräkningarna som genomförts bygger på antaganden om flödet som troligtvis är långt ifrån vad som faktiskt sker i motorn. Därmed kan inga säkra slutsatser kring motorns verkningsgrad dras, eftersom de faktiska flödesförhållandena i motorn är okända och beräkningarna bygger på idealiserade antaganden.

## 5.4 Undervisningssyfte

Syftet med demonstratorn var att göra flygmotorns funktion mer lättförståelig i undervisningssammanhang. Därför lades stor vikt vid konstruktionens pedagogiska utformning, där både skalning, färgkodning och mekanisk design anpassades för att förbättra användarvänligheten för studenter och lärare. CAD-modellen skalades upp med en faktor 2,5 relativt den ursprungliga geometrin för att göra de individuella komponenterna större och mer lätthanterliga vid demonstrationer och laborationer.

Den större modellen gjorde det möjligt att tydligare observera detaljer såsom rotorblad, statorblad och flödesvägar, vilket annars hade varit svårt på grund av den begränsade storleken hos en verklig flygmotor. Uppskalningen bidrog även till att komponenterna blev enklare att montera och demontera vid laborationstillfällen, vilket förbättrade modellens praktiska användbarhet i undervisningssyfte.

Färgkodningen av komponenterna hade även en viktig pedagogisk funktion. Genom att använda olika färger för olika subsystem blev det enklare att visuellt separera motorns olika delar och förstå hur de samverkar. Exempelvis tillverkades kompressorstegen i svart medan statorstegen tillverkades i grått, vilket tydliggjorde skillnaden mellan roterande och stationära komponenter. Tryckluftsfördelarens delar tillverkades dessutom i lila för att särskilja området där energi tillförs. Denna typ av visuell uppdelning gör det enklare för studenter att följa luftens väg genom motorn och förstå hur energi omvandlas mellan olika steg i processen.

En annan viktig aspekt ur pedagogiskt perspektiv är att modellen möjliggör en tydligare koppling mellan teori och praktisk tillämpning. Genom att studenter kan observera komponenternas rörelse och luftflödets påverkan i realtid skapas bättre förståelse för turbomaskinens grundläggande principer. Även om de teoretiskt beräknade effektvärdena inte kan jämföras direkt med de uppmätta värdena, fyller beräkningsmodellen en viktig pedagogisk funktion. Genom att använda modellen tillsammans med den fysiska demonstratorn kan studenter koppla grundläggande turbomaskinteori till en praktiskt demonstrator. Skillnaderna mellan beräknade och uppmätta värden blir därmed inte enbart en begränsning, utan även en möjlighet att diskutera antaganden, förluster, mätosäkerheter och förenklingar i teoretiska modeller. På så sätt kan demonstratorn bidra till ökad förståelse för både flygmotorns funktionsprinciper och de begränsningar som uppstår när idealiserade beräkningar tillämpas på en verklig konstruktion.

## 5.5 Rekommendationer för framtida arbete

Detta avsnitt presenterar rekommendationer för framtida arbete baserade på de begränsningar och utvecklingsmöjligheter som identifierades under projektets gång. Rekommendationerna omfattar både tekniska förbättringar av konstruktionen och vidare utveckling av demonstratorns pedagogiska användningsområde.

### 5.5.1 3D-printning

Diskussionen i avsnitt 5.2 visar att FDM-printning medförde ett antal begränsningar som påverkade slutresultatet. För framtida arbete rekommenderas att en hybridlösning övervägs, där SLA används för toleranskritiska komponenter såsom lagerlägen och axelpassningar medan FDM behålls för övriga delar. SLA ger en dimensionsnoggrannhet på  $\pm 0,06$  mm jämfört med  $\pm 0,5$  mm för FDM (Formlabs, 2025), vilket är direkt relevant för kullagerpassningen och skulle sannolikt reducera det kast och de lagerförluster som begränsade varvtalet i detta projekt.

Vad gäller axelkonstruktionen rekommenderas att delningsnittet ses över inför en ny iteration. Eftersom ingen tillgänglig skrivare hade tillräcklig byggvolym för att printa axeln i ett stycke kvarstår behovet av uppdelning, men passningen i snittet bör förbättras. Exempelvis kan styrpinnar kombineras med en striktare tolerans i dovetail-profilen för att minska koncentricitetsavvikelsen vid hopmontering.

Slutligen rekommenderas att printparametrar dokumenteras systematiskt per komponent inför framtida iterationer, inklusive val av utfyllnadsmönster. För roterande komponenter som belastas i flera riktningar hade exempelvis ett gyroïdmönster kunnat ge mer isotrop styrka utan ökad vikt (Tanveer et al., 2022). För de stora PET-G-komponenterna bör dessutom en skrivare med uppvärmd kammare prioriteras, då detta bedöms vara den mest direkta åtgärden mot de skevhetsproblem som uppstod vid tillverkning av höljena.

### 5.5.2 Undervisningssyfte

För framtida arbete finns flera möjligheter att vidareutveckla demonstratorns pedagogiska värde. En möjlig förbättring är att vidareutveckla färgkodningen för att skapa en ännu tydligare visuell uppdelning mellan motorns olika delsystem, särskilt mellan kompressor- och turbinsidan. En mer konsekvent och intuitiv färgsättning skulle kunna göra det enklare för studenter att direkt identifiera komponenternas funktion och följa energiomvandlingen genom motorn. En annan möjlig utveckling är att implementera ett transparent eller delvis genomskinligt hölje, vilket skulle möjliggöra observation av de interna komponenterna under drift. Detta skulle ge en mer direkt visualisering av rotorernas rörelse och samspelet mellan de olika stegen, vilket kan stärka kopplingen mellan teoretiska koncept och fysisk funktion.

Vidare kan storleksskalningen av modellen undersökas ytterligare. Den nuvarande uppskalningen förbättrar hanterbarheten och gör de enskilda komponenterna lättare att studera, men påverkar samtidigt motorns dynamiska beteende. En större modell innebär högre roterande massa och därmed lägre varvtal, vilket minskar likheten med verkliga turbomaskiners beteende. Samtidigt kan en större konstruktion vara pedagogiskt fördelaktig eftersom flödesvägar, komponentfunktion och geometriska detaljer blir tydligare för användaren. Framtida arbete skulle därför kunna fokusera på att analysera denna avvägning mer systematiskt för att identifiera en optimal balans mellan pedagogisk tydlighet och realistisk dynamisk prestanda.

I nuvarande form visar demonstratorn att drift kan genomföras och att olika mätningar kan utföras och jämföras med teoretiska beräkningar. Den är dock ännu inte färdig att användas som laborationsutrustning. För att demonstratorn ska kunna användas i utbildningssammanhang krävs ytterligare pedagogiskt stödmaterial, exempelvis en intuitiv beräkningsmodell med tillhörande instruktioner. Vidare behövs teknisk dokumentation av motorn och dess konstruktion, inklusive instruktioner för montering, drift och eventuell felsökning.

Ytterligare förståelse för demonstratorns faktiska driftförhållanden skulle eventuellt kunna uppnås genom CFD-simuleringar (eng. *Computational Fluid Dynamics*).

CFD kan ge en mer detaljerad bild av flödet genom motorn än de förenklade analytiska beräkningar som använts i detta arbete. CFD skulle även kunna användas för att undersöka flödets riktning och hastighetskomponenter vid statorutlopp, rotorinlopp och rotorutlopp. Detta skulle kunna möjliggöra en jämförelse mellan de simulerade flödesvinklarna och de vinklar som antagits i beräkningarna i detta projekt och ge mer underlag för beräkningarna. Samtidigt kräver även CFD-modeller antaganden kring exempelvis randvillkor, turbulensmodell, ytråhet och geometriska förenklingar. Sådana resultat bör därför tolkas med försiktighet och helst jämföras med experimentella mätningar. CFD kan därmed ses som ett möjligt komplement till analytiska beräkningar och tester, snarare än som en ersättning för dessa.

# 6

## Slutsatser

Arbetet har resulterat i en fungerande tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator som uppfyller projektets huvudsakliga syfte att konstruera, tillverka och experimentellt testa en modell av en flygmotor för undervisnings- och demonstrationsändamål. Genom vidareutveckling av en befintlig CAD-modell för tryckluftsdrift har en modulär och demonterbar konstruktion tagits fram som möjliggör mätning av bland annat varvtal, tryckfall, massflöde och effekt. Demonstratorns största styrka ligger i dess pedagogiska potential, då den genom kombinationen av fysisk modell, mätdata och beräkningar möjliggör visualisering av centrala komponenter och flödesvägar samt bidrar till ökad förståelse för strömningsmekanik, energiomvandling och turbomaskinens funktion.

Resultaten visar att 3D-printning är en användbar och kostnadseffektiv metod för att tillverka denna typ av demonstrator. Samtidigt identifierades begränsningar kopplade till toleranser, skevhet hos större komponenter och materialval, vilka påverkade både monterbarhet och prestanda. Arbetet visar därför att additiv tillverkning kräver stor hänsyn till både materialegenskaper och tillverkningsrelaterade begränsningar för att uppnå tillräcklig funktion och repeterbarhet.

De experimentella resultaten visar också att det finns tydliga skillnader mellan de förenklade teoretiska modellerna och den verkliga demonstratorns beteende. Tryckförluster, läckage, friktion och geometriska förenklingar medför att verkliga driftförhållanden avviker från idealiserade antaganden. Trots detta kunde mätdata användas för att identifiera övergripande trender och ge en rimlig uppskattning av motorns funktion och prestanda. Detta stärker demonstratorns värde som pedagogiskt verktyg, då den inte enbart illustrerar idealiserad teori utan även tydliggör de praktiska utmaningar som uppstår.

Avslutningsvis visar arbetet att demonstratorn fortfarande befinner sig på ett utvecklingsstadium och att ytterligare arbete krävs innan den kan användas fullt ut i undervisning. Förbättrad dokumentation, vidare verifiering av mätmetoder och CFD-simuleringar kan bidra till ökad förståelse för flödesförhållandena och därmed vidareutveckla både konstruktionen och de teoretiska modellerna.



# Litteraturförteckning

Alciatore, D. G., & Hystand, M. B. (2012). *Introduction to Mechatronics and Measurement Systems* (4th ed.). McGraw-Hill.

Andersson, M., Eriksson, L., Fredriksson, V., Hultergård, J., Håkansson, I., & Lindahl, W. (2023). En modulär vindkraftverksmodell för mätning och experimentella tillämpningar i Chalmers vindtunnel (Kandidatarbete). Chalmers tekniska högskola.

CATIAV5FTW. (2025). *3D Printable Jet Engine*. Hämtad 24 april 2026 från <https://www.printables.com/model/572421-3d-printable-jet-engine>

Costa, N. P., Maia, R., Proença, M. F., Pinho, F. T. (2006). *Edge effects on the flow characteristics in a 90 deg tee junction*. <https://doi.org/10.1115/1.2354524>

Çengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoglu, M. (2019). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (9th ed.). McGraw-Hill Education.

Dahl, J. (2008). Jet engine numbered [Illustration]. Wikimedia Commons. [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Jet\\_engine\\_numbered.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Jet_engine_numbered.svg)

Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2014). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (7th ed.). Butterworth-Heinemann.

Farokhi, S. (2014). *Aircraft Propulsion* (2nd Edition). John Wiley & Sons. Hämtad från <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpAPE00015/aircraft-propulsion-2nd/aircraft-propulsion-2nd>

Felder, R. M., & Brent, R. (2016). *Teaching and learning STEM: A practical guide*. John Wiley & Sons.

Formlabs. (2025). *Guide to 3D Printing Tolerances, Accuracy, and Precision*. Hämtad 7 maj 2026 från <https://formlabs.com/blog/understanding-accuracy-precision-tolerance-in-3d-printing/>

Gustaver, M. (2020) A Chalmers University of Technology Master's thesis template for L<sup>A</sup>T<sub>E</sub>X. Unpublished.

Hodson, H. P., & Howell R. J. (2005). The role of transition in high-lift low-pressure turbines for aeroengines. <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2005.08.001>

- Ibrahim Sheriff, K. A., Hariharan, V., Varunesh, B. (2021). *Performance Analysis of Ball Bearing with Solid Contaminants Using Vibration Analysis*. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-9809-8\\_14](https://doi.org/10.1007/978-981-15-9809-8_14)
- Jansson, P.-Å., Grahn, R., & Enelund, M. (2018). *Mekanik*. Studentlitteratur.
- Maxon Motor. (2001). *RE36, Graphite Brushes, DC-motor datablad, 70 W*.
- Prusa Polymers. (2025a). *Prusament PLA – Technical Data Sheet*. Hämtad 6 maj 2026 från <https://prusament.com/materials/pla/>
- Prusa Polymers. (2025b). *Prusament PET-G – Technical Data Sheet*. Hämtad 6 maj 2026 från <https://prusament.com/materials/prusament-petg/>
- Prusa Research. (2025a). *Prusa MK3S+ – Teknisk specifikation*. Prusa Help. Hämtad 6 maj 2026 från [https://help.prusa3d.com/article/technical-specifications-mk3s\\_228672](https://help.prusa3d.com/article/technical-specifications-mk3s_228672)
- Prusa Research. (2025b). *Organic supports*. Prusa Help. Hämtad 6 maj 2026 från [https://help.prusa3d.com/article/organic-supports\\_480131](https://help.prusa3d.com/article/organic-supports_480131)
- RatRig. (2025). *Rat Rig V-Core 4 – Teknisk specifikation*. RatRig. Hämtad 6 maj 2026 från <https://ratrig.com/products/rat-rig-v-core-4-1>
- Rojo, B. (2017). *Aerothermal experimental investigation of LPT-OGVs* [Doctoral dissertation, Chalmers University of Technology]. Chalmers Research. <https://research.chalmers.se/publication/252367>
- Rolls-Royce plc. (2015). *Jet Engine* (5th ed.). John Wiley & Sons. Hämtad från <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpJEE00001/jet-engine-5th-edition/jet-engine-5th-edition>
- SKF. (2025). *6206/C3 – Deep groove ball bearing – Product datasheet*. Hämtad från [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096b7e7/pdf\\_preview\\_medium/0901d1968096b7e7\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096b7e7/pdf_preview_medium/0901d1968096b7e7_pdf_preview_medium.pdf)
- Tanveer, M. Q., Mishra, G., Mishra, S., & Sharma, R. (2022). Effect of infill pattern and infill density on mechanical behaviour of FDM 3D printed parts – a current review. *Materials Today: Proceedings*, 62, 100–108. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.02.310>
- Townie. (2023). *Brayton cycle* [Illustration]. Wikimedia Commons. [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Brayton\\_cycle.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Brayton_cycle.svg)
- White, F. M. (2011). *Fluid mechanics* (7th ed.). McGraw-Hill.

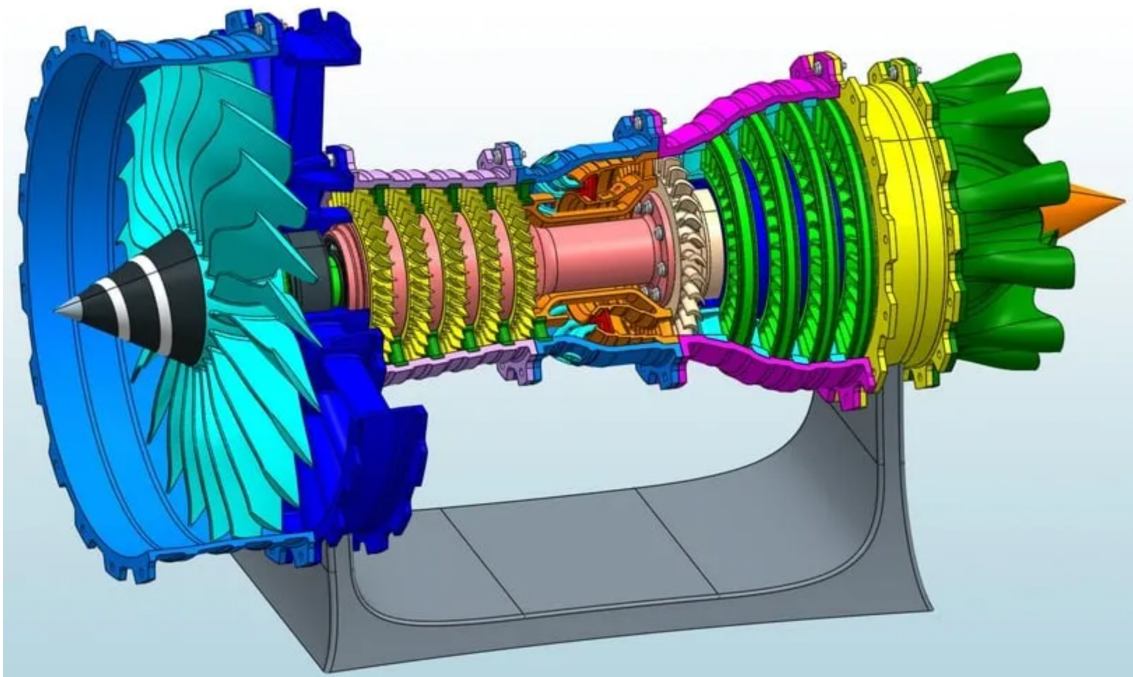
# A

## Bilagor

Detta appendix innehåller kompletterande figurer, datablad och övrigt underlag som refereras till i rapporten.

### A.1 Ursprunglig CAD-modell

Den ursprungliga CAD-modellen som projektet utgick från visas i figur A.1. Modellen representerar en fullständig flygmotor-demonstrator med både lågtrycks- och högtrycksdelar före projektets avgränsningar och konstruktionsanpassningar.

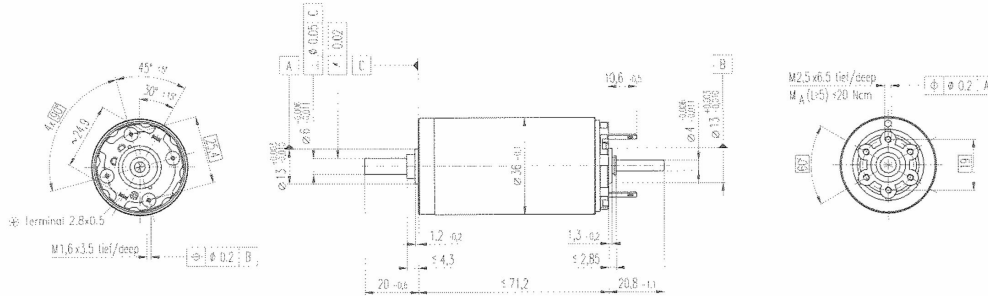


**Figur A.1:** Ursprunglig CAD-modell av den flygmotor-demonstrator som användes som utgångspunkt för projektets konstruktionsanpassningar. Figuren är modifierad från CATIAV5FTW (2025), Printables, CC BY-NC 4.0.

### A.2 Datablad för likströmsmotor

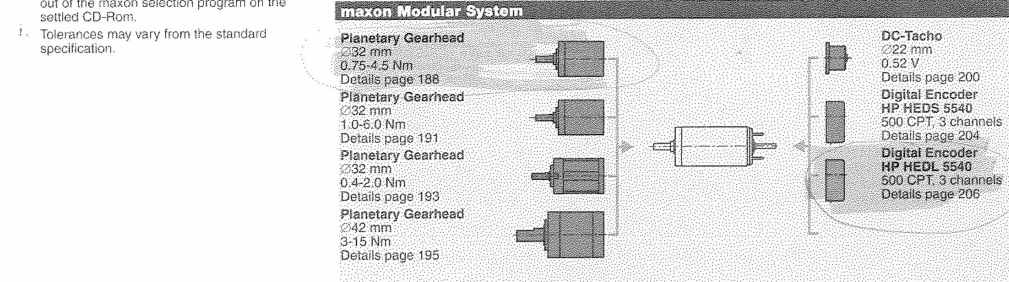
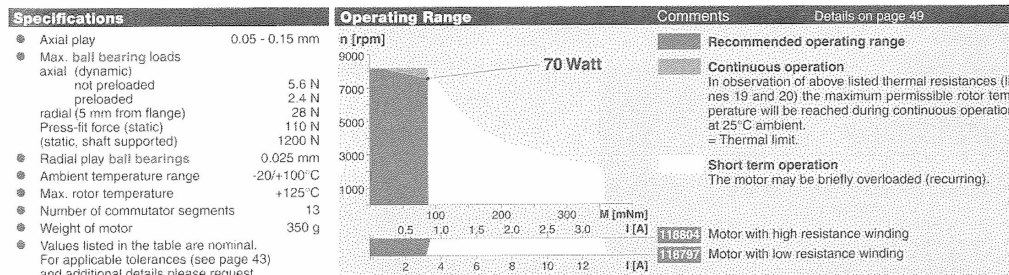
Databladet användes som tekniskt underlag vid dimensionering och integration av generatoren i motorkonstruktionen.

RE 36 Ø36 mm, Graphite Brushes, 70 Watt



maxon DC motor

		Order Number													
		118797	118798	118799	118800	118801	118802	118803	118804	118805	118806	118807	118808	118809	118810
<b>Motor Data</b>															
1	Assigned power rating	W	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70
2	Nominal voltage	Volt	18.0	24.0	32.0	42.0	42.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0
3	No load speed	rpm	6410	6210	6790	7020	6340	6420	5220	4320	3450	2630	2280	1780	1420
4	Stall torque	mNm	730	783	832	865	786	785	627	504	403	326	258	198	158
5	Speed/torque gradient	rpm/mNm	8.95	8.05	8.27	8.19	8.14	8.25	6.41	6.85	8.67	8.80	8.96	9.17	9.21
6	No load current	mA	147	105	89	70	61	55	42	33	25	20	15	12	9
7	Starting current	A	27.8	21.5	18.7	15.3	12.6	11.1	7.22	4.80	3.06	2.04	1.30	0.784	0.501
8	Terminal resistance	Ohm	0.647	1.11	1.71	2.75	3.35	4.32	6.65	10.00	15.7	23.5	36.8	61.3	95.8
9	Max. permissible speed	rpm	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200
10	Max. continuous current	A	3.14	2.44	1.99	1.59	1.44	1.27	1.03	0.847	0.679	0.556	0.445	0.346	0.277
11	Max. continuous torque	mNm	82.4	66.8	68.5	89.8	90.4	90.1	89.8	89.0	89.2	88.8	88.1	87.3	87.2
12	Max. power output at nominal voltage	W	119	125	146	157	129	131	84.9	56.4	36.0	23.9	15.2	9.09	5.78
13	Max. efficiency	%	84	85	86	86	86	86	85	84	82	81	79	77	75
14	Torque constant	mNm/A	26.3	36.4	44.5	56.6	62.6	70.7	86.9	105	131	160	198	253	315
15	Speed constant	rpm/V	364	263	215	169	152	135	110	90.9	72.7	59.8	48.2	37.8	30.3
16	Mechanical time constant	ms	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
17	Rotor inertia	gcm <sup>2</sup>	82.0	67.7	65.2	65.4	65.6	64.6	63.3	61.5	61.3	60.3	59.2	57.8	57.5
18	Terminal inductance	mH	0.10	0.20	0.30	0.49	0.60	0.76	1.15	1.68	2.62	3.87	5.96	9.70	15.10
19	Thermal resistance housing-ambient	K/W	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4
20	Thermal resistance rotor-housing	K/W	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4
21	Thermal time constant winding	s	39	43	41	41	41	41	40	39	39	38	37	36	36



April 2001 edition / subject to change

Figur A.2: Utdrag ur datablad för Maxon RE36 likströmsmotor (Maxon Motor, 2001). Figuren visar tillverkarens specifikationer för den motor som används som generator i konstruktionen.

### A.3 Fullständig tryckdata

I tabellerna representerar den första kolumnen mätpositionen, den andra kolumnen motsvarande anslutning på mätinstrumentet och den tredje kolumnen de uppmätta tryckvärdena, baserade på ett två sekunder långt mätintervall.

Tabell A.1: Tryckmätningar - konfiguration 1.

Mätpunkt kompressor	Konfig 1	Tryck [Pa]
1	15	-1,5
2	14	-1,5
3	13	-3,2
4	12	-3,2
5	11	-6,1
6	10	-6,7
7	9	-9,8
8	8	-10,8
9	7	-15,3
10	6	-17,4
<b>Mätpunkt turbin</b>		
11	5	-23,5
12	4	-4
13	3	-5,9

Tabell A.2: Tryckmätningar - konfiguration 2.

Mätpunkt kompressor	Konfig 2	Tryck [Pa]
1	15	-1,2
2	14	-1,3
3	13	-2,6
4	12	-3,1
5	11	-5,5
6	10	-6,2
7	9	-9,2
8	8	-10,7
9	7	-15,1
10	6	-16,8
<b>Mätpunkt turbin</b>		
11	5	-23,1
12	4	-1,6
13	16	-2

Tabell A.3: Tryckmätningar - konfiguration 3.

Mät punkt kompressor	Konfig 3	Tryck [Pa]
1	15	-1,6
2	14	-1,5
3	13	-2,9
4	12	-3,3
5	11	-5,8
6	10	-6,4
7	9	-9,6
8	8	-10,4
9	7	-14,8
10	6	-16,8
Mät punkt turbin		
11	5	-22,8
12	16	-2,2
13	4	-1,5

## A.4 Datablad över kalibrering av motorn

Datablad som visar den elektriska motorns verkningsgrad vid olika laster och varvtal.

Måtserie	RPM	Vridmom V	Vridmom Nm	Omega	P_in(mekanisk) W	Res. resistorer	Res. uppmätt	V_ut	P_ut	P_nytilig	Verkningsgrad
1	120	0.003	0.006	12.56637061	0.07539822369	26.55	7.2	0.95	0.03399246704	0.03399246704	0.4508390965
2	240	0.004	0.008	25.13274123	0.2010619298	26.55	7.2	1.9	0.5013888889	0.1359698682	0.6762586447
3	480	0.008	0.016	50.26548246	0.8042477193	26.55	7.2	3.8	2.005555556	0.5438794727	0.6762586447
4	960	0.016	0.032	100.5309649	3.216990877	26.55	7.2	7.7	8.234722222	2.233145009	0.6941720056
5	1920	0.031	0.062	201.0619298	12.46583965	26.55	7.2	15.3	32.5125	8.816949153	0.707288831
6	3000	0.048	0.096	314.1592654	30.15928947	26.55	7.2	23.75	78.34201389	21.2452919	0.7044360883
7	120	0.0033	0.0066	12.56637061	0.08293804605	12	5.5	0.7	0.08909090909	0.04083333333	0.4923353669
8	240	0.0065	0.013	25.13274123	0.326725636	12	5.5	1.45	0.3822727273	0.1752083333	0.5362552369
9	480	0.013	0.026	50.26548246	1.306902544	12	5.5	2.9	1.529090909	0.7008333333	0.5362552369
10	960	0.026	0.052	100.5309649	5.227610176	12	5.5	5.8	6.116363636	2.803333333	0.5362552369
11	1920	0.051	0.102	201.0619298	20.50831684	12	5.5	11.4	23.62909091	10.83	0.5280784417
12	3000	0.077	0.154	314.1592654	48.38052687	12	5.5	17.4	55.04727273	25.23	0.521490807
13	120	0.005	0.01	12.56637061	0.1256637061	4.5	3.1	0.4	0.05161290323	0.03555555556	0.2829421211
14	240	0.01	0.02	25.13274123	0.5026548246	4.5	3.1	0.8	0.2064516129	0.1422222222	0.2829421211
15	480	0.02	0.04	50.26548246	2.010619298	4.5	3.1	1.6	0.8258064516	0.5688888889	0.2829421211
16	960	0.04	0.08	100.5309649	8.042477193	4.5	3.1	3.2	3.303225806	2.275555556	0.2829421211
17	1920	0.076	0.152	201.0619298	30.56141333	4.5	3.1	6	11.61290323	8	0.2617679985
18	3000	0.105	0.21	314.1592654	65.97344573	4.5	3.1	8.4	22.76129032	15.68	0.2376713817
19	120	0.005	0.01	12.56637061	0.1256637061	2.4	2	0.2	0.02	0.01666666667	0.1326291192
20	240	0.01	0.02	25.13274123	0.5026548246	2.4	2	0.42	0.0882	0.0736	0.146223604
21	480	0.02	0.04	50.26548246	2.010619298	2.4	2	0.86	0.3698	0.3081666667	0.1532695259
22	960	0.039	0.078	100.5309649	7.841415263	2.4	2	1.67	1.39445	1.162041667	0.1481928488
23	1920	0.076	0.152	201.0619298	30.56141333	2.4	2	3.2	5.12	4.266666667	0.1396095992
24	3000	0.11	0.22	314.1592654	69.11503838	2.4	2	4.6	10.58	8.816666667	0.1275650983

Figur A.3: Verkningsgrad för den elektriska motorn vid olika laster och varvtal



**INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER**  
**CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA**

Göteborg, Sverige 2026

[www.chalmers.se](http://www.chalmers.se)



**CHALMERS**