



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Ingenieurswetenschappen

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojet

Rui Gonalo Gonalves Esteves Pereira

Dissertatie voor het behalen van de graad van
Master
in **Luchtvaarttechniek** (Geïntegreerde
studiecyclus) (Herziene versie na discussie)

Begeleider: Prof. Dr. Francisco Miguel Ribeiro Proena Brojo

Covilh, februari 2020

Dankbetuigingen

Er zijn veel mensen zonder wiens hulp deze scriptie niet mogelijk zou zijn. Allereerst mijn grootste dank aan mijn familie, die me gedurende deze vijf jaar de hele tijd heeft gesteund. Hun hulp en aanmoediging maakten het zeker gemakkelijker om dit project uit te voeren.

Ten tweede, mijn dank aan mijn begeleider, Professor Francisco Brójo, die altijd beschikbaar was om te helpen en ervoor te zorgen dat het hele project de juiste richting op ging. Bovendien werd het geduld dat de Professor gedurende dit project toonde, met verschillende onverwachte uitdagingen, enorm gewaardeerd, want zonder dat geduld zou ik niet in staat zijn geweest de vooraf bepaalde doelstellingen voor dit project te bereiken. Professor, mijn oprechte dank voor het toestaan om zo'n project te ontwikkelen.

Ik wil ook graag Mr. Rui Paulo en Mr. João Correia bedanken voor de hulp tijdens de experimentele fase. Zonder hun steun zou dit experiment zeker moeilijker zijn geweest.

Ten slotte ben ik dankbaar voor alle steun en onvergetelijke momenten in het gezelschap van mijn vrienden, vooral José en João, tijdens mijn academische jaren.

Samenvatting

De ontwikkeling en productie van kleine straalmotoren is relatief recent, aangezien dit type gasturbine al veel eerder werd bestudeerd en ontwikkeld. Echter, met de evolutie van de tijd, zijn gasturbines steeds meer een uitdaging geworden om te ontwikkelen en te verbeteren. Dit type motor vereist een intensieve studie van de verschillende gebieden die verband houden met zijn werking, waarbij steeds meer kennis en vaardigheid nodig zijn om zelfs een klein detail te verbeteren. Hoewel het detail klein kan zijn, is het effect op de algehele prestaties aanzienlijk.

Tot voor kort werden deze kleine motoren ontwikkeld zonder een significante rol in de luchtvaartindustrie, en werden ze alleen gebruikt voor modelvliegtuigen. Echter, dankzij de vooruitgang in de wetenschap, beginnen deze motoren te worden bestudeerd en voorbereid om te worden geïntegreerd in onbemande luchtvaartuigen, UAV, als hun voortstuwingssysteem [1].

Dit project bestaat uit de ontwikkeling van een turbojet, waarbij de afmetingen van twee eerder verkregen componenten, de compressor en de turbine, van het turbo model IHI RHB31 VZ21 worden gerespecteerd. Om te begrijpen hoe het ontwerp met de juiste dimensionering wordt uitgevoerd, werd de studie van elk onderdeel van een turbojet voortgezet, parallel aan de fundamentele gebieden met betrekking tot de werking van de turbojet, zoals thermodynamische cycli. Na een algemene studie van de turbojet ging de auteur verder naar de ontwerpfase, waarin het dimensioneringsproces begint op basis van de informatie uit verschillende informatiebronnen, gevonden in de bibliografie. De dimensionering werd uitgevoerd met behulp van een schaalfactor. Deze schaalfactor werd verkregen door een verhouding van compressordiameters. Kort gezegd, in het boek van dhr. Thomas Kamps adviseert de auteur de beginner om de grootte van zijn compressor te delen door die van de compressor die wordt gebruikt voor de motor van dhr. Thomas Kamps. De verhouding van diameters, of schaalfactor, werd toegepast op de overige componenten, geproduceerd door dhr. Thomas Kamps, waardoor de afmetingen voor deze gasturbine konden worden bereikt, in overeenstemming met de aanbevelingen. De afmetingen van de compressorbehuizing, inlaatflens, diffusor, as, askoppelingstunnel, verbrandingskamer, brandstofverdeelring, nozzle voor de turbine met stroomgeleidingsbladen, uitlaatgassenmondstuk en, ten slotte, het buitenomhulsel, werden verkregen. De volgende stap was het ontwerpproces van de genoemde componenten, in relatie tot de ontwerpen die in de bestudeerde literatuur werden waargenomen, met behulp van de driedimensionale software CATIA V5R18. Het ontwerp is een empirisch proces, dat het buitengewoon moeilijk maakt om een ontwerp als absoluut te beschouwen.

Het fabricageproces van de turbojet werd uitgevoerd nadat het ontwerpproces was voltooid. De volgende stap was het verkrijgen van de benodigde materialen voor de productie van de onderdelen, voornamelijk aluminium en roestvrij staal. Het gebruikte aluminium was gegoten aluminium, dat vervolgens werd bewerkt om de vereiste vormen te verkrijgen volgens het vastgestelde ontwerp. De meeste componenten werden geproduceerd met platen van roestvrij staal, waarbij de onderdelen werden gesneden volgens hun afmetingen en vorm, in een vlakke geometrie. Het hoofdstuk dat het fabricageproces beschrijft, evenals het ontwerpproces, wordt uitgelegd om een toekomstige reproductie van het voltooide werk of aanpassing voor een andere compressor/turbine set mogelijk te maken.

ze extreem kleine afmetingen hadden om geproduceerd te worden op een vijfassige CNC verticale freesmachine. Bovendien werd de las die op de geproduceerde onderdelen werd toegepast, niet uitgevoerd met de vereiste kwaliteit, zelfs niet nadat de dikte van de onderdelen was vergroot om het proces te vergemakkelijken, zoals uitgelegd in hoofdstuk 4.3. Daarom werd een van de doelstellingen niet bereikt vanwege de onvoldoende middelen die de fabricage van de onderdelen van de straalmotor verhinderden.

Trefwoorden

Turbojetmodel, Mini-turbojet, Thermodynamische cycli, Ontwerp, Dimensionering, CATIA V5R18, Productieproces.

Samenvatting

De ontwikkeling en productie van kleine motoren met een straalaandrijvingssysteem is relatief recent, rekening houdend met het feit dat dit type gasturbine al vele jaren werd bestudeerd en ontwikkeld voordat de eerste constructie van deze kleine turbojets plaatsvond. Echter, naarmate de tijd vorderde, bleken de gasturbines een grotere uitdaging te zijn, waardoor het steeds moeilijker werd om ze te ontwikkelen en te verbeteren. De gasturbine vereist een intensieve studie van de verschillende gebieden die verband houden met zijn werking, wat extra kennis en vaardigheid vraagt om een klein detail te verbeteren. Hoewel het detail klein kan zijn, zou het effect op de algehele prestatie aanzienlijk zijn.

Tot voor kort werden deze kleine motoren ontwikkeld zonder een significante rol in de luchtvaartindustrie, en werden ze alleen gebruikt voor model straalmotoren. Echter, met de evolutie van de wetenschap, worden deze motoren bestudeerd en voorbereid om te integreren in onbemande luchtvaartuigen, UAV's, als hun voortstuwingssysteem [1].

Deze scriptie bestaat uit de ontwikkeling van een turbojet op kleine schaal, waarbij de afmetingen van de twee eerder verkregen componenten, de compressor en turbine, van het model turbo IHI RHB31 VZ21 worden gerespecteerd. Om te begrijpen hoe een ontwerp met geschikte afmetingen moet worden uitgevoerd, werd de studie van elke aanwezige component in een turbojet uitgevoerd, parallel aan de fundamentele gebieden met betrekking tot het functioneren van een turbojet, zoals thermodynamische cycli. Aan het einde van een algemene studie van de turbojet ging de auteur over naar de ontwerpfase, waarin het dimensioneringsproces begint op basis van de informatie uit de verschillende informatiebronnen, gevonden in de bibliografie. De dimensionering werd uitgevoerd met behulp van een schaafactor. Deze schaafactor werd verkregen door de verhouding van de diameters van de compressor. Kort gezegd, in het boek van Mr. Thomas Kamps adviseert de auteur de beginner om zijn compressordiameter te delen door de compressor die voor de motor van Mr. Kamps wordt gebruikt. De verhouding van de diameters, of de schaafactor, werd toegepast op de overige componenten, geproduceerd door Mr. Thomas Kamps, om de afmetingen voor deze gasturbine te verkrijgen, met inachtneming van de aanbevolen waarden. De afmetingen van het compressoromhulsel, de inlaatflens, de diffuser, de as, het ashuls, de verbrandingskamer, de brandstofverdeelring, de straalpijpgeleidingsschotten, het uitlaatmondstuk en, als laatste, de buitenmantel werden verkregen. De volgende stap was het ontwerpproces van de genoemde componenten, met betrekking tot de waargenomen ontwerpen, gevonden in de bestudeerde literatuur, met behulp van de driedimensionale ontwerpssoftware CATIA V5R18. Het ontwerp is een empirisch proces, dat zich als uiterst moeilijk openbaart om één ontwerp als absoluut te beschouwen.

Het productieproces van de turbojet werd uitgevoerd op het moment dat het ontwerpproces was afgerond. De volgende stap was het verwerven van het benodigde materiaal voor de productie van de onderdelen, voornamelijk aluminium en roestvrij staal. Het gebruikte aluminium was gegoten aluminium, dat vervolgens werd bewerkt om de gewenste vorm te verkrijgen volgens het vastgestelde ontwerp. De meeste componenten werden vervaardigd met roestvrijstalen platen, waarbij de stukken werden gesneden volgens hun afmetingen en vorm in vlakke geometrie. Het hoofdstuk dat het productieproces beschrijft, evenals het ontwerpproces, wordt uitgelegd om een toekomstige reproductie van het voltooide werk of aanpassing voor een andere compressor/turbine set mogelijk te maken.

Helaas was de fabricage van de diffuser en compressoromhulsel niet mogelijk, aangezien deze extreem kleine afmetingen hadden om geproduceerd te worden in het 5-assige verticaal bewerkingscentrum. Bovendien werd het lassen dat op de vervaardigde stukken werd toegepast, niet uitgevoerd met de vereiste kwal-

iteit, zelfs niet nadat de materiaaldikte was vergroot om het proces te vergemakkelijken, zoals uitgelegd in hoofdstuk 4.3. Daarom werd een van de hoofddoelstellingen niet bereikt vanwege de onvoldoende middelen die de fabricage van de onderdelen van de straalmotor onmogelijk maakten.

Trefwoorden

Modelstraalmotor, Mini-turbojet, Thermodynamische cycli, Ontwerp, Dimensionering, CATIA V5R18, Productieproces.

ix

3.2 Productieproces.4	0
4 Praktische Gevallen	43
4.1 Resultaten van de dimensionering	43
4.2 Ontwerp van het mini-turbojetprototype	43
4.2.1 Compressor	43
4.2.2 Inlaatflens	44
4.2.3 Compressoromhulsel	45
4.2.4 Diffuser	47
4.2.5 As en Ashuis	48
4.2.6 Verbrandingskamer	49
4.2.7 Brandstofverdeler	50
4.2.8 Mondstukgeleidingssysteem	51
4.2.9 Turbine	51
4.2.10 Uitlaatmondstuk, Buitenmantel en Lagers	52
4.3 Componentenproductie	54
4.3.1 Vormgevingsproces.55 4.3.2 Freesproces.57 4.3.3 Draaiproces.58 4.3.4 Soldeerproces.59 4.3.5 Lasproces.60	
5 Conclusie	63
5.1 Nadelen.63 5.2 Toekomstig werk en aanbevelingen.64	
Bibliografie	65
Bijlagen	69

Lijst van figuren

2.1 Aeolipile [5] .3	2.2 Ramjet [8] .5	2.3 Pulsejet [8] .5	2.4 Raketmotor [8] .5	2.5 Turbojet [6] .5	2.6 Turbopropeller [11] .6	2.7 Turboshift [12] .6	2.8 Turbofan [6] .6	2.9 Hoog-Bypass Motor, Rolls Royce RB.211 [6] .6	2.10 Open cyclus [14] .11	2.11 Gesloten cyclus [14] .11	2.12 Straalmotorcomponenten en analoge thermodynamische toestanden [16]	11	2.13 Turbojet station nummering [16] .12	2.14 Subsonische Inlaat [26].19	2.15 Asymmetrische Supersonische Inlaat [26] .19	2.16 Rechthoekige Supersonische Inlaat [26] .19	2.17 Centrifugaalcompressor [8] .19	2.18 Typen waaiers [27] .20	2.19 Druk- en snelheidsontwikkeling door het waaier-diffuser systeem [27] . .	20	2.20 Axiale Compressor [6] .21	2.21 Druk- en snelheidsveranderingen in een axiale compressor [8] .21	2.22 Enkelspoel axiale compressor [8] .22	2.23 Dubbelspoel axiale compressor [8] .22	2.24 Diffusortypen [29] .23	2.25 Verbrandingskamer [8] .23	2.26 Luchtverdeling binnen de brander [8] .24	2.27 Meervoudige verbrandingskamer [8] .25	2.28 Turbo-annulaire verbrandingskamer [8] .25	2.29 Annulaire verbrandingskamer [8] .26	2.30 Impulsturbine [8] .27	2.31 Eigenschappen variatie doorheen [8] .27	2.32 Vrijdragende radiale-inlaat turbine [27] .28	2.33 Gemengde radiale-inlaat turbine [27] .29	2.34 Convergerende-Divergerende Nozzle.30	2.35 Brandstofinjectiemodi [29] .31	2.36 Turbocompressor, Alfred Büchi's Patent [32] .32	2.37 Turbocompressorcomponenten.32	2.38 Turbocompressor Werk[35] .32	2.39 Voorbeeld van een Compressorkaart[34] .33	2.40 RHB31VZ21 Compressorkaart [36] .34	3.1 Compressoromhulsel [29] .36	3.2 Diffuser [29] .37
----------------------	-------------------	---------------------	-----------------------	---------------------	----------------------------	------------------------	---------------------	--	---------------------------	-------------------------------	---	----	--	---------------------------------	--	---	-------------------------------------	-----------------------------	---	----	--------------------------------	---	---	--	-----------------------------	--------------------------------	---	--	--	--	----------------------------	--	---	---	---	-------------------------------------	--	------------------------------------	-----------------------------------	--	---	---------------------------------	-----------------------

3.3 Diffuser bladenprofiel[29] .37 3.4 As [29] .37 3.5 Ashuis [29] .37 3.6 Buitenste
vlammenbuis [29].38 3.7 Binnenste vlammenbuis[29] .38 3.8 Uitlaatmondstuk [29] .39 3.9
Diffuser ontwerpprocedure.42 4.1 Compressor CAD asoperatie.44 4.2 Compressor CAD
schoepen schets.44 4.3 Compressor CAD weergave.44 4.4 Compressor CAD weergave.44
4.5 Inlaat vooraanzicht.45 4.6 Inlaat achteraanzicht.45 4.7 Inlaat zijaanzicht.45 4.8 Inlaat
isometrisch aanzicht.45 4.9 Compressor omhulsel schets.46 4.10 Compressor omhulsel
ontwerpvlakken hoogte.46 4.11 Compressor omhulsel zijaanzicht.46 4.12 Compressor
omhulsel achteraanzicht.46 4.13 Compressor omhulsel isometrisch aanzicht.46 4.14
Diffuser basis.47 4.15 Diffuser wigvormig blad.47 4.16 Diffuser axiaal blad vle
ugelprofiel.47 4.17 Diffuser isometrisch aanzicht.48 4.18 Ashuis schets.48 4.19 As schets.48
4.20 Buitenste vlammenbuis schets.49 4.21 Binnenste vlammenbuis schets.49 4.22
Binnenste vlammenbuis isometrisch aanzicht.49 4.23 Buitenste vlammenbuis isometrisch
aanzicht.50 4.24 Brandstofring.50 4.25 NGV-systeem.51 4.26 Nozzle geleideschoepen
systeemweergave.51 4.27 Nozzle geleideschoepen systeemweergave.51 4.28 Turbine
asoperatie schets.52 4.29 Turbine schoep schets.52 4.30 Turbine isometrisch aanzicht.52
4.31 Uitlaatmondstuk schets.53 4.32 Uitlaatmondstuk isometrisch aanzicht.53 4.33
Buitenste omhulsel isometrisch aanzicht.53 4.34 Lager omhulsel schets.53 4.35 Lager
bollen schets.53 4.36 Lager 618/5 voorbeeld.54 4.37 Oven.55 4.38 Gegoten aluminium.55
4.39 Monsters van de stukken gesneden met de waterstraal.55

4.40 Gaten gericht in de gewone vlammenbuizen.56 4.41 Gewone vlammenbuizen
geboord.56 4.42 Uitlaatmondstuk.56 4.43 Binnenste vlammenbuis.56 4.44 Buitenste
vlammenbuis.56 4.45 Buitenmantel.56 4.46 Turbine geboord.57 4.47 Bladen van het
mondstukgeleidingssysteem.57 4.48 Turbinebasis.58 4.49 Omringende en bovenste deel
van het mondstukgeleidingssysteem.58 4.50 Ashuis.58 4.51 Inlaatflens.59 4.52 As.59 4.53
Brandstofringsteun.60 4.54 Brandstofring.60 4.55 Uitlaatmondstuk.61 4.56
Buitenmantel.61 4.57 Binnenste vlammenbuis vooraanzicht.61 4.58 Binnenste
vlammenbuis achteraanzicht.61 4.59 Buitenste vlammenbuis.62 4.60 Externe delen van de
straalpijpgeleidingsvin.62 4.61 Intern deel van het mondstukgeleidingssysteem.62 B.1
Inlaatflens.70 B.2 Compressoromhulsel.71 B.3 Diffuser.72 B.4 Ashuis.73 B.5 As.74 B.6
Afstandhouders.75 B.7 Binnenste vlammenbuis met brandstofringsteun.76 B.8 Buitenste
vlammenbuis.77 B.9 Mondstukgeleidingssysteem.78 B.10 Buitenmantel.79 B.11
Uitlaatmondstuk.80 C.1 "Verbrandingskamer".81 C.2 "Turbojet vooraanzicht".82 C.3 "
Turbojet middenaanzicht".82 C.4 "Turbojet achteraanzicht".83 C.5 "Turbojet isometrisch
3D-aanzicht 1".84 C.6 "Turbojet isometrisch 3D-aanzicht 2".85 C.7 "Turbojet
middenaanzicht isometrisch 3D-aanzicht ".86

Lijst van Tabellen

2.1 Voordelen en nadelen van de verschillende waaiers [27].21	2.2 Brandstoffen [29] .30	1
Onderdelenlijst.69	2 Turbo VZ21 technische specificaties [36] .87	

Nomenclatuur

A	Dwarsdoorsnede m^2	a Snelheid van het Geluid m/s
c	Specifieke Warmte kJ/kgK	E Totale
Vermogen WF	Stuwkracht NF/\dot{m}	Specifieke Stuwkracht Ns/kg
FHV	Brandstofverbrandingswaarde J/kgf	
	Brandstof-luchtverhouding h	Specifieke Enthalpie J/kgK
ke	Kinetische Energie JM	Machgetal m Massa kg
\dot{m}	Massastroom kg/spe	Potentiële Energie JP
Druk PaQ	Warmteoverdracht WR	Reële Gasconstante $kJ/kgKS$
	Specifiek Brandstofverbruik mg/Ns	Temperatuur KV
Snelheid m/sW	Arbeidssnelheid $W\eta_p$	
Aandrijffefficiëntie γ	Warmtecapaciteitsverhouding π	
Drukverhouding ρ	Dichtheid $kg/m^3\tau$	
Temperatuurverhouding τ_λ	Maximale	
Stagnatie-enthalpieverhouding θ	Stromende Vloeistofenergie J	

Subscripts

a	Lucht	b
Brander	Compressor	c
cc	Verbrandingskamer	
f	Brandstof	in
Invoer	Mechanisch	m
o	Algemeen	out
Uitvoer	Constante	p
Druk	Vrije	r
stroomcondities		t
Turbine	Thermisch	th
v	Constant volume	0
Totaal	Initiële	1
oestand	Finale	2
oestand		

Lijst van acroniemen

CAD Computerondersteund Ontwerpen CATIA Computer Aided
Three-Dimensional Interactive Application CC verbrandingskamer CNC
Numerieke besturing FABLAB Fabricagelaboratorium NGV
straalpijpgeleidingsschotten RC Radiografisch bestuurd TSFC stuwkracht
specifieke brandstofverbruik UAV Onbemand luchtvaartuig UBI
Universiteit van Beira Interior

Hoofdstuk 1

Motivatie en Doelstellingen

1.1 Motivatie

De droom van een mens om te vliegen was er een die ons intrigeerde en lange tijd in onze gedachten was. We begonnen met de observatie van vogels die vliegen, naar de uitvinding van een vlieger, de ornithopter van Leonardo da Vinci, de eerste heteluchtballon, ook bekend als de Montgolfier-ballonnen, het zweefvliegtuig, het aerodroom en, uiteindelijk, de Wright Brothers Glider [2].

Vanuit de studie om duurzame vleugels te vinden voor het genereren van lift, waren er ook studies naar voortstuwingssystemen gaande, omdat we begrepen dat om duurzaam te kunnen vliegen, we een krachtbron nodig hadden. Stoommachines waren de eerste die werden gecreëerd, gevolgd door de verbrandingsmotor en daarna de gasturbine. Uiteindelijk werd onze droom werkelijkheid toen de Wright Brothers de eerste vlucht maakten.

We zijn begonnen met het ontwikkelen van nieuwe vleugels, materialen, structuren en voortstuwingssystemen voor vliegtuigen. Ze werden allemaal onderworpen aan intensieve studie en onderzoek totdat we de moderne vliegtuigen bereikten, en nog steeds stoppen we niet met het zoeken naar verdere verbeteringen. Het ontwikkelen van de moderne vliegtuigen stelde ons in staat om continenten over te steken en met verschillende culturen te communiceren. Bovendien, om binnen enkele uren een ander continent te kunnen bereiken, moet het vliegtuig uiterst goed ontworpen, gebouwd en uitgerust zijn. De motoren van het vliegtuig leveren een aanzienlijke hoeveelheid tractie, waardoor het vliegtuig de benodigde snelheid kan bereiken voor de beoogde operatie. Het is in overeenstemming met het doel van het vliegtuig, bijvoorbeeld militaire langeafstandsmissies, commerciële vluchten of gevechtssituaties, dat ze tot in het kleinste detail worden ontwikkeld en verbeterd. Bijvoorbeeld, in gevechtssituaties worden de vliegtuigen gebouwd om te vliegen met een verbazingwekkende snelheid die verder gaat dan de snelheid van het geluid, 343 m/s [3]. De gasturbinemotoren, met de technologische en wetenschappelijke vooruitgang, zijn niet langer buiten bereik voor iemand die geïnteresseerd is en er een wil bouwen. Gelukkig zijn er tegenwoordig mini-turbojetmotoren die men kan bouwen en verbeteren.

De handmatig passende straalmotoren zijn recent verschenen en staan bekend als mini-turbojets of Modelstraalmotoren. Deze kleine machines beginnen hun plaats te vinden in de industrie, waar ze worden ontwikkeld en geproduceerd door bedrijven voor een mogelijke toepassing in UAV's[1]. Deze gasturbines kunnen worden toegepast op een radiografisch bestuurbare (RC) modelstraalmotor.

De uitdaging om een mini-turbojet te bouwen is op zichzelf aantrekkelijk voor iemand die geïnteresseerd is in voortstuwingssystemen, en de mogelijkheid om bij te dragen aan verdere werken leidt ertoe om deze uitdaging aan te gaan. Daarom werd, door de studie van het ontwerp en de fabricage van gasturbines, een mini-turbojet prototype ontworpen en werden enkele onderdelen gebouwd. Met veel inspanning zullen binnenkort de resterende onderdelen worden vervaardigd en zal de uiteindelijke motor worden onderworpen aan experimentele analyse.

1.2 Doelstellingen

Het primaire doel van deze scriptie is gericht op het ontwerp en de constructie van een turbojet van kleine afmetingen. Aanvankelijk werd een driedimensionaal ontwerp van de kleine straalmotor uitgevoerd in een Computerondersteund Ontwerpen (CAD) software, met name CATIA. Het ontwerp werd uitgevoerd volgens de dimensionale waarden die werden bereikt tijdens de studie van het ontwerp van straalmotoren op kleine schaal.

De dimensioneringscriteria die in de beschikbare literatuur werden gevonden, zijn door de auteur overgenomen. Deze methode is gebaseerd op empirische gegevens, met name op dat moment ontwikkelde ontwerpen. Dit was een grote hulp om de juiste afmetingen voor de belangrijkste componenten te verkrijgen, waardoor het mogelijk werd de overige onderdelen te dimensioneren. De dimensioneringsaanpak wordt uitvoerig uitgelegd in Hoofdstuk 3.

Het laatste en belangrijkste doel van dit werk is om de reeks stappen te beschrijven die zijn genomen om op een transparante manier een klein model van een straalmotor te produceren voor praktische toepassingen, om de lezer te helpen zijn eigen kleinschalige straalmotor te maken.

1.3 Documentstructuur

Het hele document is georganiseerd in vijf hoofdstukken, waarbij elk hoofdstuk zich richt op verschillende onderdelen, in overeenstemming met het gebruikelijke format van de scriptie voor de masteropleiding.

Het eerste, en huidige, hoofdstuk toont de motivatie van de auteur die voorafging aan de ontwikkeling van deze scriptie. Daarnaast worden de doelstellingen en de organisatie van het document op een logische manier gepresenteerd, voor een gemakkelijker begrip van wat er voor deze scriptie wordt voorgesteld.

Het tweede hoofdstuk presenteert een literatuuronderzoek, waarin de gasturbine wordt geïntroduceerd en de verschillende typen worden beschreven, in het bijzonder de Turbojet. Gevolgd door een algemene beschrijving van de componenten die de straalmotor vormen, samen met de thermodynamische concepten die ons in staat stellen het algehele functioneren van de straalmotor te begrijpen.

Het derde hoofdstuk beschrijft hoe het dimensioneringsproces werd uitgevoerd, waarbij de keuzes voor de afmetingen van de componenten worden gerechtvaardigd.

Het vierde hoofdstuk beschrijft de procedures die zijn gevolgd om de vereiste componenten te ontwerpen en te vervaardigen, aangevuld met de montage ervan. Samen met verdere aanpassingen die gedurende het proces zijn gemaakt.

Het vijfde en laatste hoofdstuk onthult de conclusies die zijn getrokken uit de praktische procedure, de obstakels die zijn tegengekomen tijdens de ontwikkeling van deze scriptie en suggesties voor toekomstig werk.

Hoofdstuk 2

Bibliografisch Overzicht

2.1 Gasturbines Historisch Overzicht

Een eerste concept ontstond in de tijd van Romeins-Egypte, gecreëerd door Hero, of Hero van Alexandrië. De aeolipile, de naam van Hero's uitvinding, is een radiale stoomturbine, die twee mondstukken combineert aan tegenovergestelde zijden, waar waterdamp vrijkomt door de stoom die wordt gevormd door het koken van water in een bol, waardoor het midden van de bol gaat draaien en koppel genereert. Een voorbeeld van de stoommachine is te zien in figuur 2.1.



Figuur 2.1: Aeolipile [5]

Het fysieke principe van reactie werd in de dertiende eeuw in de praktijk gebracht door de Chinese mensen met vuurwerk [6]. Na drie eeuwen, in 1687, maakte Sir Isaac Newton een cruciale vooruitgang door de drie bewegingswetten te formuleren:

1. Traject: Een object in een rechte lijn zal in eenparige beweging blijven tenzij er een externe kracht op het object wordt uitgeoefend, waardoor de toestand [7] verandert.
2. $Force = m \times g$, de variatie in snelheid, g , hangt af van de massa, m , van het object, wanneer een externe kracht, F , wordt uitgeoefend [7].
3. Wet van actie en reactie: bijvoorbeeld, een steen oefent een kracht uit op de aarde terwijl de aarde een gelijke kracht op de steen uitoefent [7].

Deze wetten stelden ons in staat om in de loop der tijd belangrijke stappen te zetten richting de gasturbines. De eerste stap werd in 1791 gezet door John Barber, een Engelsman, die een octrooi kreeg voor de gasturbine thermodynamische cyclus, bekend als de Braytoncyclus, dezelfde cyclus als die van de huidige gasturbines. Met behulp van deze cyclus ontwikkelde Hans Holzwarth de elektrische ontsteking van het mengsel in de verbrandingskamer, met gecontroleerde kleppen in 1908 [6].

In 1913 werd een motor met het straalaandrijvingssysteem geïmplementeerd door René Lorin. De eerste subsonische Ramjet, hoewel het niet mogelijk was om het project te concretiseren vanwege de kwaliteit van de

materialen in die tijd. De materialen konden de hitte niet weerstaan, en bovendien stond de ontwikkeling van het straalaandrijvingssysteem nog in de kinderschoenen, wat invloed had op de efficiëntie van de vliegtuigen [8].

Straalaandrijvingsmotoren werden gerealiseerd in 1930 toen Sir Frank Whittle het ontwerp van een centrifugale gasturbine voor straalaandrijving patenteerde. Later, in 1937, voerde hij de eerste statische test uit in de geschiedenis van de straalmotor. Hoewel Whittle de eerste statische test uitvoerde, was het Hans Joachim Pabst von Ohain, werkend voor het Heinkel vliegtuigbedrijf, die een turbojetmotor creëerde aangedreven door gasvormige waterstof, vergelijkbaar met Whittle's ontwerp, die werd gebruikt als de aandrijfmotor voor het vliegtuig He-178, waarmee de eerste turbojetvlucht wereldwijd werd gerealiseerd in 1939. Drie jaar later werd Frank Whittle's motor voor het eerst gebruikt als de aandrijving van een vliegtuig [6].

De eerste axiaalstroom turbojetvlucht vond plaats in Duitsland, in hetzelfde jaar dat Whittle's motorvlucht plaatsvond. De axiale turbojet, Jumo 004A, was het voortstuwingssysteem van het vliegtuig Me-262. De leider van dit project, gekozen door het bedrijf Junkers, was Anselm Franz [6]. Ondanks dat Frank Whittle's motor niet zo snel gebouwd kon worden, legde hij de basis voor de moderne gasturbine [8].

Het straalaandrijvingssysteem werd en wordt nog steeds uitgebreid bestudeerd om verbeteringen te vinden, met een toekomstige succesvolle toepassing in dit type motor. Pas jaren later, toen de turbojetmotor op een vliegtuig werd toegepast, begon het idee te ontstaan om dezelfde motor op kleine schaal te reproduceren. De geschiedenis van de miniatuur-turbojet is moeilijk te dateren, maar men neemt aan dat deze werd gestart door Kurt Schreckling, een Duitse technicus en amateurastronoom. Kurt was de eerste die een turbojet op kleine schaal repliceerde, waardoor de weg werd geopend voor de kleine of miniatuur modelstraalmotoren [9]. Gasturbinemotoren voor modelvliegtuigen, het boek van zijn hand, legt uit hoe hij de motor bouwde, de FD 3/64, die een startpunt creëerde voor toekomstige miniatuur-turbojets. Dit stelde anderen in staat om Kurt's turbojet te verbeteren en nieuwe kleine gasturbines te ontwikkelen op basis van zijn motor, zoals de KJ66 [10].

2.1.1 Soorten gasturbines

De geschiedenis van de gasturbine laat ons de enorme en snelle ontwikkeling van deze motor zien. Het is een product van een mengeling van verschillende gebieden zoals thermodynamica, mechanica, aerodynamica en andere gebieden, die nog steeds tot in de puntjes worden bestudeerd voor verbeteringen. Pas na het begrijpen van deze vakgebieden wordt de bruikbaarheid van een gasturbine overwogen en vervolgens ontworpen, afhankelijk van of het wordt gebruikt voor een ruimtemissie, luchttransport of voor luchtgevechtssituaties. Teams van wetenschappers, ingenieurs en technici hebben gasturbines gecreëerd met verschillende manieren van omzetten en leveren van energie, afhankelijk van hun doeleinden, zoals straalaandrijvingsmotoren: raket, athodyd, ook bekend als een ramjet, de pulserende straalmotor en de turbojet, of propellerstraalmotoren: turbopropmotor, turbofan en turboshaft [8].

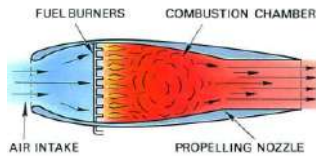
De ramjet, figuur 2.2, wordt gevormd door een divergente inlaat en een convergente of convergent-divergente uitlaat. Deze motor vereist voorwaartse beweging om stuwkracht te produceren. Zonder roterende delen wordt de lucht naar het divergente kanaal gedwongen, gevolgd door de verbranding met brandstof, waarbij de gassen door de uitlaatsectie naar de atmosfeer zullen versnellen [8].

Een andere verwant van de straalaandrijfmotor, de pulserende straalmotor, figuur 2.3, gebruikt een vergelijkbare buis als de ramjet, maar is robuuster vanwege de hogere betrokken drukken. De lucht gaat door open kleppen bij de inlaat, passeert naar de verbrandingskamer, waar de verbranding van brandstof plaatsvindt, veroorzakend-

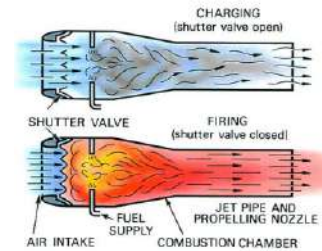
Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

dat het gas uitzet en daardoor de druk toeneemt. Als gevolg van deze stijging sluiten de kleppen en wordt het gas via de achterkant uitgestoten. Het hoge brandstofverbruik en de ongelijke prestaties vergeleken met de huidige gasturbine maken deze motor ongeschikt voor gebruik in vliegtuigen [8].

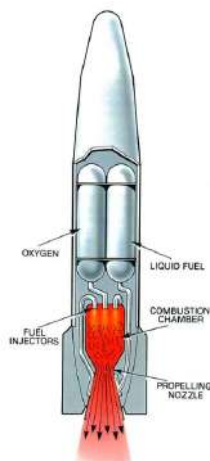
De raketmotor, figuur 2.4, onderscheidt zich van de andere motoren doordat hij geen zuurstof uit de atmosfeer gebruikt voor de verbranding, maar in plaats daarvan een specifieke brandstof gebruikt die chemisch wordt ontleed met zuurstof [8].



Figuur 2.2: Ramjet [8]

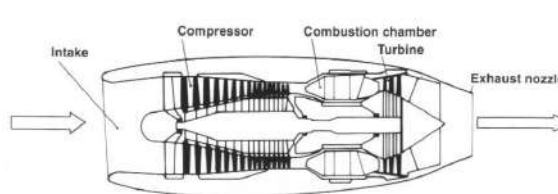


Figuur 2.3: Pulsejet [8]



Figuur 2.4: Raketmotor [8]

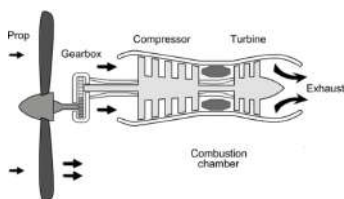
De turbojet, getoond in figuur 2.5, is de samenvoeging van een compressor, verbrandingskamer en een turbine, genaamd de gasgenerator, met een inlaat en uitlaatmondstuk. Het toegevoegde uitlaatmondstuk zal het grootste deel van de energie van de luchtstroom omzetten in snelheid.



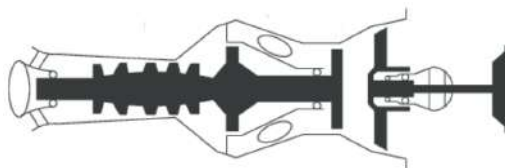
Figuur 2.5: Turbojet [6]

Met de combinatie van propeller/turbine komen de kanaalventilator, propfans en bypassmotoren. In de turbopropmotor, getoond in figuur 2.6, zijn de functies van de twee turbines om aan de vraag naar compressorwerk te voldoen en de propeller te laten draaien. In een vergelijkbare motor, de turboshaft, getoond in figuur 2.7, drijft de turbine de compressor aan en de tweede turbine zal de

as aandrijven, die op zijn beurt is verbonden met een transmissiesysteem dat de helikopterbladen draait[6].

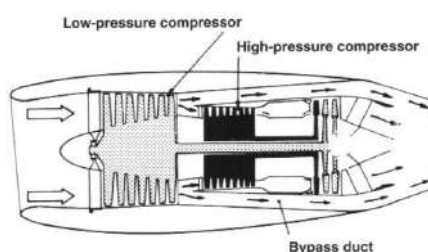


Figuur 2.6: Turbopropeller [11]



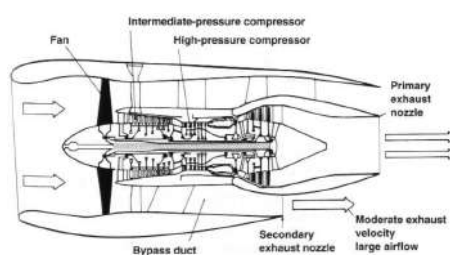
Figuur 2.7: Turboshaft [12]

De turbofan, geïllustreerd in figuur 2.8, heeft ook twee turbines, waarvan er één de energie van de hete luchtstroom absorbeert en de andere de overtollige as-arbeid gebruikt om een lage-drukcompressor, een ventilator, aan te drijven. Het heeft een lagere voortstuwingsefficiëntie in vergelijking met de turboprop, wanneer ze op dezelfde kruissnelheid en lagere snelheden worden bediend. Niettemin heeft de turbofan bij hogere snelheden een voordeel. Motoren zoals de turbofan begonnen en worden nog steeds veel gebruikt vanwege de hoge voortstuwingsefficiëntiewaarden in vergelijking met een turbojet. Deze waarden worden verklaard door de bypassed luchtstroom[6].



Figuur 2.8: Turbofan [6]

Bypassed luchtstroom motoren worden onderscheiden in twee typen, lage bypass-verhouding en hoge bypass-verhouding, waarbij bypass-verhouding staat voor de hoeveelheid lucht die wordt omgeleid in verhouding tot de lucht die door de kern van de motor gaat. De motor bestaat uit een hoge- en lage-drukcompressor en de bijbehorende turbines, die worden aangedreven door twee coaxiale assen. De lucht wordt aangezogen door de lage-drukcompressor, de ventilator, die de lucht in twee stromen verdeelt. Het grootste deel van de lucht wordt door de zijkanten van de motorkern geleid en een klein deel gaat naar de verbranding, waarna de twee luchtstromen bij de uitlaatsectie worden samengevoegd. Dit betekent een lager brandstofverbruik dan eerdere motoren met vergelijkbare stuwkracht zonder deze technologie, waardoor de motor efficiënt kan presteren bij vluchten op grote hoogte. Het dominante gebruik van deze technologie, in het bijzonder motoren met een hoge bypass-verhouding, in de voortstuwingssystemen van de burgerluchtvaart en langeafstands militaire missies wordt gerechtvaardigd door het lage brandstofverbruik, dat wordt beschouwd als de belangrijkste prestatieparameter [6]. Een voorbeeld van een motor met een hoge bypass-verhouding wordt getoond in figuur 2.9.



Figuur 2.9: Hoog-bypassed motor, Rolls Royce RB.211 [6]

De turbojet is een eenvoudigere turbofan, wat betekent dat deze geen bypassed luchtstroom heeft. Dit resulteert in een lagere efficiëntie, hoewel dit wordt gecompenseerd met snelheid. Deze motoren kunnen supersonische snelheden bereiken, wat een van de redenen is voor hun gebruik in militaire vliegtuigen [6].

2.2 Cyclusoverzicht

De geraadpleegde literatuur bevat uitgebreide, gedetailleerde informatie over thermodynamische cycli en hun eigenschappen. Daarom wordt alleen een samenvatting gepresenteerd om een uitgebreide en diepgaande analyse te vermijden. Voor meer gedetailleerde informatie over thermodynamische cycli en de bijbehorende gasturbines, raadt de auteur de lezer aan de volgende boeken te raadplegen, waar meer informatie te vinden is in de boeken *Thermodynamica: Een Technische Benadering* door Çengel, Yunus A. en Boles, Michael A. en *Aerothermodynamica van gasturbines en raketvoortstuwing* door Oates, George C., respectievelijk hoofdstuk 5.3, 7.4, 9.8 en hoofdstuk 2. Niettemin werd andere literatuur niet genegeerd.

Samenvattend wordt het algemene functioneren van de gasturbine gepresenteerd, gevolgd door de ideale thermodynamische cyclus samen met de analyse van het ideale gedrag van de turbojetcomponenten. Vervolgens worden straalprestatievergelijkingen gedemonstreerd om de analyse van een turbojetmotorcyclus te voltooien.

2.2.1 Werkcyclus

Het subhoofdstuk over de werkcyclus heeft als doel de werking van een motor met een straalvoortstuwingssysteem uit te leggen, waarbij de thermodynamische cyclus en de daarmee samenhangende eigenschappen worden beschreven.

De werkcyclus begint met de inlaat van lucht in de compressor, waarvan de taak is om de druk te verhogen via mechanische asvermogen [6]. De drukverhoging heeft een verminderd effect op het volume van de luchtstroom, waardoor de temperatuur van de lucht stijgt [8]. De onder druk staande lucht wordt afgevoerd naar de verbrandingskamer, waar brandstof wordt toegevoegd en verbrand, waardoor de temperatuur tot extreem hoge waarden stijgt. Terwijl het gas wordt verbrand, nemen het volume en de temperatuur toe door de open structuur van de verbrandingskamer, waardoor de druk constant blijft [8]. Het verbrandingsproces verhoogt de energietoestand van de moleculen tot hoge niveaus, waardoor de benodigde hoeveelheid energie effectief door de turbine kan worden benut [6]. Als gevolg van het werk dat uit het gas wordt gehaald, begint de turbine te draaien, waarbij het energieoverschot van het gas wordt omgezet in mechanische kracht door beweging te genereren. Deze draaiende beweging zal het compressorwiel dwingen te draaien door het werk dat door de turbine wordt geleverd, dat via de rotatie van de as naar de compressor aan het andere uiteinde van de spoel wordt overgebracht [6]. In deze fase nemen de gasvariabelen, druk en temperatuur af, terwijl het volume toeneemt. Ten slotte bereikt de gasstroom de laatste fase, bij het uitlaatmondstuk, waar het gas met hoge snelheden naar de omgeving wordt uitgestoten, waardoor stuwkracht wordt geproduceerd [8].

Er zijn drie hoofdvoorwaarden in de motorcyclus om te behouden:

- Bij de compressie is er een toename van de druk met een daaruit voortvloeiende afname van het volume en een stijging van de temperatuur [8].
- Bij de verbranding treedt een temperatuurstijging op, terwijl de druk constant blijft en het volume toeneemt [8].

- Bij de expansie stijgt het volume samen met een daling van de druk en temperatuur [8] .

De werkcyclus van een gasturbine wordt over het algemeen vergeleken met de werkcyclus van een viertakt zuigermotor, rekening houdend met de vier vergelijkbare fasen van elke motor. Beide motoren starten hun cyclus met de inductiefase, gevolgd door compressie, verbranding en expansie. Echter, alle fasen van de zuigermotor worden uitgevoerd binnen een cilinder, terwijl in een straalmotor elke component de overeenkomstige functie vervult, resulterend in een continue actie in plaats van intermitterend. Bovendien vindt de verbranding in een straalmotor plaats bij constante druk, in tegenstelling tot de zuigermotor, waar het verbrandingsproces plaatsvindt in een gesloten ruimte. Daarom is de straalmotor in staat om grote hoeveelheden lucht te verwerken met lichte componenten. In de laatste fase, de uitlaatfase, verlaten de door de turbine uitgezette gassen het mondstuk, waardoor een aandrijfkracht wordt gegenereerd die essentieel is voor deze motor. Daarentegen hebben de uitlaatgassen van de zuigermotor niet dezelfde significante effecten [6]. Gezien de enorme verschillen verwijderd de gasturbinemotor drie inactieve slagen, waardoor meer brandstof in een kortere tijd kan worden verbrand. Aangezien de turbojetmotor een warmtemotor is, geldt dat hoe meer brandstof er wordt verbrand, hoe hoger de temperatuur van de verbrandingskamer is, waardoor een aanzienlijke expansie van de gassen plaatsvindt. Bovendien wordt er een grotere hoeveelheid vermogen geproduceerd voor een gegeven grootte[8]. Om dezelfde hoeveelheid vermogen te genereren, zou een zuigermotor extreem groot en zwaar moeten zijn en zou de fabricage een serieuze uitdaging vormen [6].

Wanneer het gas uit het mondstuk wordt afgevoerd, zal het geleidelijk verspreid worden naar de omgevingscondities en terugkeren naar zijn oorspronkelijke staat. Het terugkeren van het gas naar zijn oorspronkelijke toestand impliceert dat de toestandsvariabelen ook terugkeren naar hun oorspronkelijke condities, wat een omkeerbaar proces wordt genoemd. Een proces wordt als omkeerbaar beschouwd als het zowel interne als externe omkeerbaarheid combineert. Als de gasstaten in omgekeerde volgorde kunnen worden hersteld, terwijl een systeem wordt onderworpen aan een proces waarin de druk- en temperatuurgradiënten klein zijn, wordt het proces gedefinieerd als intern omkeerbaar. Ondertussen, om een proces als extern omkeerbaar te beschouwen, moeten de atmosferische veranderingen die met het proces gepaard gaan in omgekeerde volgorde kunnen worden teruggedraaid. Echter, het omkeerbare proces is onmogelijk te bereiken vanwege de onomkeerbare factoren, zoals temperatuur-, druk- en snelheidsgradiënten veroorzaakt door warmteoverdracht, wrijving, chemische reacties en arbeid die op het systeem wordt toegepast. Ondanks de onomkeerbaarheid van de werkelijke processen, wordt het omkeerbare proces gestandaardiseerd om het succes van werkelijke processen te schatten, rekening houdend met de verliezen, evenals om de thermodynamische relaties af te leiden om de realiteit te schatten [13].

2.2.2 Thermodynamische Cyclus

2.2.2.1 Theoretische Noties

Verder worden noties gepresenteerd die erkend moeten worden om de voorwaarden en eigenschappen te begrijpen achter de ideale thermodynamische cyclus die alle gasturbines omvat, in het bijzonder de turbojetmotor.

- Constante-Stroom Proces

De gasturbines worden over het algemeen gebouwd voor continu gebruik, waarbij er een benadering is van de omstandigheden waaronder ze werken. Aangenomen dat ze onder dezelfde omstandigheden presteren naarmate de tijd verstrijkt, wordt het proces een stationair-stroomproces genoemd. Dit betekent dat de eigenschappen van de vloeistof gedurende het hele proces hetzelfde blijven. Stromend in een controlevolume kunnen de eigenschappen van de vloeistof veranderen op verschillende vaste punten, maar blijven hetzelfde, van

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

het begin tot het einde. Als gevolg hiervan zijn de massa, m , het volume, V , en de totale energiestroom of het totale vermogen, E , constant gedurende dit proces [14].

Het wet van behoud van massa wordt toegepast, waarbij wordt gesteld dat, rekening houdend met een controlevolume, de totale snelheid van massa die binnenkomt gelijk is aan de totale snelheid van massa die het verlaat [14]. Aangezien er geen toename of afname van massa is, is de massastroom, \dot{m} , gelijk van het begin tot het einde van het proces [14]. Het wordt uitgedrukt in de vorm van,

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad [14] \quad (2.1)$$

Als we het beschouwen voor een uniforme enkele stroom, waarbij de inlaat- en uitgangstoestanden respectievelijk 1 en 2 worden aangeduid, wordt de massabalans,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad [14] \quad (2.2)$$

Waarbij ρ , V en A respectievelijk dichtheid, stroomsnelheid en doorsnede vertegenwoordigen.

In de context van de totale energiestroom blijft de energie binnen een controlevolume hetzelfde, wat aangeeft dat er geen veranderingen zijn in het totale vermogen. Dit vereenvoudigt de energiebalans tot [14],

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad [14] \quad (2.3)$$

In herinnering dat de energietransfers plaatsvinden in de vorm van massa, \dot{m} , arbeid, W en warmte, Q , wordt de energiebalans weergegeven als,

$$Q_{in} + W_{in} + \sum_{in} \dot{m}\theta = Q_{out} + W_{out} + \sum_{out} \dot{m}\theta \quad [14] \quad (2.4)$$

Waar de energie van een stromende vloeistof, θ , wordt beschreven als,

$$\theta = h + ke + pe \quad [14] \quad (2.5)$$

Waar h , ke en pe worden gedefinieerd als enthalpie of interne energie, kinetische energie en potentiële energie.

Warmte- en arbeidsinteractie wordt gedefinieerd door een warmteoverdracht naar het systeem, warmtetoevoer, en het werk dat door het systeem wordt geproduceerd, arbeidsoutput [14]. Aangezien er geen veranderingen zijn in kinetische en potentiële energie, wordt de energiebalans als volgt uitgedrukt,

$$Q - W = h_2 - h_1 \quad [14] \quad (2.6)$$

Stagnatie-eigenschappen

In de analyse van controlevolumes is het gebruikelijk om de interne energie en de fluidumenergie samen te voegen tot één variabele die al eerder is genoemd, namelijk de specifieke enthalpie, h . In de meeste gevallen worden de kinetische en potentiële energie verwaarloosd, waarbij de enthalpie wordt gedefinieerd als de totale energie van het fluidum. Echter, wanneer de kinetische energie niet wordt verwaarloosd, is het over het algemeen gepast om de kinetische energie om te zetten in de enthalpie van het fluidum, waarbij ze worden gecombineerd tot één term die wordt gedefinieerd als stagnatie- of totale specifieke enthalpie, zoals weergegeven in vergelijking 2.7 [14].

$$h_o = h + \frac{V^2}{2} \quad [14] \quad (2.7)$$

In vergelijking 2.7 wordt de enthalpie onderscheiden in twee typen, de statische en stagnatie-enthalpie, h en h_o , respectievelijk.

Als gevolg van de omzetting van kinetische energie naar enthalpie, nemen de temperatuur en druk toe. Deze fluidum eigenschappen worden erkend als stagnatie-eigenschappen of isentropische stagnatie-eigenschappen. De enthalpie en de stagnatietemperatuur van een isentropische stagnatietoestand, en de werkelijke, zijn hetzelfde, gegeven dat het fluidum een ideaal gas is. De werkelijke stagnatiedruk verschilt van de isentropische stagnatiedruk omdat de entropie toeneemt door fluidumwrijving [14]. Aangenomen dat het fluidum een ideaal gas is, kan de enthalpie worden vervangen door de constante soortelijke warmte vermenigvuldigd met de temperatuur, zoals weergegeven in vergelijking 2.9.

$$c_p T_o = c_p T + \frac{V^2}{2} \quad [14] \quad (2.8)$$

Worden,

$$T_o = T + \frac{V^2}{2c_p} \quad [14] \quad (2.9)$$

Waarbij T_o de stagnatie- of totale temperatuur aangeeft, met andere woorden, de temperatuur die het ideale gas bereikt wanneer het tot stilstand wordt gebracht in een adiabatisch proces, en de term $\frac{V^2}{2c_p}$ de temperatuurstijging gedurende het proces vertegenwoordigt, genaamd dynamische temperatuur [14].

De relatie tussen de temperatuur en druk wordt aangetoond in vergelijking 2.10.

$$\frac{P_o}{P} = \frac{T_o^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{T} \quad [14] \quad (2.10)$$

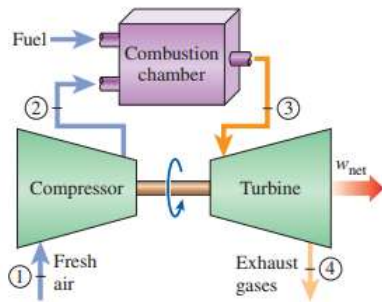
Waarbij, P_o en γ , worden aangeduid als stagnatiedruk en specifieke warmteverhouding.

2.2.2.2 Braytoncyclus

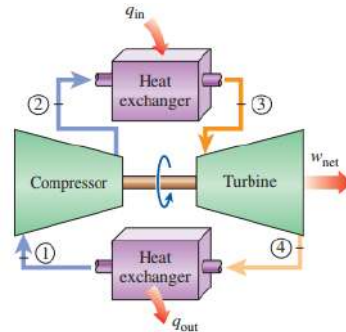
Het is een thermodynamische cyclus, geïdealiseerd, aanwezig in alle gasturbines die zijn uitgerust met de fundamentele componenten, zoals de compressor, verbrandingskamer en turbine[15]. De cyclus is onderverdeeld in twee typen: open en gesloten cyclus. De eerste cyclus bestaat uit lucht, bij atmosferische

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

omstandigheden, aangezogen naar de compressor die de temperatuur en druk van de lucht verhoogt. De onder druk staande lucht gaat naar de verbrandingskamer, waar het wordt gemengd met brandstof, gevolgd door verbranding, bij constante druk. Wanneer het verbrandingsproces is voltooid, verlaat het gas de turbine, bij extreme temperaturen, waar de expansie van het gas plaatsvindt [14]. In deze fase wordt de interactie van het gas met de turbine gebruikt om de compressor aan te drijven. Het resterende werk van het gas wordt gebruikt om de vloeistof die door het uitlaatmondstuk naar buiten wordt geleid, te versnellen [16]. Omdat het gas naar buiten wordt uitgebreid, wordt de cyclus geclassificeerd als een open cyclus. Integendeel, als het gas zou zijn gerecirculeerd, zou de cyclus als gesloten worden beschouwd. Figuur 2.10 en 2.11 beschrijven een open en gesloten cyclus [14].



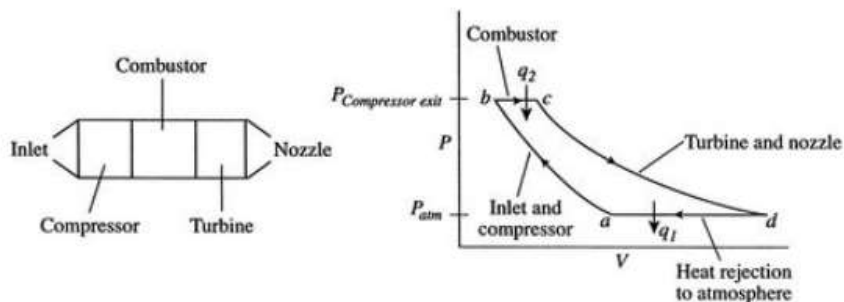
Figuur 2.10: Open cyclus [14]



Figuur 2.11: Gesloten cyclus [14]

Opmerkend in de gesloten cyclus, werd het verbrandingsproces vervangen door een constante druk extra warmte, vergezeld door de vervanging van het uitlaatproces door een warmteafvoerproces, bij constante druk, naar de buitenkant [14].

De werkcyclus van de turbojetmotor komt overeen met een open Braytoncyclus, wat het gebruikelijke type cyclus is voor de gasturbines [14]. Figuur 2.12 illustreert de componenten van een straalaandrijvingsapparaat met de overeenkomstige Braytoncyclus.



Figuur 2.12: Straalmotorcomponenten en analoge thermodynamische toestanden [16]

De thermodynamische toestanden die in figuur 2.12 worden waargenomen, worden onderscheiden in vier processen. De legenda van deze cyclus is als volgt geformuleerd:

- a-b: Compressie bij de inlaat en compressor, in een isentropisch proces [16].
- b-c: Verbranding van brandstof bij constante druk [16].
- c-d: Tijdens de expansie stijgt het volume samen met een daling van druk en temperatuur [16].
- d-a: Luchtkoeling bij constante druk [16].

2.2.2.3 Analyse van cyclusgedrag

Cyclusanalyse is een proces om schattingen te verkrijgen voor prestatieparameters zoals stuwkracht of specifiek brandstofverbruik, berekend na het aannemen van enkele voorwaarden en ontwerpspecificaties, hieronder gepresenteerd [17].

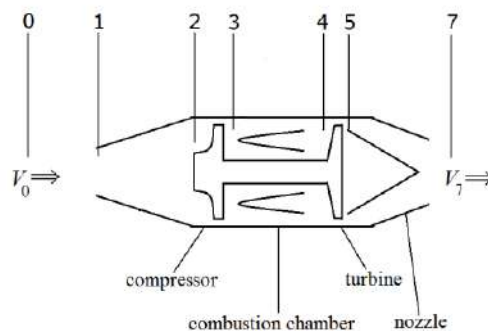
Voorwaarden

- Het werkmedium wordt beschouwd als een ideaal gas met constante warmtecapaciteit en specifieke warmteverhouding [17].
- Isentropische compressie/expansie [17].
- De externe warmtebron voor verbranding en brandstofmassa wordt genegeerd [17].

Ontwerp

- Waarden van atmosferische druk en temperatuur [17].
- Compressieverhouding [17].
- Inlaat Mach-getal [17].

In deze subsectie worden het ideale en werkelijke gedrag van de componenten gepresenteerd, waarbij de temperatuur en druk voor elk station worden aangegeven. De stations worden onderscheiden door een nummer voor eenvoudigere verwijzing, zoals gedemonstreerd in figuur 2.13. De werkelijke turbojetcyclusanalyse wordt gepresenteerd in bijlage D.



Figuur 2.13: Turbojet station nummering [16]

Stationsbeschrijvingen

- 0: Vrije stroom
- 1: Inlaat Ingang
- 2: Compressor Ingang
- 3: Compressor Uitgang
- 4 : Turbine Ingang
- 5 : Turbine Uitgang
- 6: Straalpijp Ingang
- 7: Straalpijp Uitgang

Ideaal Gedragscomponentanalyse

Inlaat(i)

Voor het ideale geval, wanneer de stroom door de inlaat gaat, wordt deze als isentropisch beschouwd. Dit maakt de inductie tot een proces met constante enthalpie. De verhoudingen die het ideale gedrag van de inlaat samenvatten, worden gepresenteerd in vergelijking 2.11 en vergelijking 2.12, [19].

$$\pi_i = \frac{\text{Pressure at Inlet Entry}}{\text{Free stream Air Pressure}} = \frac{P_{02}}{P_{0r}} = 1 \quad [19] \quad (2.11)$$

$$\tau_i = \frac{\text{Temperature at Inlet Entry}}{\text{Free Stream Air Temperature}} = \frac{T_{02}}{T_{0r}} = 1 \quad [19] \quad (2.12)$$

• Compressor (c)

In deze fase zal de compressor energie aan de stroom toevoegen in de vorm van arbeid en daardoor de temperatuur en druk ervan verhogen. De vergelijking 2.13 die het werk van de compressor uitdrukt, wordt hieronder gedemonstreerd [20].

$$W_c = \dot{m}_a c_p (T_{03} - T_{02}) \quad [20] \quad (2.13)$$

De temperatuur bij de compressor uitgang kan worden verkregen met behulp van de temperatuur- en drukrelatie die te vinden is in vergelijking 2.14.

$$\tau_c = \pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \quad [20] \quad (2.14)$$

Zijnde de drukverhouding, vergelijking 2.15 en temperatuursverhouding, vergelijking 2.16

$$\pi_c = \frac{\text{Pressure at Compressor Exit}}{\text{Pressure at Compressor Entry}} = \frac{P_{03}}{P_{02}} \quad [20] \quad (2.15)$$

$$\tau_c = \frac{\text{Temperature at Compressor Exit}}{\text{Temperature at Compressor Entry}} = \frac{T_{03}}{T_{02}} \quad [20] \quad (2.16)$$

• Brander/Verbrander (b)

Eerder uitgelegd in de werkcyclus, wordt het verbrandingsproces uitgevoerd bij constante druk, waarbij in het ideale geval de drukverhouding, vergelijking 2.17, en temperatuursverhouding, vergelijking 2.18, zijn,

$$\pi_b = \frac{\text{Pressure at Turbine Entry}}{\text{Pressure at Compressor Exit}} = \frac{P_{04}}{P_{03}} \quad [21] \quad (2.17)$$

$$\tau_b = \frac{\text{Temperature at Turbine Entry}}{\text{Temperature at Compressor Exit}} = \frac{T_{04}}{T_{03}} \quad [21] \quad (2.18)$$

Ter herinnering, dit is een adiabatisch en constant drukproces, met volledige verbranding, waardoor de verbrandingsefficiëntie, η_b , gelijk is aan één. Bovendien is de enthalpie het product van de specifieke warmtecoëfficiënt bij constante druk en temperatuur [21]. Daarom is de energievergelijking 2.19,

$$(1 + f)c_{pt}T_{04} = c_{pc}T_{03} + fFHV \quad [21] \quad (2.19)$$

Waar FHV en f verwijzen naar de brandstofverbrandingswaarde en brandstof-luchtverhouding. Met behulp van vergelijking 2.19 kan het worden gerelateerd aan de temperatuursverhouding, vergelijking 2.20.

$$\tau_b = \frac{T_{04}}{T_{03}} = \frac{1 + fFHV/c_pT_{03}}{1 + f} \quad [21] \quad (2.20)$$

Waar,

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad [22] \quad (2.21)$$

- Turbine (t)

De verwarmde stroom die door de turbine gaat, ondergaat een druk- en temperatuurdaling. De turbine, zoals eerder uitgelegd, benut de energierijke stroom om arbeid te verrichten. In vergelijking 2.22 wordt het turbinewerk per massa van de luchtstroom geïllustreerd.

$$\Delta W_m = c_{pt}T_{04}(1 - \tau_t) \quad [17] \quad (2.22)$$

In het geval dat de cyclus ideaal is, wordt de expansietrap beschouwd als een isentropisch proces. Dus de turbine heeft geen verliezen, waardoor de energieoverschot door de verbrandingstrap volledig wordt benut, resulterend in een efficiëntiewaarde gelijk aan één [17]. De relatie tussen de temperatuur- en drukverhouding van de turbine kan worden beschreven zoals weergegeven in vergelijking 2.23.

$$\tau_t = \pi_t^{\frac{\gamma_t}{\gamma_t - 1}} \quad [23] \quad (2.23)$$

Waar,

$$\pi_t = \frac{\text{Pressure at Turbine Exit}}{\text{Pressure at Turbine Entry}} = \frac{P_{05}}{P_{04}} \quad [23] \quad (2.24)$$

And,

$$\tau_t = \frac{\text{Temperature at Turbine Exit}}{\text{Temperature at Turbine Entry}} = \frac{T_{05}}{T_{04}} \quad [21] \quad (2.25)$$

- Mondstuk (n)

Het gedrag van het mondstuk in vergelijking met het gedrag van de inlaat is gelijk, dat wil zeggen, de stroming is isentropisch, terwijl het door de gespecificeerde trap [17] gaat. Onder deze voorwaarden is de

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

totale druk en temperatuur, vergelijking 2.26, van het mondstuk,

$$\pi_n = \frac{P_{07}}{P_{05}} = \tau_n = \left(\frac{T_{07}}{T_{05}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1 \quad [24] \quad (2.26)$$

Straalmotorprestaties

Dit deel omvat de belangrijkste maatregelen om de prestaties van de turbojet in een ideale situatie te evalueren. Aangenomen dat het gas calorisch perfect is gedurende de cyclus, is de druk bij de uitgang van de turbojet gelijk aan de omgevingsdruk, evenals dat de brandstof-luchtverhouding veel kleiner is dan één [17].

$$\tau_r = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2 = \frac{T_{0r}}{T_r} \quad [17] \quad (2.27)$$

$$\pi_r = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{P_{0r}}{P_r} \quad [17] \quad (2.28)$$

Het is echter gebruikelijk om het ontwerp te beperken met betrekking tot de maximaal toegestane stagnatietemperatuur van de turbine-inlaat, vandaar de term die is vastgesteld in vergelijking 2.29 [17].

$$\tau_\lambda \equiv \frac{c_{pt} T_{04}}{c_{pc} T_{0r}} \quad [17] \quad (2.29)$$

De stuwkracht (F), vergelijking 2.30, en specifieke stuwkracht ($\frac{F}{\dot{m}}$), vergelijking 2.31, kunnen nu worden verkregen.

$$F = \dot{m}(V_7 - V_0) \quad [17] \quad (2.30)$$

$$\frac{F}{\dot{m}} = a_0 \left(\left[\frac{2\tau_r}{\gamma-1} \left(\frac{\tau_\lambda}{\tau_r \tau_c} - 1 \right) (\tau_c - 1) + \frac{\tau_\lambda}{\tau_r \tau_c} M_0^2 \right]^{\frac{1}{2}} - M_0 \right) \quad [17] \quad (2.31)$$

Waar de snelheid van het geluid wordt gevonden in vergelijking 2.32.

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad [17] \quad (2.32)$$

Ten slotte kan het specifieke brandstofverbruik, S worden verkregen met vergelijking 2.33.

$$S = \frac{f}{\dot{m}} \quad [17] \quad (2.33)$$

Analyse van werkelijke componentgedrag

De werkelijke, of niet-ideale cyclusanalyse presenteert de vergelijkingen voor de analyse van de componenten en de prestaties van de motor, waarbij de gassnelheden in de gasgenerator worden genegeerd. De enige snelheden die in aanmerking worden genomen, zijn bij de inlaat, de aanzuiging en het uitlaatmondstuk, de uitlaat. Bovendien worden de componenten als onomkeerbaar beschouwd, maar adiabatisch. Daarom worden isentropische rendementen aangenomen voor de inlaat, compressor, turbine en mondstuk [11].

- Inlaat

Bij de inlaat, wanneer de lucht naar de compressor wordt geleid, is er een vermindering van de totale druk ten opzichte van de vrije stroomdruk. Dit gebeurt door wrijving tijdens de inlaat. Hierdoor stijgt de temperatuur meer dan in het ideale geval, wat wordt beïnvloed door de inlaat efficiëntie, η_i . De vergelijkingen 2.34 en 2.35 hieronder gepresenteerd, berekenen de druk en temperatuur bij de inlaat, waarbij de uittredetemperatuur wordt berekend zoals in de ideale cyclus [11].

$$P_{02} = P_{0r} \left(1 + \eta_i \frac{\gamma_c - 1}{2} M_r^2 \right)^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}} \quad [11] \quad (2.34)$$

$$T_{02} = T_{0r} \left(1 + \frac{\gamma_c - 1}{2} M_r^2 \right) \quad [11] \quad (2.35)$$

De drukverhouding, vergelijking 2.36 is,

$$\pi_i = \frac{P_{02}}{P_{0r}} \quad [11] \quad (2.36)$$

Compressor

In deze trap vindt de compressie plaats in een onomkeerbaar adiabatisch proces. Dus, de associatie met de isentropische efficiëntie van de compressor, η_c [11]. Aangezien dit een daadwerkelijke cyclus is, ondervindt de compressie van de lucht onderweg verliezen door wrijving, turbulentie en vele andere ongunstige factoren, wat zal leiden tot een temperatuurstijging. Deze stijging is gerelateerd aan de compressorefficiëntie, η_c [11]. Dus, de uitgangscondities, druk, vergelijking 2.37, en temperatuur, vergelijking 2.38, bij de compressor uitgang zijn,

$$P_{03} = P_{02} \pi_c \quad [11] \quad (2.37)$$

$$T_{03} = T_{02} \left[1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1}{\eta_c} \right] \quad [11] \quad (2.38)$$

• Brander

Tijdens de verbranding zijn er verliezen als gevolg van gebrekkige verbranding, bijvoorbeeld geleiding, straling, die worden verantwoord door de brander efficiëntie, η_b [11]. Als gevolg hiervan is de druk bij de brander uitgang, vergelijking 2.39, als volgt,

$$P_{04} = P_{03} (1 - \Delta P_{cc} \%) \quad [11] \quad (2.39)$$

De temperatuur van de turbine-uitlaat is vooraf bepaald om de materiaallimieten te respecteren. Daarom kan de brandstof-luchtverhouding, vergelijking 2.40, worden berekend door,

$$f = \frac{c_{pt}T_{04} - c_{pc}T_{03}}{\eta_b FHV - c_{pt}T_{04}} \quad [11] \quad (2.40)$$

- Turbine

Voor dit proces is het beschikbare vermogen van de turbine minder dan in het ideale proces. Daarom is de turbine-efficiëntie gekoppeld aan de expansie, waarbij de uitdrukking voor de drukverhouding van de turbine, vergelijking 2.41, verandert in,

$$\pi_t = \left(1 - \frac{(c_{pc}/c_{pt})T_{02}}{\lambda(1+f)\eta_c\eta_t T_{04}} \left[\left(\frac{P_{03}}{P_{02}} \right)^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right] \right)^{\frac{\gamma_t}{\gamma_t-1}} \quad [11] \quad (2.41)$$

Waarbij, λ staat voor de verhouding tussen het vermogen dat nodig is om de compressor aan te drijven en het beschikbare vermogen dat door de turbine wordt gegenereerd. De waarden van deze parameter variëren van 75% tot 85% [11].

De laatste vergelijking kan worden gekoppeld aan vergelijking 2.42 om de uittredetemperatuur te verkrijgen[11].

$$\frac{P_{05}}{P_{04}} = \left[1 - \frac{1}{\eta_t} \left(1 - \frac{T_{05}}{T_{04}} \right) \right]^{\frac{\gamma_t}{\gamma_t-1}} \quad [11] \quad (2.42)$$

Mondstuk

In deze trap wordt een kritische druk geïntroduceerd om te verifiëren of het mondstuk verstopt is of niet. Daarom wordt de kritische druk verkregen door vergelijking 2.43 [11].

$$\frac{P_{06}}{P_{crit.}} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_n} \left(\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t+1} \right) \right]^{\frac{\gamma_t}{\gamma_t-1}}} \quad [11] \quad (2.43)$$

Als $\frac{P_{06}}{P_{crit.}} > \frac{P_{06}}{P_{0r}}$, is het mondstuk niet verstikt. De uitlaatsnelheid wordt berekend met vergelijking 2.44.

$$V_7 = \sqrt{\frac{2\gamma_t\eta_n RT_{06}}{(\gamma_t-1)} \left[1 - (P_{0r}/P_{06})^{\frac{(\gamma_t-1)}{\gamma_t}} \right]} \quad [11] \quad (2.44)$$

Uit de bovenstaande vergelijking wordt de uitlaatttemperatuur verkregen uit vergelijking 2.45.

$$T_{07} = T_{06} - \frac{V_{07}^2}{2c_{pt}} \quad [11] \quad (2.45)$$

Als $\frac{P_{06}}{P_{crit.}} < \frac{P_{06}}{P_{0r}}$, is het mondstuk verstikt, wat de uitlaatttemperatuurvergelijking, 2.46, verandert in,

$$\frac{T_{06}}{T_{07}} = \frac{\gamma_t + 1}{2} \quad [11] \quad (2.46)$$

De uitlaatsnelheidsvergelijking, 2.47, omzetten naar,

$$V_{07} = \sqrt{\gamma_t R T_{07}} \quad [11] \quad (2.47)$$

Prestatieparameters van straalmotoren

Specifieke stuwkracht, vergelijking 2.48, wordt nu uitgedrukt als,

$$\frac{F}{\dot{m}_a} = [(1 + f)V_{07} - V] + \frac{A_7}{\dot{m}_a}(P_{07} - P_{0r}) \quad [11] \quad (2.48)$$

En, de stuwkracht specifieke brandstofverbruik vergelijking, TSFC vergelijking 2.49, kan worden aangetoond als,

$$TSFC = \frac{\dot{m}_f}{F} \quad [11] \quad (2.49)$$

2.3 Componenten

In deze sectie wordt achtergrondinformatie van elk component gegeven, evenals de verschillende typen en hun functionaliteiten.

2.3.1 Inlaatmondstuk

Het inlaatmondstuk is als een luchtfilter voor de compressor. Met andere woorden, wanneer de lucht naar de compressor wordt geleid, is het inlaatmondstuk verantwoordelijk voor het toewijzen en controleren van de luchtstroom, dat wil zeggen, het leveren van de vereiste hoeveelheid luchtstroom aan de motor. Voordat de luchtstroom soepel de compressor binnenkomt, heeft het inlaatmondstuk zijn taak uitgevoerd door een uniforme, stabiele en hoogwaardige luchtstroom aan de compressor te leveren. De inlaat is indirect verantwoordelijk voor het genereren van stuwkracht en wordt beschouwd als een van de belangrijkste componenten van een turbojet [6].

De ontwikkeling van het inlaatmondstuk is een uitgebreide studie en toepassing van dynamische vloeistofwetten om de luchtstroom te beheersen bij subsonische of supersonische vliegsnelheden. Het onderscheid van het vluchtregime wordt gemaakt volgens het Machgetal, waarin de inlaat opereert. Voor een Machgetal lager dan 1,0 opereert het in een subsonische toestand en, als het Machgetal hoger is dan 1,0, is de vliegsnelheid supersonisch [25]. Het Machgetal wordt getoond in vergelijking 2.50.

$$M = \frac{V}{a} \quad (2.50)$$

Het beschouwen van de luchtstroom die gelijkmatig de compressor binnenkomt als een geïdealiseerde veronderstelling is, omdat in werkelijkheid componenten zoals motorpyloon, vleugel en romp afwijken van het ideale, wat de luchtstroom beïnvloedt en de prestaties van het inlaatmondstuk ondermijnt. Dwarswind en wervel zijn voorbeelden van factoren die de prestaties van de inlaat ondermijnen. In een dwarswindscenario, hoe sterker de wind, hoe risicovoller het wordt, omdat de snelheid bij de rand in die zone de snelheid van het geluid kan overschrijden, waardoor de bladen in gevaar komen door de daaruit voortvloeiende toename van de stroomsnelheid die wordt toegevoegd door de loefzijde van de luchtinlaat. Een voorbeeld van een wervel is de grondwervel.

Ontwerp en Fabricage van een mini-turbojetmotor

Het kan zich ontwikkelen als gevolg van de plaatsing van de motor onder de vleugels die vervolgens door de inlaat wordt opgezogen, wat een negatieve impact kan hebben op de prestaties van de inlaat [6].

Het ontwerp van de inlaat voor een subsonische luchtstroom heeft een goed afgeronde lip, te zien in figuur 2.14, om stromingsscheiding te voorkomen, wat resulteert in een dikkere lip in tegenstelling tot een scherpe lip voor een supersonische luchtstroom. Wat betreft de inlaatdoorsnede, voor subsonische snelheid hebben ze een ronde of elliptische vorm, terwijl voor de supersonische snelheidsinlaten ze een centrale kegel hebben om de stroom drastisch te verminderen tot subsonische snelheden of een rechthoekige vorm inlaat, getoond in figuur 2.15 en 2.16 [26].



Figuur 2.14: Subsonische Inlaat [26]



Figuur 2.15: Asymmetrische Supersonische Inlaat [26]

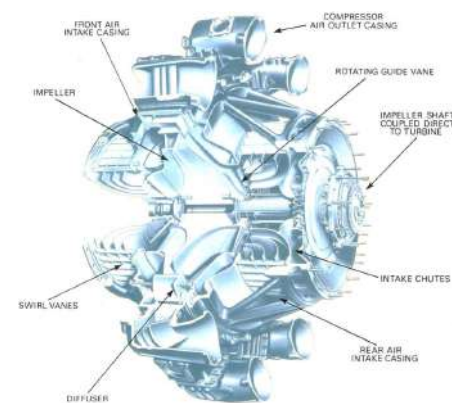


Figuur 2.16: Rechthoekige Supersonische Inlaat [26]

2.3.2 Compressor

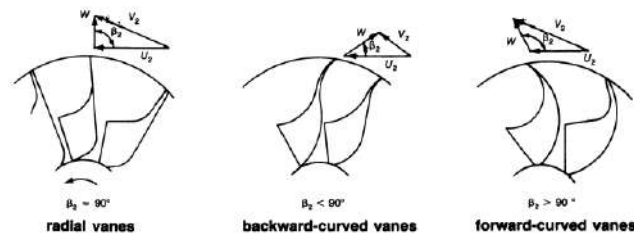
De compressie van de lucht is essentieel voor de gasturbines en de verantwoordelijkheid om dit te waarborgen ligt bij de compressor. Het principe is om mechanische energie, die door de turbine in de vorm van arbeid wordt geleverd, om te zetten in drukenergie. Dus hoe beter de conversie, hoe beter het algehele functioneren van de gasturbine. Om dit te verbeteren, zijn er drie belangrijke parameters die de prestaties van een compressor karakteriseren. De eerste, compressorefficiëntie, geeft het energieverlies tijdens de conversie aan, met andere woorden, het toont de energie die de compressor nodig heeft om de drukenergie te verhogen. De tweede, compressordrukverhouding, is de verhouding van de totale druk bij de compressoruitgang en de compressorinlaat. De derde, luchtstroomtarief, betekent het volume luchtstroom dat de compressor binnen een bepaalde tijdseenheid kan verwerken. Deze drie parameters zijn onderling verbonden en spelen een belangrijke rol in de prestaties van de compressor. Bijvoorbeeld, de compressordrukverhouding is direct verbonden met de stuwkracht, het brandstofverbruik en de motorefficiëntie [6].

2.3.2.1 Centrifugaal



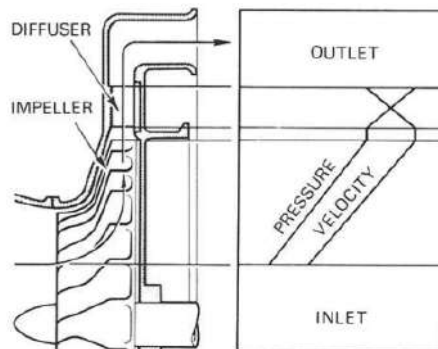
Figuur 2.17: Centrifugaalcompressor [8]

Deze compressor, figuur 2.17, heeft een roterende waaier om de lucht te versnellen en een vaste diffuser, die de vereiste drukverhoging produceert. De waaier draait op hoge snelheid en zuigt continu lucht naar zijn centrum, waardoor een radiale luchtstroom ontstaat die door vinnen naar de tip van de waaier wordt geleid, waardoor de luchtstroom loodrecht op de rotatieas verandert. De werking van de waaier zal de luchtstroom versnellen, waardoor de druk stijgt [8]. Bij de uitgang van de waaier gaat de lucht door een vinloze ruimte, gevolgd door een vinnen diffuser die bestaat uit vinnen die tangent aan de waaier staan en de kinetische energie omzetten in drukenergie [27]. Wanneer de lucht de waaier verlaat, is deze afhankelijk van de configuratie van de waaier die de richting van de luchtstroom zal bepalen. De verschillende soorten waaiers zijn geïllustreerd in figuur 2.18.



Figuur 2.18: Typen waaiers [27]

Wanneer de lucht door de waaier gaat, zijn er veranderingen in druk en snelheid. Deze veranderingen zijn te zien in figuur 2.19, waar een grafiek van druk en snelheid is getekend, die de luchtstroom door de elementen van de compressor beschrijft.



Figuur 2.19: Evolutie van druk en snelheid door het waaier-diffuser systeem [27]

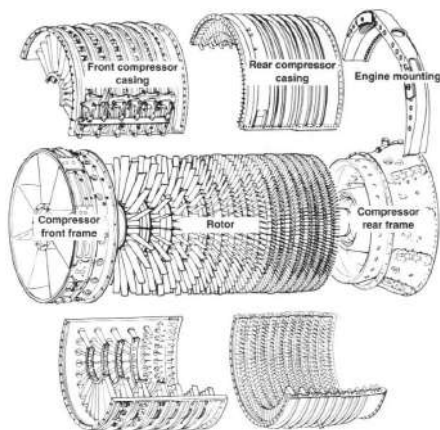
Deze compressor is een keuze voor kleinere gasturbines omdat hij eenvoudiger is, lage productiekosten heeft, hoge stabiliteit, wat betekent een groter werkbereik. Radiale compressoren behalen een hoge drukverhouding, zoals 13:1 in experimentele modi en gemiddeld 5:1 [17]. Een algehele balans van de positieve en negatieve punten over de drie waaiers is te zien in tabel 2.1.

Tabel 2.1: Voordelen en nadelen van de verschillende waaiers [27]

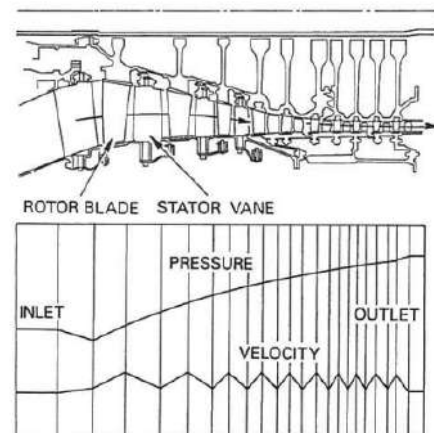
Types of Impellers	Advantages	Disadvantages
<i>Radial vanes</i>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Reasonable compromise between low energy transfer and high absolute outlet velocity 2. No complex bending stress 3. Easy manufacturing 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Surge margin is relatively narrow
<i>Backward-curved vanes</i>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Low-outlet kinetic energy = low-diffuser inlet mach number 2. Surge margin is wide 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Low-energy transfer 2. Complex bending stress 3. Hard manufacturing
<i>Forward-curved vanes</i>	<ol style="list-style-type: none"> 1. High-energy transfer 	<ol style="list-style-type: none"> 1. High-outlet kinetic energy = High-diffuser inlet mach number. 2. Surge margin is less than radial vanes 3. Complex bending stress 4. Hard manufacturing

2.3.2.2 Axiaal

De axiale compressor, figuur 2.20, is het meest gebruikt in motorontwerpen voor de huidige vliegtuigen omdat hij hoge drukverhoudingen en hoge massastromen tegelijkertijd kan leveren, waardoor motoren met hoge stuwkracht kunnen worden gemaakt. Deze compressor bestaat uit verschillende rotoren, verbonden met de centrale as, die de kinetische energie en statische druk verhogen. Elke rotor gaat samen met statoren, die vaste rotoren zijn die de kinetische energie verminderen en daardoor de statische druk verhogen en voorkomen dat de stroom gaat spiralen [28]. Als luchtgeleiders die de werveling verwijderen, doen statorvleugels dit door hun variërende hoek die de stroom van de rotor corrigeert en de stroom in de juiste richting voor de volgende rotor leidt [6]. Door de aanvalshoek te verlagen, verminderen de variabele statoren de neiging tot stallen [17]. De druk en snelheid door de axiale compressor worden gedemonstreerd in figuur 2.21.



Figuur 2.20: Axiale Compressor [6]

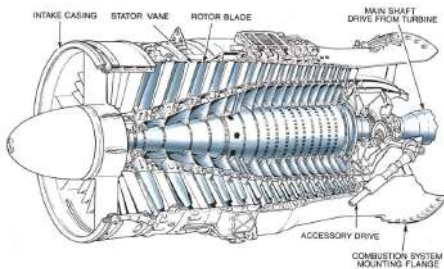


Figuur 2.21: Druk- en snelheidsveranderingen in een axiale compressor [8]

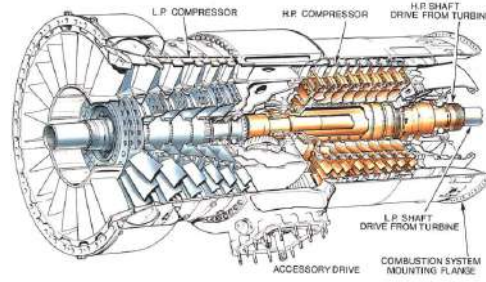
Een rij van een rotor, met een rij statorvleugels, wordt een trap genoemd. Elke trap heeft een lage drukverhoging. De verhoging is klein vanwege de afbuigingshoek van de bladen, en de mate van diffusie moet beperkt worden om te voorkomen dat de lucht loslaat bij de bladen, wat kan leiden tot bladstalling. Om dit effect te onderdrukken, zijn "aflaatkleppen" gecreëerd om een deel van de lucht van de bladen in de tussenliggende rijen en variabele stator vrij te geven. Door zoveel mogelijk te controleren om deze verliezen te voorkomen, kan het lichaam van de compressor worden gebouwd met meerdere trappen, die,

in vergelijking met de centrifugaalcompressor met hetzelfde frontale oppervlak, hogere drukverhoudingen bereikt, wat resulteert in veel meer stuwkracht. Daarom wordt de axiale compressor gekozen voor de meeste vliegtuigmotoren [6]. Andere voordelen zijn de verminderde aerodynamische weerstand door een kleinere dwarsdoorsnede en er is geen noodzaak om de stroom te draaien omdat de luchtstroom in een uniforme richting naar de turbine stroomt [8].

Deze motoren kunnen uit meer dan één spoel bestaan. De spoel is de as die de compressor en turbine verbindt, waarop de laatste draait. Als er slechts één set van compressor en turbine is, wordt het voortstuwingsapparaat geclassificeerd als een enkelspoel, zoals weergegeven in figuur 2.22. Een meerspoel bestaat uit twee of meer rotorassemblages waarbij elke rotor door hun eigen turbine wordt aangedreven [8]. Een voorbeeld van een meerspoel wordt getoond in figuur 2.23.



Figuur 2.22: Enkelspoel axiale compressor [8]



Figuur 2.23: Dubbelspoel axiale compressor [8]

Als de compressor op een optimale snelheid draait, bereikt hij hogere drukverhoudingen. Met hoge drukverhoudingswaarden wordt de brandstofefficiëntie verbeterd, maar er zijn beperkingen. De behuizing neigt uit te zetten en te vervormen, waardoor een zwaardere compressorbehuizing nodig is om trillingsspanningen te ondersteunen [8].

2.3.3 Diffuser

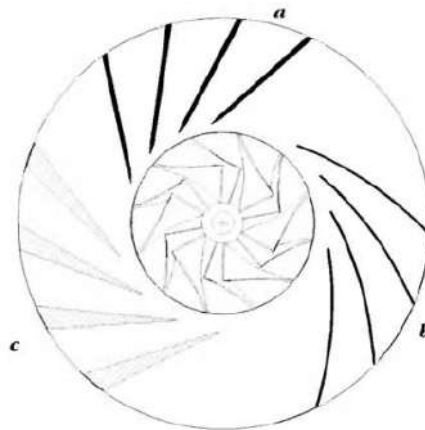
De diffuser of stator is een subcomponent van het compressorsysteem, die de hogesnelheid radiale luchtstroom afkomstig van de waaier naar de verbrandingskamer omleidt, waarbij de resterende snelheidsenergie wordt omgezet in drukenergie [29].

Het diffusersysteem kan worden onderscheiden in twee typen, met of zonder bladen. De bladloze of bladvrije ringvormige ruimte is eenvoudig te produceren en kan efficiënt zijn. Omdat het geen bladen heeft, is de juiste bladhoek geen zorg met als gevolg dat de stroom niet afbreekt. Echter, de bladloze diffuser zou niet de juiste keuze zijn omdat het stromingskanaal zou verbreden, waardoor de mogelijkheid van stroomafbraak toeneemt. Rekening houdend met de wet van Bernoulli blijft de totale energie van de stroom constant, met andere woorden, als de snelheid toeneemt, neemt de druk af. Bovendien, aangezien de relatie tussen de snelheid en de diffuserdiameter, gebaseerd op de vortexwet, constant is, kan worden geconcludeerd dat het verbreden van de stroom niet de gewenste impact op de drukomzetting zou hebben, waardoor de stroom zou kunnen afbreken [29].

De gelamelleerde diffuser kan leidschoepen hebben die gebogen zijn in de richting van de rotatie van de compressor of in de tegenovergestelde richting, of zelfs bladen die breder worden en dikke wiggen vormen die geboord kunnen worden. Laatstgenoemde maakt de bevestiging van bouten mogelijk zonder interferentie in de gasstroom. Deze typen, getoond in figuur 2.24, worden respectievelijk geïdentificeerd als rechte diffuserbladen, voorwaarts gebogen bladen en wigvormige bladdiffuser. Bovendien hebben deze diffusortypen bladen

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

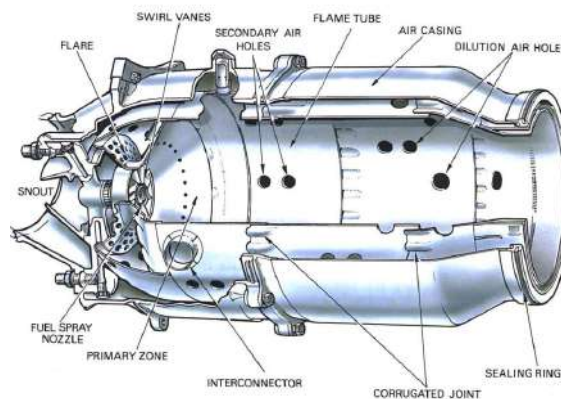
die de draaiende beweging van de gassen tegengaan, waardoor een drukval van het gas wordt vermeden door de resterende spiraalbeweging te elimineren [29].



Figuur 2.24: Diffusortypen [29]

2.3.4 Verbrandingskamer

Het is in de verbrandingskamer, zie figuur 2.25, dat bijna de gehele toename van interne energie plaatsvindt en het is een van de belangrijkste componenten voor de gegenereerde stuwkracht. Het is ontworpen om een efficiënte verbranding te bieden waarbij drukverliezen tot een minimum worden beperkt vanwege de relevante rol die het speelt in de operationele en reikwijdtekosten [17]. Hier wordt de brandstof verbrand na vermenging met de lucht die door de compressor wordt aangezogen, gevolgd door een vrijgave van thermische energie na de verbranding, waarbij de lucht zal uitzetten en zal versnellen door een stroom [6]. Voor de lucht om gelijkmatig



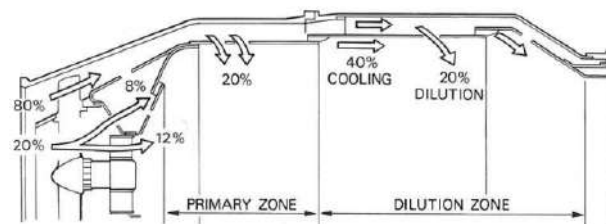
Figuur 2.25: Verbrandingskamer [8]

verwarmd, moet er een temperatuurregeling zijn tijdens de verbranding en geschikt materiaal om extreme temperaturen gedurende het verbrandingsproces te weerstaan. De verbrandingskamer ondersteunt temperatuurverschillen van 650 tot 1150 graden Celsius van voorverwarmde lucht, die de kamer binnenkomt bij 250 tot 550 graden Celsius. Echter, slechts 20 procent van de luchtmassastroom gaat naar de primaire zone (waar de brandstofverbranding plaatsvindt) van de verbrandingskamer, via wervelkleppen om de recirculatie van het hete gas te stimuleren en kleine openingen van de schijf die de wervelgenerator ondersteunt. Deze recirculatie wordt gecreëerd door de wervelkleppen, die behoren tot een geheel onderdeel dat als neus is aangeduid, dat de stroomsnelheid van de lucht verlaagt tot de gewenste waarden om de vlam constant brandend te houden gedurende het gehele bereik van de lopende operatie. Bovendien,

is er ook nog eens 20 procent die door de secundaire luchtgaten gaat, zich bij het hete gas voegt om de temperatuur te verlagen voordat het de turbine [8] bereikt.

In de secundaire luchtgaten gaat de lucht door de externe en interne wanden van de vlammenbuis, naar binnen, nadat de aangrenzende stroom de primaire zone is gepasseerd. Door deze twee stromen te verenigen, ontstaat een recirculatie met lage snelheid, die een toroidale vortex vormt om een gestabiliseerde vlam te bereiken [8].

Bij zulke hoge temperaturen zou het uiterst moeilijk zijn voor een materiaal om te ondersteunen en dezelfde prestaties te behouden, ongeacht hoe hoog de temperatuur is. Daarom is de verbrandingskamer ontworpen om de luchtstroom te sturen, zodat het materiaal en het hete gas kunnen worden gekoeld. Om ongewenste prestaties van de kamer te voorkomen, is er ruimte in de vlammenbuis ontwikkeld, zodat de luchtstroom de wanden van de vlammenbuis koelt en oververhitting voorkomt. Gemiddeld wordt voor koelingsdoeleinden 40 procent van de totale 60 procent lucht gebruikt die niet voor verbranding wordt gebruikt [6]. Vervolgens passeert nog eens 20 procent van de lucht door de secundaire luchtgaten, in de verdunningszone, waardoor de hete gastemperaturen van 1800 tot 2000 graden Celsius worden verlaagd voordat het de turbine bereikt [8]. De luchtverdeling binnen de brander wordt hieronder in figuur 2.26 getoond.



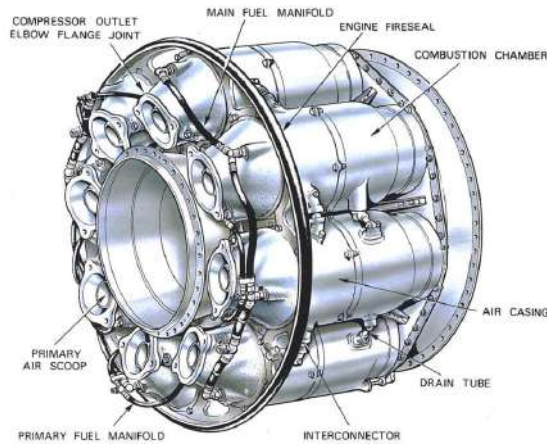
Figuur 2.26: Verdeling van lucht binnen de brander [8]

Soorten verbrandingskamers

- Meerdere verbrandingskamers of blik-type verbrandingskamer

Het heeft meerdere enkele kamers parallel die een cirkel vormen rond de centrale as. De verbranding is gemakkelijk te realiseren, aangezien ontsteking slechts bij een of twee branders nodig is. Door een vlam te creëren die zich van vlammenbuis naar vlammenbuis verspreidt via een verbindingsschakel genaamd interconnector, kunnen de branders bij een gelijkmatige druk werken [6]. Een voorbeeld van deze kamer is te zien in figuur 2.27.

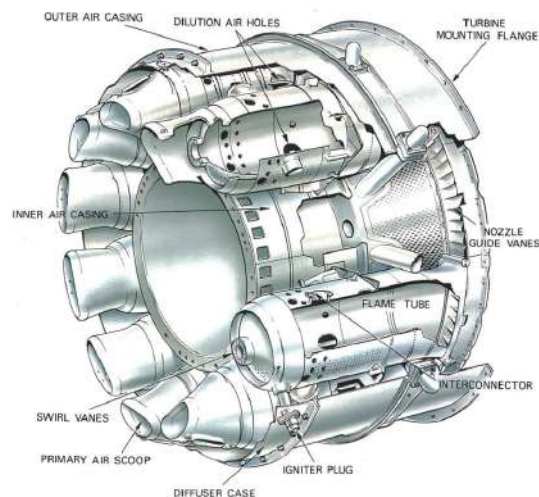
Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor



Figuur 2.27: Meervoudige verbrandingskamer [8]

- Turbo-annulaire of can-annulaire verbrandingskamer

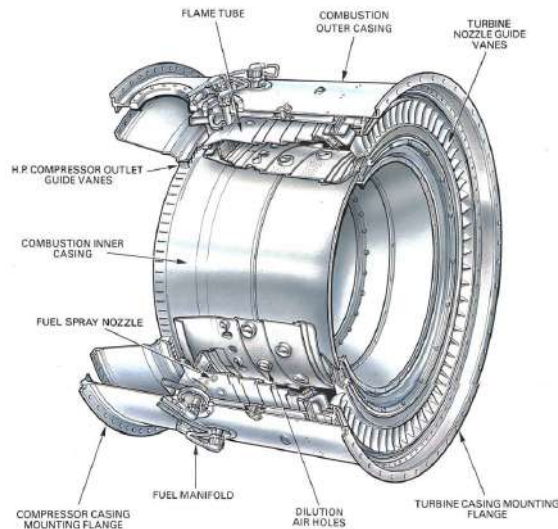
Kwam als een middenweg tussen de can-type en annulaire kamer, waarbij de gebreken van elk werden verbeterd en hun sterkste eigenschappen werden gecombineerd. Deze verbrandingskamer, getoond in figuur 2.28, verschilt van de meerdere verbrandingskamers met een buitenmantel die de verschillende kamers omringt voor secundaire luchttoevoer, waardoor deze mechanisch stabiel wordt dan voorheen. Deze verbetering zorgde voor een efficiënter gebruik van de beschikbare ruimte [6].



Figuur 2.28: Turbo-annulaire verbrandingskamer [8]

- Annulaire verbrandingskamer

Het is een enkele vlammenbuis, getoond in figuur 2.29, in een ringvorm, die de volumetrische ruimte efficiënter benut, waardoor een gelijkmatig verbrandingsproces mogelijk is. Het eenvoudigere ontwerp zorgt voor een gunstige vermindering van het totale gewicht, aangezien de energie die door de branders wordt uitgebreid hetzelfde is, met 25 procent minder lengte. Dit heeft vervolgens invloed op de productiekosten door deze te verlagen [8].



Figuur 2.29: Annulaire verbrandingskamer [8]

2.3.5 Turbine

De turbine is een primair onderdeel van de gasgenerator, die de compressor aandrijft. Het is de prioriteit van zijn functionaliteit om de energie die in het hete gas zit, afkomstig van de verbranding, te onttrekken door de energie te absorberen bij de impact van de gasstroom met de bladen. Het onttrekt de energie wanneer het hete gas, bij hoge temperaturen, de grens van de beschikbare ruimte in de turbine bereikt. Deze cyclus zal herhaaldelijk de rotatie van de turbine bevorderen, met een hoge snelheid. Snel genoeg om de compressor aan te drijven in de vorm van mechanische asvermogen, wat haalbaar is door kinetische energie om te zetten in drukenergie en arbeid [8].

2.3.5.1 Axiaal

De meeste motoren in vliegtuigen hebben axiale stromingsturbines vanwege de hogere massa-inlaat. Dit type turbine wordt gekenmerkt door een set van één stator en één rotor, in de respectieve volgorde. Een stator is een stationair mondstuk met leidschoepen van een vleugelprofiel dat de stroom van de verbrandingskamer naar de turbine aanpast door het stroompad te recht te maken, het gas te versnellen en een straalpijpeffect te creëren, vandaar de naam. Gevolgd door een draaiend wiel dat de kinetische energie gebruikt om beweging te creëren [8].

Om de energie-extractie succesvol te laten zijn, induceren de turbinebladen een werveling in de gasstroom om een uniforme werking over de lengte van de bladen te verkrijgen. Het ontwerp van de bladen zal invloed hebben op de stroom die uit de turbine wordt uitgestoten, waardoor deze meer axiale stroming krijgt voordat deze in het uitlaatsysteem terechtkomt [6].

Om een efficiënte turbine te zijn, moeten het ontwerp en de ontwikkeling voldoen aan de specificaties van de motor. Een belangrijke specificatie is de vermogensvraag, die het aantal trappen in een turbine zal beïnvloeden. Het aantal trappen dat moet worden toegevoegd, hangt echter niet alleen af van de vermogensvraag, maar ook van de rotatiesnelheid, de maximaal toegestane turbinendiameter en het aantal compressorspoelen. Bijvoorbeeld, motoren met een hoge compressieverhouding hebben meestal twee assen om de lage- en hogedrukcompressor aan te drijven [6].

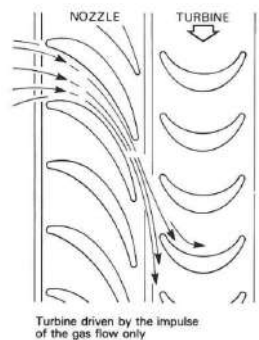
Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

De rotatiebeweging veroorzaakt spanning in de turbineschijf die toeneemt met het kwadraat van de snelheid [8].

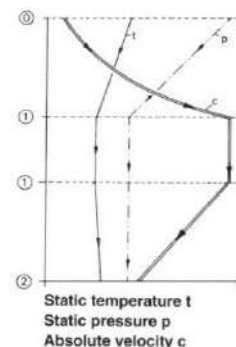
Nieuwe materialen en koelingstechnieken werden ontwikkeld om de hoge temperaturen en drukken te ondersteunen. Een materiaal dat over het algemeen wordt gebruikt bij bladsnelheden, is de nikkelgebaseerde superlegeringen vanwege hun hoge kruipweerstand en sterkte bij hoge temperaturen [30]. Desondanks worden er inspanningen geleverd om verliezen in elk onderdeel en de werking van de turbine te voorkomen en te beheersen. Het is echter uiterst moeilijk om verliezen zoals wrijving, stromingsomleiding of tipspeling te voorkomen [6].

De manier waarop een turbine energie omzet, bepaalt het type ervan, door het te onderscheiden in drie typen: impuls, reactie en impuls-reactie.

De impulsturbine, getoond in figuur 2.30, is vergelijkbaar met een waterrad dat energie uit de gasstroom haalt door de impact van het gas op de turbinebladen. Het gas stroomt langs de straalpijpgeleidingsvinnen en verlaat met een hogere snelheid, waardoor de druk en temperatuur afnemen. In het rotorstadium zal de versnelde stroom de rotorbladen raken, waardoor de snelheid afneemt door de energieoverdracht van het gas naar de bladen. Deze impulsuitwisseling zal resulteren in de rotatie van het wiel[6].



Figuur 2.30: Impulsturbine [8]



Figuur 2.31: Eigenschappen variatie doorheen [8]

Bij het observeren van figuur 2.31 zijn er drie onderscheidende fasen. Wanneer het gas de straalpijpgeleidingsschotten binnenkomt, komt het overeen met fase nul tot één en ondergaat het een druk- en temperatuurdaling met een snelheidsverhoging. Vervolgens, gedurende fase één, wanneer het gas de straalpijpgeleidingsschotten verlaat en de rotorbladen bereikt, blijven temperatuur, druk en snelheid constant. Het gaat dan naar het pad van de rotorbladen, fase één tot twee, waar energie in de vorm van arbeid wordt onttrokken, waardoor de snelheid van de gasstroom afneemt. Er kan een lichte temperatuurstijging worden waargenomen als gevolg van wrijving [8].

De reactieturbine verschilt niet veel van de impulsturbine. Het verschil zit in de rotorbladen. Met andere woorden, het pad van de rotorbladen creëert, door het ontwerp van het blad, een straalpijpeffect, waardoor de gasstroom meer versnelt. Vanwege het ontwerp wordt er naast het gegenereerde momentum door de impact van het gas op de bladen ook een aerodynamische kracht gegenereerd, waardoor de rotor gaat draaien [8].

De vernauwing in de dwarsdoorsneden van het stromingspad veroorzaakt het eerder uitgelegde straalpijpeffect. Bovendien is er een iets geringere vermindering van temperatuur en druk dan in de impulsturbine.

2.3.5.2 Radiaal

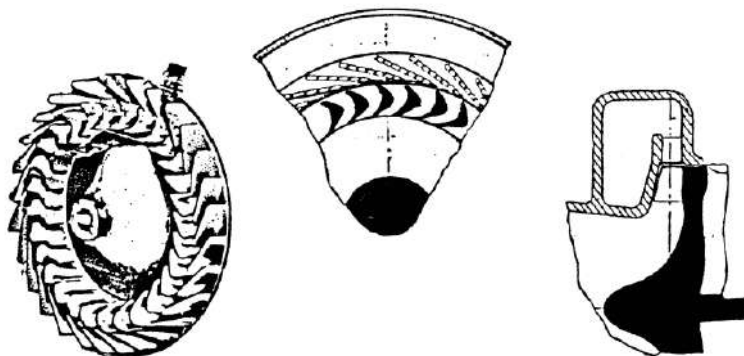
Vanaf het eerste gebruik in een straalmotorvlucht, aan het eind van 1930, tot het gebruik van turbo's, wordt de radiaal-instromende turbine voor verschillende doeleinden gebruikt, bijvoorbeeld als gasliquefactie-expander in de petrochemische industrie, kleine gasturbines die stroom leveren aan helikopters of als generatoren [27].

Een radiale turbine biedt een groot voordeel voor werkproductie. Dit type turbine levert meer vermogen dan twee of meer trappen van een axiaal-stroomturbine. Bovendien zijn de fabricagekosten lager dan die van een enkele of meertraps axiale turbine. Echter, qua efficiëntie verliest dit type turbine van de axiale variant, wat de belangrijkste reden is waarom de axiale variant meestal wordt toegepast in vliegtuigmotoren [27].

De radiaal-instromende turbine is onderverdeeld in twee typen:

- Vrijdragende radiale-inlaat turbine

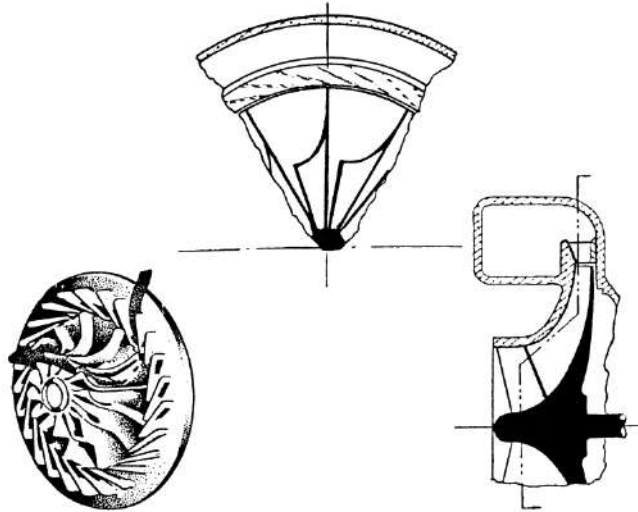
Deze turbine, te zien in figuur 2.32, lijkt op een lage-reactie of impulsturbine omdat er geen versnelling van de stroom door de turbine plaatsvindt. Het kenmerkt zich door het niet gebruiken van radiale inlaathoeken en het hebben van tweedimensionale vrijdragende bladen. Lage efficiëntiewaarden en fabricagecomplicaties zijn de reden voor hun zeldzame gebruik [27].



Figuur 2.32: Vrijdragende radiaal-instromende turbine [27]

- Gemengde-stroom radiaal-instromende turbine

Deze turbine, getoond in figuur 2.33, bestaat ten eerste uit een spiraal die de stroom vanuit een enkele leiding verzamelt naar mondstukbladen die vaak worden gebruikt als mondstukken zonder schoepen, zoals in turbo's waar de efficiëntie niet van belang is vanwege de overtollige energie in de uitlaatgassen. Met een schoepontwerp wordt de stroom door de bladen geleid en versneld. Deze bladen zijn samengevoegd in de naaf of de schijf, waardoor een kracht loodrecht op de stroomlijn ontstaat. Wanneer de stroom het gebogen eindgedeelte van de bladen of exducer bereikt, wordt een deel van de tangentiële snelheidskracht verwijderd. Uiteindelijk bereikt de stroom de uitlaatdiffuser, waar de hoge absolute snelheid van de exducer wordt omgezet in statische druk [27].



Figuur 2.33: Gemengde radiale-inlaat turbine [27]

2.3.6 Uitlaatmondstuk

Het laatste onderdeel van een turbojet is verantwoordelijk voor de generatie van stuwkracht, waardoor de turbojet zich onderscheidt van een gasgenerator, zoals eerder vermeld. De methode om stuwkracht te produceren bestaat uit het omzetten van de resterende enthalpie in uitlaatsnelheid [29].

Het mondstuk wordt ontwikkeld volgens de vereiste prestaties en neemt verschillende vormen aan. Wat betreft het ontwerp worden drie typen onderscheiden:

- Convergerend mondstuk

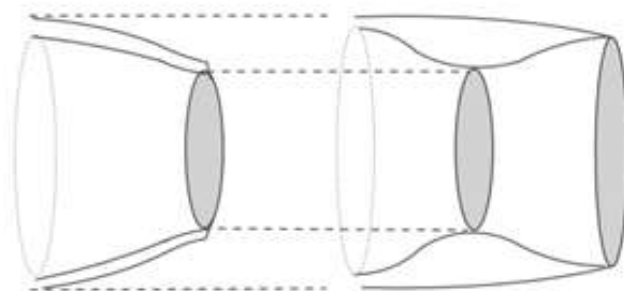
De dwarsdoorsnede van het kanaal neemt af langs de stroomlijnrichting die eindigt met een kleinere dwarsdoorsnede, waardoor de stroom versnelt. De versnelling vindt plaats door een hogere druk bij de straalspijp ingang dan de omgevingsdruk, waardoor de stroom wordt afgevoerd totdat deze de omgevingsdruk bereikt, waar het gas volledig zal uitzetten. Als dit mondstuk bij sonische snelheid afvoert, waarbij de massastroom maximaal is, wordt het mondstuk als verstikt beschouwd. Het wordt voornamelijk toegepast in hoog-subsonische commerciële en militaire vliegtuigen [6].

- Divergerend mondstuk

De dwarsdoorsnede neemt toe en bereikt zijn maximale grootte bij de uitlaat. Dit zorgt ervoor dat de vloeistofstroom zich over het mondstuk verspreidt, waardoor de stroming vertraagt [31].

- Convergerende-Divergerende Nozzle

Gekenmerkt door een variërende doorsnede. Aan het voorste deel neemt de doorsnede af, gevolgd door een verdere toename van de doorsnede. Het beheersen van het convergerende en divergerende deel maakt het mondstuk van variabele geometrie, dat vaak wordt gebruikt om meer stuwkracht toe te voegen [6]. Figuur 2.34 is een schets van het convergerende en divergerende mondstuk.



Figuur 2.34: Convergerende-Divergerende Nozzle

2.3.7 Brandstofsysteem

2.3.7.1

Brandstoffen

Het selecteren van de juiste brandstof voor een kleine turbojetmotor hangt af van de maximaal beschikbare energie per kilogram brandstof [10]. De brandstoffen met een hoge specifieke verbrandingswarmte zijn onder andere benzine, kerosine, diesel, JP1 tot JP8, die verschillende soorten straalbenzine zijn, propaan en butaangas. Indien mogelijk zijn het gebruik van straalbenzine type vier kerosine en benzine de beste opties voor het verbrandingsproces. De zware aanwezigheid van vluchtige koolwaterstoffen in deze twee brandstoffen maakt ze favoriet [29]. Dieselbrandstof, die vergelijkbaar is met kerosine, heeft echter een hoge energiedichtheid, waardoor het de voorkeur heeft omdat het gemakkelijk verkrijgbaar is, aangezien het bij elk tankstation te vinden is [10]. Bovendien heeft een dieseldamp-luchtmengsel een lagere ontbrandingstemperatuur, ongeveer 300 graden Celsius, dan een benzinedamp-luchtmengsel dat een temperatuur boven de 600 graden Celsius nodig heeft om te ontbranden [10].

De meest geschikte brandstoffen voor kleine turbojetmotoren zijn de gasvormige brandstoffen, met name propaan of butaan. Naast deze gassen kan het gebruik van methanol worden overwogen, hoewel de lage energiedichtheid nadelig is voor de selectie ervan. De brandstofpomp voor dit type brandstof is overbodig aangezien het onder druk staande gas spontaan door de motor stroomt [29]. Van de genoemde gasvormige brandstoffen wordt propaan als geschikter beschouwd voor statische tests of ontwikkelingswerk [10]. Ondanks de voordelen vereist dit gas een drukvat met tweemaal het volume voor dezelfde massa dieselbrandstof, vanwege de lage energiedichtheid [10]. De verschillen tussen de besproken brandstoffen kunnen worden onderscheiden in de getoonde tabel, tabel 2.2.

Tabel 2.2: Brandstoffen [29]

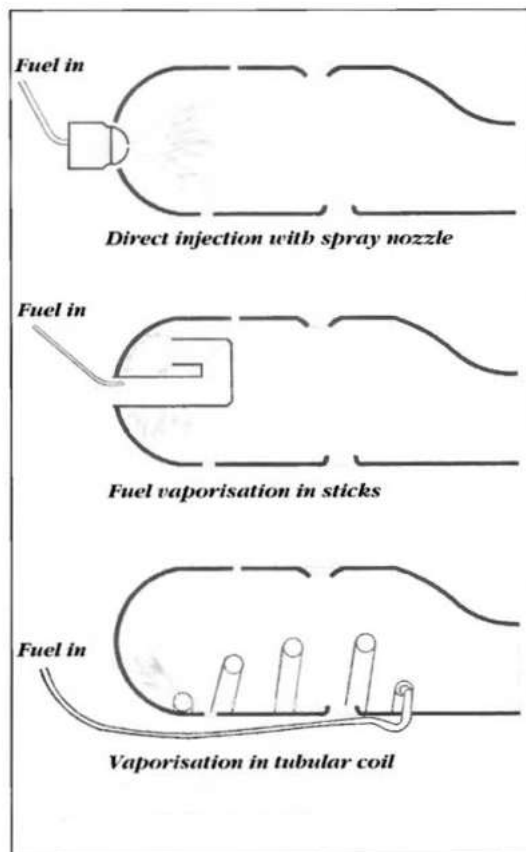
SPECIFICATION OF POSSIBLE MODEL JET ENGINE FUELS						
	Diesel	Petrol	JP1/Jet A	JP4	Propane	Methanol
Density [kg/l]	0.85	0.76	0.804	0.76	0.5 ⁽¹⁾	0.79
H _{hi} [MJ/kg]	42.8	42.5	43.3	>42.6	46.3	19.5
Boiling Range (°C)	190-334	80-130	160-260	60-240	-42	65
Fuel tank Capacity (ml)	880	990	920	990	1,380	2,080
(5 Minutes, 30 N Thrust) ⁽²⁾						
Flammability/Fire Hazard	Low	High	Low	High	Very High	High
Price (€/l)	0.8	1.05	1.2	?	0.7	0.6

(1) Liquid Under Pressure
(2) Sufficient for 5 minutes of powered flight at a thrust of 30 Newtons. (Specific Consumption = 0.3 kg/N/h)

2.3.7.2 Brandstofinjectiemodi

Het mengsel van lucht en brandstof kan worden uitgevoerd door brandstofverneveling of verdamping. De eerste is een veelgebruikte techniek in volwaardige vliegtuigen, waarbij de kwaliteit van de verbranding sterk afhankelijk is van de druppelgrootte van de vernevelde brandstof. De complexiteit van deze techniek weegt zwaarder dan de voordelen voor injectie in kleine motoren [29].

De verdamping van brandstof bestaat uit kleine buisjes, bekend als verdampers, waar de voorverwarmde gas doorheen stroomt, waardoor een deel van de brandstof verdampt voordat het de primaire zone bereikt. De brandstof wordt door dunne buisjes geduwd, waarbij elk is verbonden met een enkele gebogen buis. Het voordeel van dit systeem is dat de brandstof zich met lucht mengt voordat het de verbrandingszone binnengaat. Helaas kan de effectiviteit van deze methode alleen worden bevestigd door systematische experimenten, bijvoorbeeld als de verdamper te ver wordt uitgerekt, neigt de temperatuur te stijgen [29]. De soorten brandstofinjectie zijn te zien in figuur 2.35.

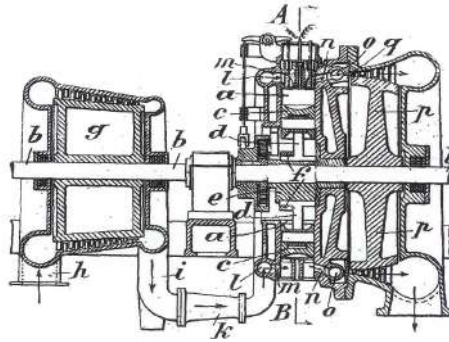


Figuur 2.35: Brandstofinjectiemodi [29]

2.4 Basisprincipes van de turbolader

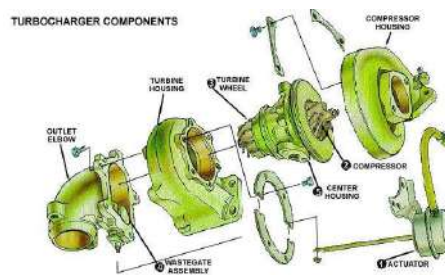
Het allereerste begin van de turbolader is in 1885 toen Gottlieb Daimler het mechanische proces van voorcompressie van de lucht die de motor binnenkomt creëerde en patenteerde. Hoewel de beschouwde uitvinder van de turbolader een Zwitserse ingenieur was, Alfred Büchi, die zijn uitvinding in 1915 patenteerde, zoals getoond in figuur 2.36 [32].

This apparaat bestaat uit een compressor en een turbine die verbonden zijn door een gemeenschappelijke as, waardoor de e



Figuur 2.36: Turbocompressor, Alfred Büchi's Patent [32]

aanvoer van lucht naar de verbrandingskamer van een verbrandingsmotor wordt geforceerd. De componenten van de turbocompressor zijn geïllustreerd in figuur 2.37.



Figuur 2.37: Turbocompressorcomponenten

De turbine gebruikt de uitlaatgassen van de motor om het nodige werk te leveren, aangedreven door de as, zodat de compressor begint te draaien. De compressor perst de lucht samen en levert deze aan de verbrandingskamer. In de verbrandingskamer is er een toename in de stroom van het brandstof-luchtmengsel, aangezien de hoeveelheid brandstof evenredig is aan het overschot aan lucht [33].

Met meer verbrande brandstof neemt het vermogen toe, net als de motorefficiëntie van de verbrandingsmotor. Deze cyclus wordt gedemonstreerd in figuur 2.38. Deze resultaten werden voor het eerst ontdekt door Alfred Büchi in zijn eerste en succesvolle toepassing, waarbij een vermogensverhoging van meer dan 40 procent werd verkregen [32]. Deze toename, zowel in vermogen als in efficiëntie, maakte de turbocompressor tot een apparaat dat veel wordt gebruikt in voertuigen.



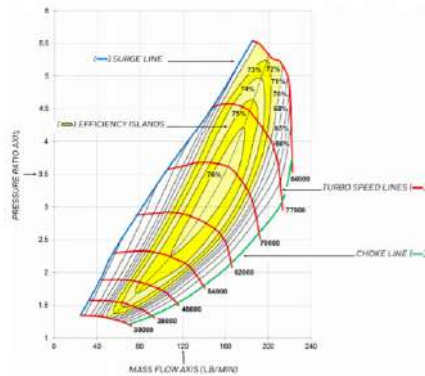
Figuur 2.38: Turbocompressorwerk [35]

De ontwikkeling van een turbocompressor omvat het ontwerp van compressor- en turbinebladen evenals hun behuizingen. De ontwerpen van de bladen worden geanalyseerd in CFD, computationele vloeistofdynamica, om te weten hoe de lucht stroomt. Wat betreft het ontwerp van de behuizingen, moet de opening tussen de rotor klein genoeg zijn zodat de rotor de luchtstroom kan geleiden. Zo niet, dan bestaat de mogelijkheid dat de stroom wegglijpt.

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

tussen de rotor rand en de behuizing [33].

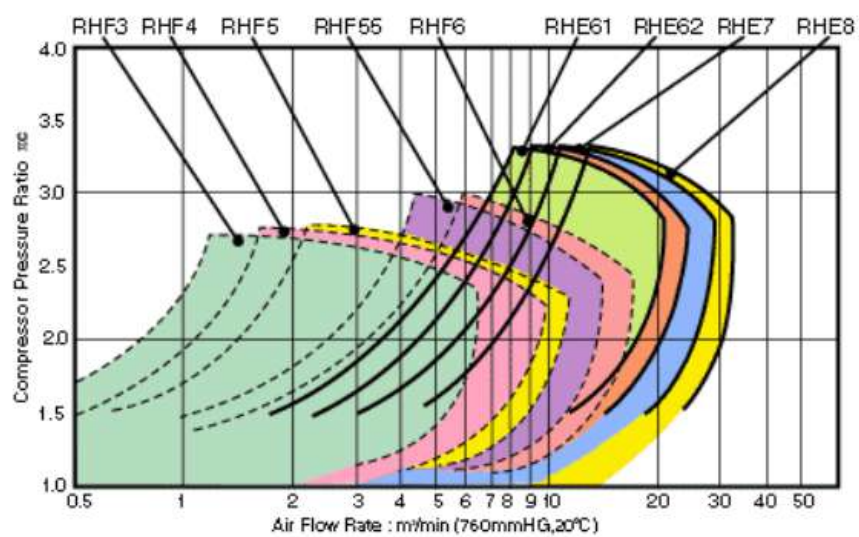
Over het algemeen, als er meer informatie nodig is over een specifieke turbocompressor, heeft de fabrikant een diagram dat de prestaties van de compressor van de turbo beschrijft, waarin de drukverhouding, massastroom, turbosnelheid en efficiëntiegebieden zijn opgenomen. Het diagram, aangeduid als compressorkaart, geeft belangrijke details, waardoor men kan weten wat het luchtstroomtarief zou zijn voor, specifiek, deze compressor, bij een gegeven drukverhouding. Figuur 2.39 wordt gepresenteerd, waarbij de verschillende prestatiekenmerken in het diagram worden herkend. Hieronder volgt een korte uitleg van de waargenomen kenmerken [34].



Figuur 2.39: Voorbeeld van een Compressorkaart[34]

- Drukverhouding: verhouding van absolute uitlaatdruk tot absolute inlaatdruk [34].
- Massastroom: massa lucht die gedurende een bepaalde periode door de compressor stroomt[34].
- Surglijn: volgt de lijn die een stabiele werking onderscheidt, te vinden aan de rechterkant van de lijn, van een instabiele stromingsregio die kan leiden tot een plotselinge, turbo-uitval, veroorzaakt door grote stuwkrachtbelasting [34].
- Chokelijn: is de lijn die de maximale massastroom scheidt die de compressor kan verwerken, aan de linkerkant van de lijn, van het onvermogen van de compressor om de stroom te verwerken vanwege sonische snelheden die worden bereikt, bij de rotor, inlaat door de stroom, waardoor de toename van de stroom wordt belemmerd [34].
- Rendementseilanden: concentrische gebieden op de compressorkaart die overeenkomen met de compressorefficiëntie, gedifferentieerd door de grootte van de gebieden. Hoe kleiner het gebied, hoe hoger de efficiëntie [34].

De compressorkaart die voor deze scriptie is verkregen, is geïllustreerd in figuur 2.40, hoewel het niet de echte grafiek van de compressorprestaties is, wat het moeilijk maakte om een exacte massastroom voor een gegeven drukverhouding te verkrijgen. De grafiek vertegenwoordigt de compressorkaart van het turbomodel, RHB31 VZ21, vergelijkbaar met de turbo IHI RHF3 [36].



Figuur 2.40: RHB31VZ21 Compressorkaart [36]

Hoofdstuk 3

Methodologie

Dit hoofdstuk beschrijft hoe het ontwerp- en productieproces van elk onderdeel van de mini-turbojet is uitgevoerd. Elk onderdeel van de motor is ontworpen, waarbij wordt uitgelegd hoe de afmetingen voor het ontwerp zijn verkregen en welke materialen voor elk onderdeel zijn gebruikt. Het tweede deel beschrijft het gekozen productieproces. Een stroomdiagram van de methodologie wordt gepresenteerd in figuur 3.9, te vinden aan het einde van hoofdstuk 3.

3.1 Dimensioneringsproces

3.1.1 Compressor

Het startpunt voor de dimensionering van deze motor ligt bij de Compressor. De Compressor die voor dit experimentele project is gekozen, is van het bedrijf IHI, het model RHB31 VZ21.

Uit de literatuur blijkt dat de Compressors die in soortgelijke projecten worden gebruikt, zoals de Kamps Turbojet of de WPI Turbojet, centrifugaal zijn vanwege hun hogere compressieverhouding en efficiëntie. Bovendien is de turbo of de compressor/turbine set gemakkelijk online verkrijgbaar en kan deze tegen relatief lage kosten worden aangeschaft, vergeleken met andere turbo's. Aangezien deze al was aangeschaft, werd deze Compressor gebruikt om deze scriptie te ontwikkelen.

Het ontwerp van de Compressor moet met de exacte maten worden uitgevoerd om nauwkeurig te zijn. Om dit te doen, werden de turbo producenten benaderd. Het was echter niet mogelijk voor hen om deze afmetingen te geven, aangezien dit vertrouwelijke informatie is. De informatie door onderzoek naar de Compressorkaart werd gevonden in het ECOTRON technische specificaties document [36], getoond in figuur 2.40.

De basisafmetingen zoals, basisdikte, waaier/schoep hoogte, en, waaier inlaat/uitlaat diameter werden gemeten met behulp van een schuifmaat. Desalniettemin was alleen de waaier uitlaatdiameter nodig.

Volgens Kamps kan een model van een Turbojet worden geproduceerd met behulp van zijn Turbojet-afmetingen met een schaalfactor, verkregen uit een verhouding tussen de compressor diameter, 36,6 millimeter, en de compressor diameter van Kamps, 66 millimeter [29] met een waarde van, ongeveer, 0,55. Uit deze waarde werden de geschatte afmetingen van de motoronderdelen verkregen.

3.1.2 Inlaatflens

Dit stuk is de afdekking van de motor aan de compressorzijde die de diffuser aan de buitenmantel bevestigt. Het is ontworpen op basis van het Worcester Polytechnic Institute-project [37], , waarbij de afmetingen zijn aangepast aan het compressoromhulsel en de buitenmantel van deze motor, zodat het ontwerp met een zeer kleine speling in de buitenmantel past. Bovendien zijn de boutgaten

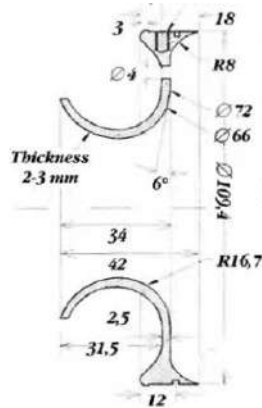
uitgelijnd met de gaten van de diffuser en de buitenmantel, voor een betere koppeling van beide componenten.

Het aluminium was het materiaal dat werd gekozen voor de fabricage van dit onderdeel. Het is echter niet mogelijk om het type metaal te specificeren, omdat dit materiaal afkomstig was van een reserve motorblok.

3.1.3 Compressoromhulsel

Dit onderdeel werd ontworpen volgens de diameter van de diffuser schoepen, om te voorkomen dat de omhulsel te groot zou worden en de schroefgaten uitgelijnd zouden zijn met de gaten van de diffuser schoepen. Vervolgens werd overgegaan naar het deel dat de compressor herbergt. De opening van de inlaat rondom de compressor mag niet groter zijn dan 0,3 millimeter om aanvaardbare efficiënties te bereiken [29].

Om echter te slagen in het ontwerp van de compressoromhulsel met inachtneming van de tolerantie, had er een 3D-scan van de compressor moeten worden gemaakt om de kromming van de roterende compressor te kunnen bepalen. Aangezien het niet mogelijk was om een 3D-scan te verkrijgen, werd de omhulsel ontworpen door cirkels te maken van de exducer en inducer diameter van de compressor. In figuur 3.1 is het startpunt voor dit ontwerp te vinden.



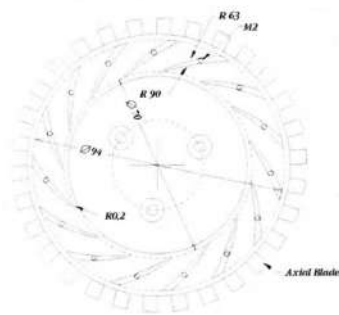
Figuur 3.1: compressoromhulsel [29]

In de bestudeerde literatuur wordt aluminium aanbevolen als materiaal voor dit onderdeel. Daarom is besloten om dit materiaal te gebruiken. Helaas is het niet mogelijk om de specificatie van het aluminiumtype te achterhalen, aangezien het ook afkomstig is van een reserve motorblok.

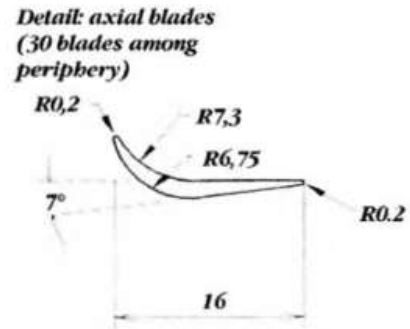
3.1.4 Diffuser

Het lastigste en meest uitdagende onderdeel om te ontwerpen was de diffuser. De eerste stap was het kiezen van de diffuserstijl: zonder bladen of met bladen, en als het met bladen is, kiezen tussen rechte, voorwaarts gebogen of wigvormige bladen. Uit de voorbeelden in de literatuur is gekozen om een wigvormige bladdiffuser te ontwerpen, rekening houdend met de bevestigingsbouten, die ervoor zorgen dat de compressoromhulsel aan de diffuser blijft vastzitten en lekkage van de gasstroom voorkomt [29].

Eerst werd de diffuser gedimensioneerd afhankelijk van de diffuser van Kamps. Het boek van Thomas Kamps,[29] geeft de afmetingen van de diffuser aan en bevat het axiale bladprofiel, weergegeven in figuur 3.2 en 3.3.



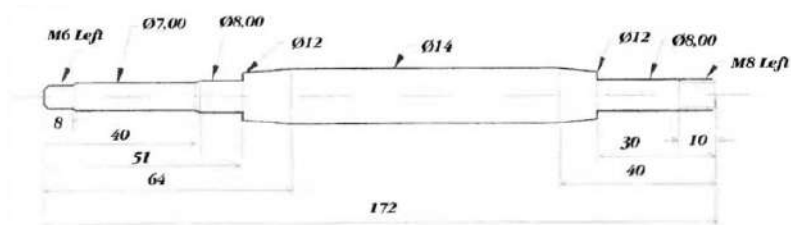
Figuur 3.2: Diffuser [29]



Figuur 3.3: Diffuser bladenprofiel[29]

3.1.5 As en Ashuis

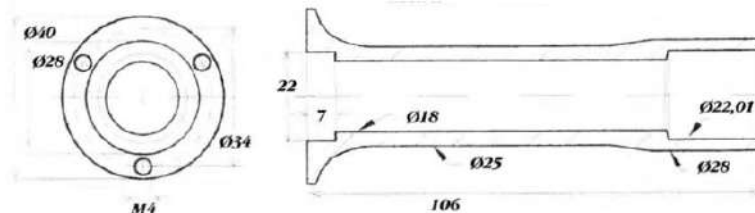
Bij het bekijken van mini-turbojet asontwerpen zoals de KJ66, AMT Olympus of de motor van Kamps, werd geconstateerd dat de ontwerpen relatief gelijk waren. Daarom werd de as gedimensioneerd door de afmetingen van de as van Kamps, beschreven in figuur 3.4, te verkleinen.



Figuur 3.4: As [29]

De as herbergt twee lagers, die zich bevinden op de lagerzittingen, waardoor het lager aan beide zijden van de as wordt gepositioneerd. De stappen zijn voor een strakke passing van de lagers om verplaatsing te voorkomen. Voor de productie van deze as werd besloten om een roestvrij stalen staaf als materiaal te gebruiken voor verdere bewerking.

Het ashuis is ontworpen, net als de as, om de as met de twee lagers binnenin te houden en de diffuser te koppelen, die met bouten aan de behuizing is bevestigd, samen met de statorbehuizing, die ook met bouten aan de behuizing zal worden bevestigd. Ondanks de verscheidenheid aan ontwerpen voor ashulzen, zou het bepaalde ontwerp eenvoudig en recht zijn, met een verbreding aan beide uiteinden van de behuizing om ruimte te bieden voor de bouten om de diffuser en statorbehuizing te bevestigen. De dimensionering werd uitgevoerd door de afmetingen van de ashuis aan te passen aan onze schaal, zoals weergegeven in figuur 3.5.

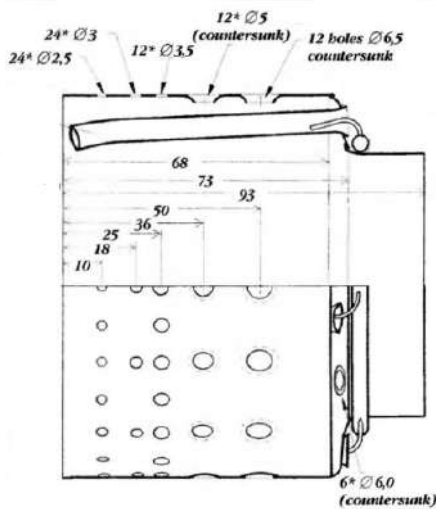


Figuur 3.5: Ashuis [29]

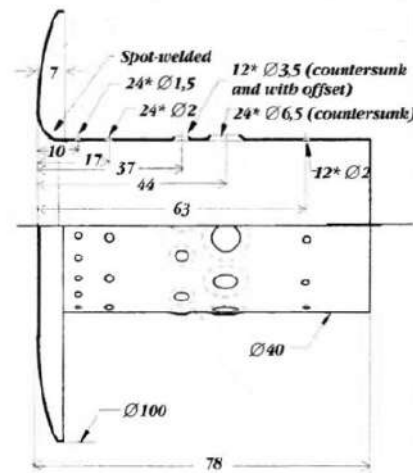
Het aluminium is het materiaal waaruit het ashuis is opgebouwd, maar het type is niet te bepalen aangezien het afkomstig is van een reserve motorblok.

3.1.6 Verbrandingskamer

Het ontwerp voor de verbrandingskamer dat als optimaal werd beschouwd, was een ringvormige kamer. In overeenstemming met de geraadpleegde literatuur leek dit de beste keuze vanwege het eenvoudige ontwerp en de praktische toepasbaarheid, met andere woorden, het zou het productieproces vergemakkelijken in tegenstelling tot de andere typen. Bovendien is het ontwerp van de verbrandingskamer over het algemeen gebaseerd op empirische gegevens en, aangezien het doel niet is om een ontwerp te verbeteren, was de keuze voor een verbrandingskamer die zijn rol succesvol heeft vervuld, de verstandigste keuze. Daarom werd besloten om het te ontwerpen op basis van de verbrandingskamer van Kamps, waarbij de grootte en gaten voor deze verbrandingskamer werden aangepast. Het bestaat uit een roestvrijstalen plaat van 0,5 mm dikte, gevormd tot een buis met de gewenste diameter en een reeks gaten van verschillende diameters. Figuur 3.6 en 3.7 hieronder tonen het ontwerp van de verbrandingskamer waarop werd vertrouwd [29]. De verbrandingskamer



Figuur 3.6: Buitenste vlammenbuis [29]



Figuur 3.7: Binnenste vlammenbuis[29]

heeft twee buizen, een kleinere buis die binnen in de grotere gaat. De diameters van de gaten en de afstand tussen de gaten zijn verkleind tot een geschikte grootte en afstand, met betrekking tot deze mini-turbojet.

3.1.7 Brandstofverdeler

De brandstofverdeler, zoals de naam al aangeeft, verspreidt de brandstof naar de verdampersbuis van de verbrandingskamer. Bij de waargenomen kleine gasturbines is het ontwerp vrijwel hetzelfde. Daarom werd er een injecterring ontworpen met een geschikte diameter voor de ontworpen verbrandingskamer. De injecterring is aan de binnenkant van de verbrandingskamer aan de turbinezijde geplaatst en heeft verschillende injectoren die overeenkomen met elke verdampersbuis. De brandstof komt van een externe bron die is verbonden met een buis die de buitenmantel kruist naar de verbrandingskamer, waar deze ook is verbonden met de injecterring. De brandstofverdeler is gemaakt van een roestvrij stalen buis met een diameter van 3 millimeter [29].

3.1.8 Leidvinnenstelsel

De leidschoepen of stator, bevestigd aan de behuizing, leiden de stroom naar de turbine. De behuizing, naast het vasthouden van de leidschoepen, is ontworpen om de benodigde ruimte te bieden voor de turbine om te roteren, waarbij de afstand tussen de twee componenten constant blijft, zodat de efficiëntie niet

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

wordt beïnvloed. De meeste ontwerpen van het straalpijpgeleidingsschottenstelsel waren gemaakt voor axiale turbines. Echter, het straalpijpgeleidingsschottenstelsel was ontworpen op basis van andere ontwerpen met gebruik van een radiale turbine[38].

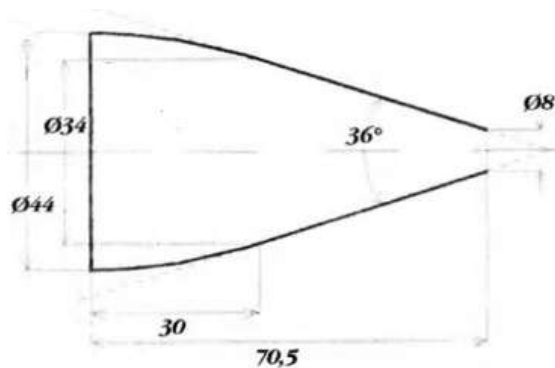
De dimensionering werd bedacht in overeenstemming met de componenten die door het ontwerp worden beïnvloed, zoals de verbrandingskamer, brandstofverdeler en het ashuls. Het idee was om de buitenste vlammenbuis te laten aansluiten op de straalpijpgeleidingsschotten, waarbij de brandstofverdeler zou worden bevestigd in een flens aan de binnenste vlammenbuis.

3.1.9 Turbine

De turbine, net als de compressor, werd gehaald uit de RHB31 VZ21 turbo.

3.1.10 Uitlaatmondstuk

Dit component is verantwoordelijk voor de generatie van stuwkracht. Hoewel deze scriptie niet als primair doel heeft de optimalisatie van de gegenereerde stuwkracht, maar eerder het ontwerp en de fabricage van een zelfvoorzienende kleine gasturbine. Het mondstukontwerp is een eenvoudig, convergerend mondstuk dat een eenvoudige constructie garandeert en is ontworpen op basis van de dimensionering van dit component, dat gebaseerd was op de literatuurstudie. Figuur 3.8 toont de afmetingen van het uitlaatmondstuk, hoewel het verkleind en aangepast is aan deze straalmotor. Het aanbevolen materiaal voor dit component is een roestvrijstalen plaat van 0,5 millimeter dikte[29].



Figuur 3.8: Uitlaatmondstuk [29]

3.1.11 Lager, Smering en Brandstofinjectie

De keuze van lagers moet worden gemaakt met inachtneming van het doel van het lager. Het lager voor een kleine gasturbine moet bestand zijn tegen hoge temperaturen en extreme rotatiesnelheden. Met deze eisen werden de lagersfabrikanten gezocht die de set lagers met de gewenste afmetingen hadden, zodat ze goed in de as passen.

De gekozen lagers waren diepgroefkogellagers van roestvrij staal, van het bedrijf SKF, die tot 120000 toeren per minuut kunnen weerstaan[39] en bestand zijn tegen hoge temperaturen, omdat, hoe hoger de toeren per minuut, hoe hoger de temperatuur van het lager zal zijn [40]. Voor een adequate werking van de lagers moet er een smeringssysteem zijn, dat moet worden gecreëerd door twee dunne, roestvrijstalen buizen op het ashuls te plaatsen, verbonden met een oliepompe. Elke buis komt aan elke kant van een lager binnen voor het transport van het smeermiddel. De buizen gaan door de buitenmantel

en vervolgens naar achter de diffuser, ingebracht in het ashuls.

De brandstofinjectie wordt uitgevoerd door een brandstofleiding die van de brandstofverdeelring door de turbinezijde van de mantel naar de externe brandstofbron loopt. Bij de verdeelring gaat de brandstof vervolgens naar de verdamperbuizen. De verbrandingskamer is ontworpen om de motor op verschillende brandstoffen in gasvormige of vloeibare toestand te laten draaien.

3.1.12 Buitenmantel

Het laatste deel van deze motor bestaat uit een roestvrijstalen buis met een dikte van 0,5 millimeter[29]. Aan de compressorzijde zijn enkele gaten gemaakt om de bouten door de mantel te laten gaan, zodat ze de diffuser bereiken. De bouten werden vastgeschroefd, waardoor de buitenmantel aan de diffuser werd bevestigd. Aan de andere kant is de buitenmantel bevestigd aan de straalpijpgeleidingsschotten. Het ontwerp van dit onderdeel, aangezien het een van de laatste was die werd ontworpen, hoefde niet te worden verkleind op basis van de literatuur. Met de andere componenten ontworpen, moet de buitenmantel de gasgenerator adequaat bedekken.

3.2 Productieproces

De constructierichtlijnen voor deze scriptie, gebaseerd op de bestudeerde literatuur en online video's van de productie van model straalmotoren, zijn onderverdeeld in twee subsecties, onderscheiden door de twee belangrijkste materialen die worden gebruikt om de benodigde componenten voor de motor te produceren. Eén is aluminium en de tweede is roestvrij staal.

De op aluminium gebaseerde componenten zijn de inlaatflens, compressoromhulsel en de diffuser. De productie van deze onderdelen werd uitgevoerd met behulp van UBI's FABLAB, Fabricagelaboratorium, in de 5-assige CNC-freesmachine. Er werd voor gekozen om het daar te doen vanwege de precisie van de productie, die onmogelijk te evenaren is als het met de hand zou worden gedaan, door het gebruik van handmatige freesmachines. Voor de 5-assige CNC-freesmachine om het gewenste onderdeel te produceren, is een .stp-bestandsformaat vereist, verkregen uit de ontwerpsoftware, in dit geval de CATIA-software, opslaan opties. Met deze procedure worden ronde blokken aluminium omgevormd tot de verwachte vorm, met een extreem lage marge van operationele fout. Het ashuls werd echter gecreëerd door de handmatige bediening van een draaibank.

De roestvrijstalen elementen werden vervaardigd met behulp van een verticale boormachine, een draaibank, een wals en een waterstraalmachine. Eerst werd de waterstraalmachine gebruikt om de stukken te snijden die voor elk onderdeel waren ontworpen. De stukken werden gesneden uit een roestvrijstalen plaat, waardoor de ontworpen componenten in hun platte vorm moesten worden getekend, die later werden bewerkt om de gewenste vorm te bereiken. De volgende stap was het boren van de gaten in de platte stukken die behoren tot de binnen- en buitenvlammenbuis, de verbrandingskamer. De gaten werden geboord met behulp van een verticale boormachine.

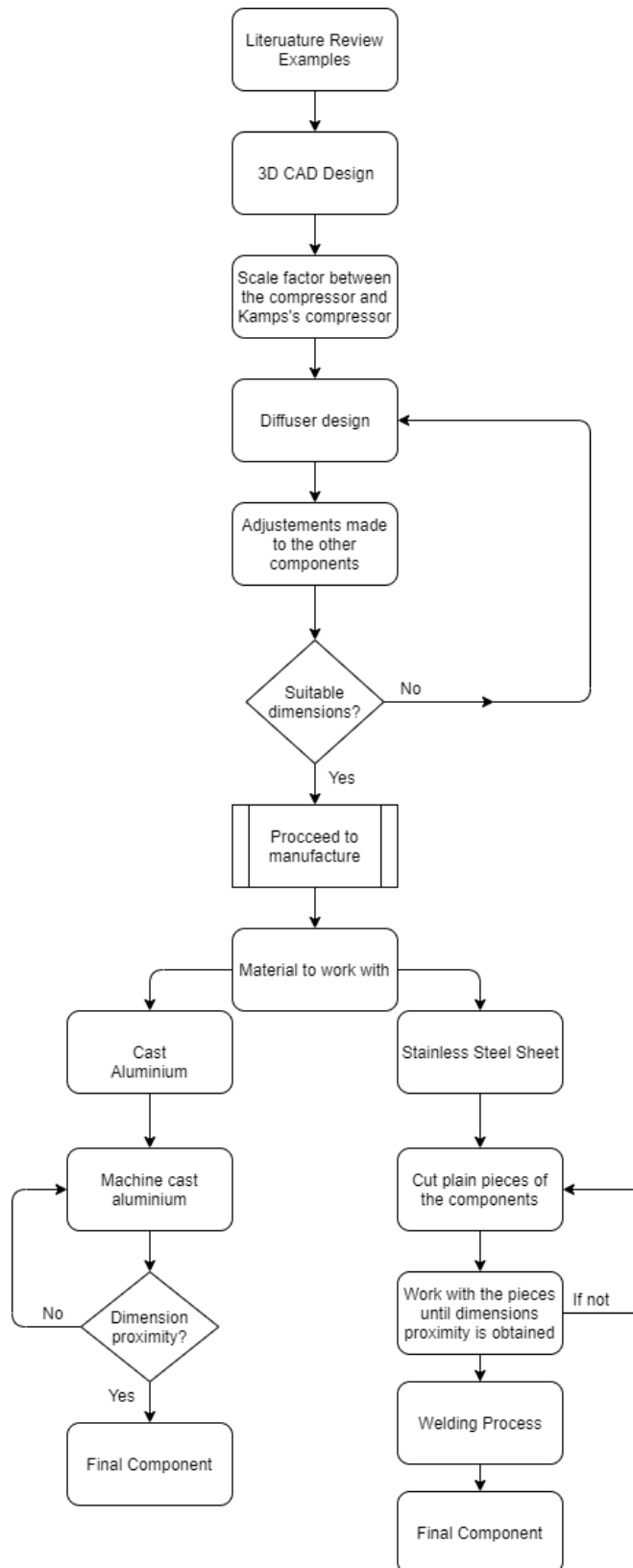
“Platte ringen” zullen later worden bevestigd aan de respectieve componenten, specifiek het mondstukgeleidingssysteem, het achtereinde van de verbrandingskamer en de behuizing. De volgende stap was het vormen van de platte stukken van de verbrandingskamer, het mondstukgeleidingssysteem en de behuizing tot de vereiste diameter. Aan het einde van het vormproces werden de “platte ringen” gelast om de buizen en platte ringen te verkrijgen. Het laatste onderdeel, de as, met behulp

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

van een tweedimensionaal schetsontwerp, werd vervaardigd met een draaibank.

Over het algemeen werden onderdelen ontworpen en vervaardigd volgens een procedure die vergelijkbaar is met die voor de diffuser, te zien in figuur 3.9.

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor



Figuur 3.9: Diffuser ontwerpprocedure

Hoofdstuk 4

Praktijkgeval

In dit hoofdstuk worden de resultaten van de dimensionering van de componenten gepresenteerd, evenals hun ontwerp. Ook wordt uitgebreid uitgelegd welk fabricageproces is gevolgd om de componenten te verkrijgen en hoe ze zijn bewerkt.

4.1 Dimensioneringsresultaten

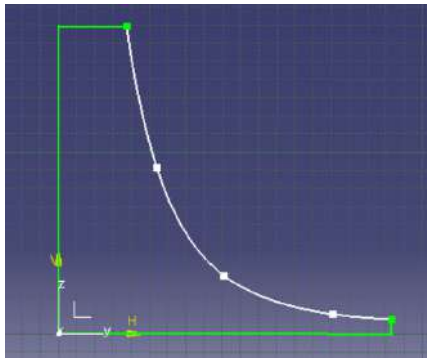
De uiteindelijke afmetingen van de kleine turbojet worden beschreven samen met het assemblageontwerp, in de Bijlage B en C. De dimensionering, zoals eerder vermeld, werd uitgevoerd door de vergelijking van empirische gegevens, waarbij het werd vergeleken en aangepast aan dit ontwerp. Er zijn enkele onderdelen die niet precies de schaalfactor volgden, vanwege aanpassingen die zijn gemaakt tijdens het ontwerpen van alle componenten. Het ontwerp werd afgerond toen de onderdelen werden geassembleerd om te verifiëren of alle componenten goed uitgelijnd en passend waren.

4.2 Ontwerp van het Mini-Turbojet Prototype

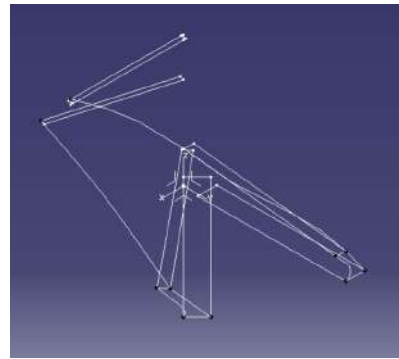
Het ontwerp van de componenten van deze kleine gasturbine werd kort uitgelegd in het vorige Hoofdstuk 3. In deze sectie zullen de ontwerptechnieken worden beschreven die zijn toegepast om de vorm en afmetingen van de onderdelen van de gasturbine te verkrijgen. Het ontwerp zal worden geschetst met behulp van de software CATIA V5R18, eigendom van Dassault Systèmes.

4.2.1 Compressor

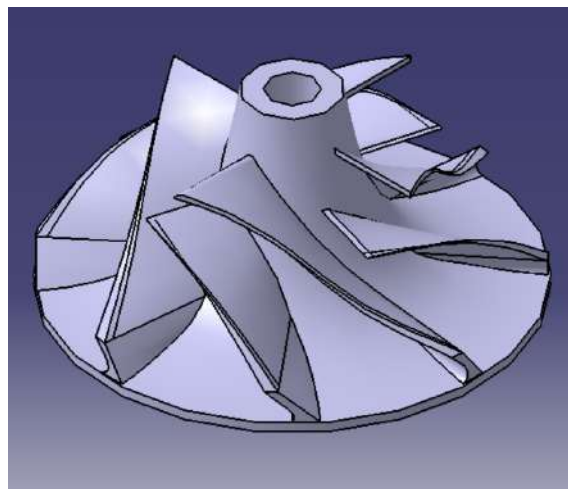
Het ontwerp van de compressor was een uitdaging om te begrijpen en er werd geprobeerd het te dupliceren in CATIA-software, met zo min mogelijk afwijking van de fysieke afmetingen. Om te beginnen werd de basis van de compressor getekend zoals weergegeven in figuur 4.1. Gevolgd door de CAD-bewerking van de as, werd vanuit een visueel perspectief het profiel van de compressorbladen getekend zoals te zien in figuur 4.2. Ten slotte werd de multi-sectie solide toegepast om de solide bladen te creëren vanuit de schets, waarmee het algehele ontwerp werd afgerond met een gat door de compressor om de as te passen. Het eindproduct is te zien in figuur 4.3.



Figuur 4.1: Compressor CAD asoperatie



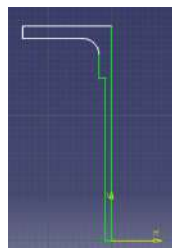
Figuur 4.2: Compressor CAD schoepen schets



Figuur 4.3: Compressor CAD weergave

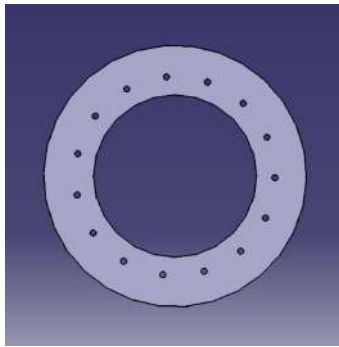
4.2.2 Inlaatflens

Het ontwerp voor dit onderdeel was eenvoudig en direct. Om te beginnen werd de schets ontworpen, rekening houdend met de afmetingen van de compressoromhulsel, zodat het goed zou passen. Bovendien werd er voldoende ruimte gelaten voor de koppeling van de diffuser en de buitenmantel. De schets van de inlaatflens, figuur 4.4, werd toegepast in een asbewerking, waarbij het werd gevormd tot de solide getoond in figuren 4.5, 4.6 en 4.7, vergezeld van gaten om het aan de diffuser (voorzijde) en de buitenmantel (zij aanzicht) te bevestigen. Een isometrisch aanzicht van het ontworpen stuk is geïllustreerd in figuur 4.8.

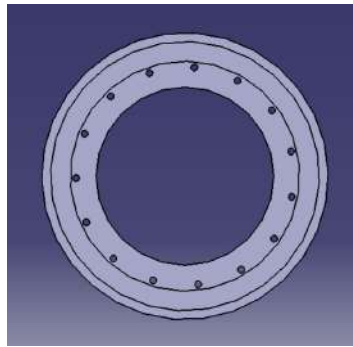


Figuur 4.4: Compressor CAD weergave

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor



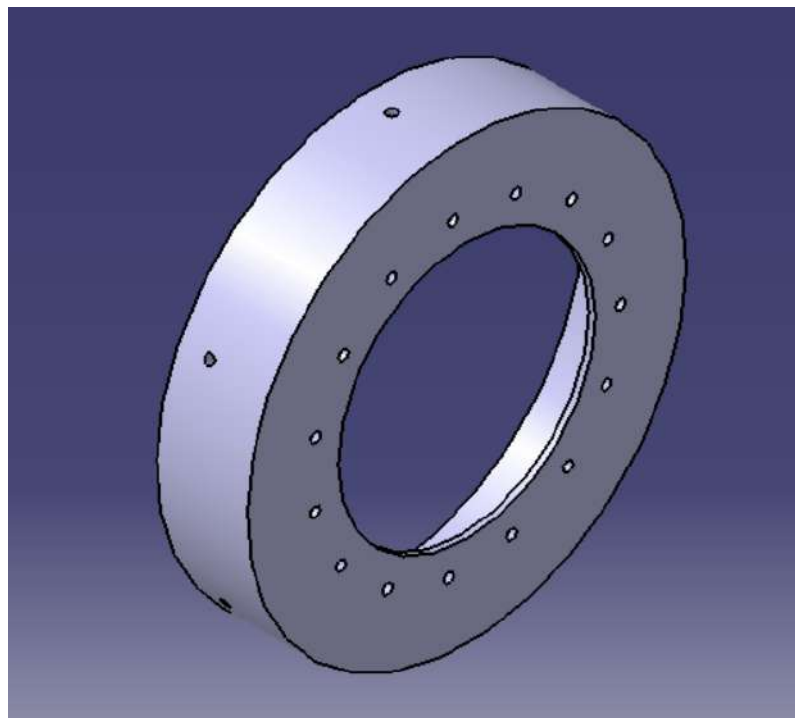
Figuur 4.5: Inlaat vooraanzicht



Figuur 4.6: Inlaat achteraanzicht



Figuur 4.7: Inlaat zijaanzicht

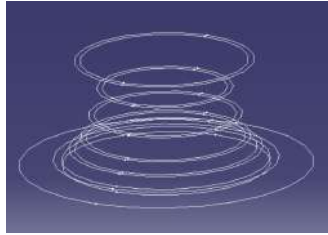


Figuur 4.8: Inlaat isometrisch aanzicht

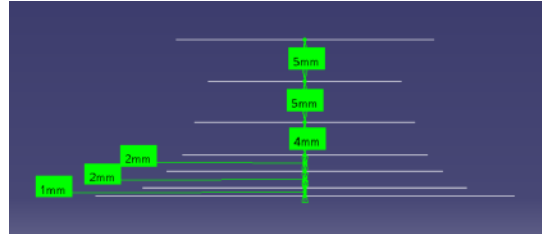
4.2.3 Compressoromhulsel

Dit ontwerp is gebaseerd op de exducer- en inducerdiameters van de compressor. Het werd ontworpen met behulp van de multi-section solid, waarbij de schetsen in figuur 4.9 werden gebruikt. De binnenomtrekken werden getekend met inachtneming van de 0,3 millimeter tolerantie tussen de rotor en de binnenwanden van de compressoromhulsel. De buitenomtrekken werden ontworpen, bij het toepassen van de multi-section solid en het verwijderen van de solid-functie, om de aanbevolen dikte van 2 millimeter te garanderen [29]. De hoogte van de omtrekken werd getekend in relatie tot de hoogte van de compressorbladen en de exducerhoogte. Figuur 4.10 beschrijft de schets van de omtrekken met hoogtematen. Verder werden de gaten gemaakt nadat het solide product was ontworpen, met de juiste diameter voor de bevestiging aan de diffuser. Het ontwerp van de compressoromhulsel wordt getoond in figuur 4.13 samen met de zijaanzicht, figuur 4.11 en achteraanzicht, figuur 4.12.

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor



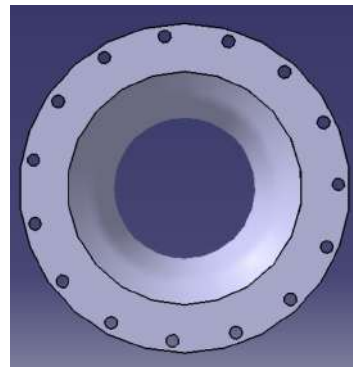
Figuur 4.9: Compressor omhulsel schets



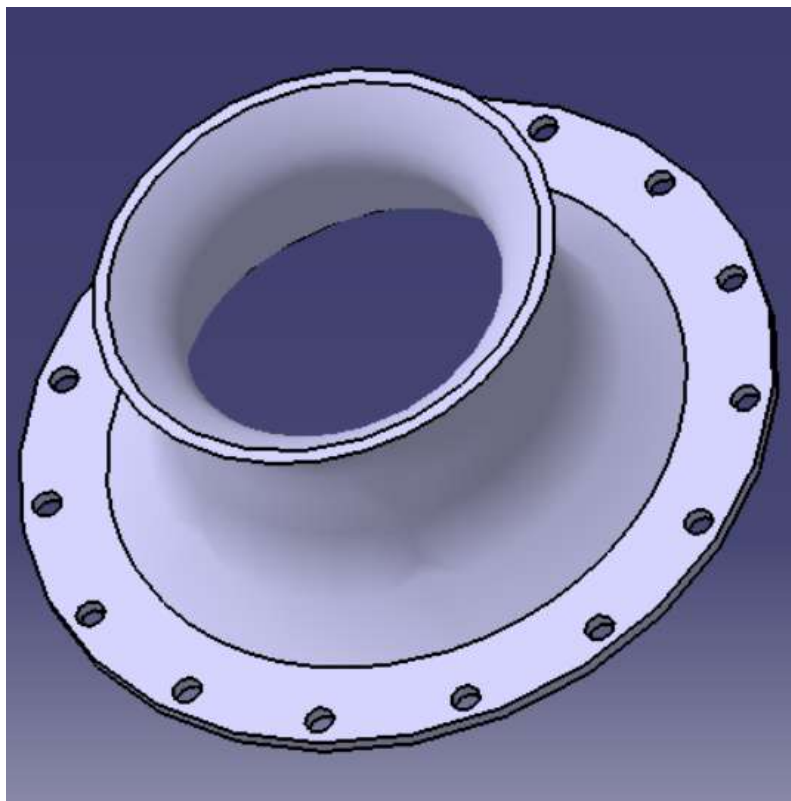
Figuur 4.10: Compressor omhulsel ontwerpvlakken hoogte



Figuur 4.11: Compressor omhulsel zijaanzicht



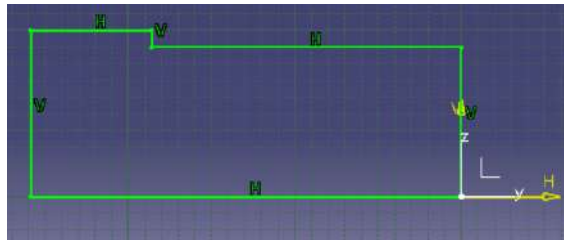
Figuur 4.12: Compressor omhulsel achteraanzicht



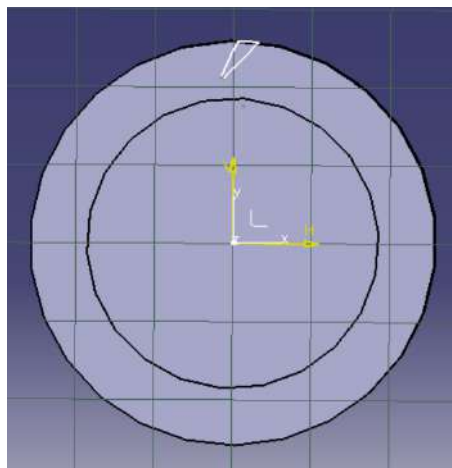
Figuur 4.13: Compressor omhulsel isometrisch aanzicht

4.2.4 Diffuser

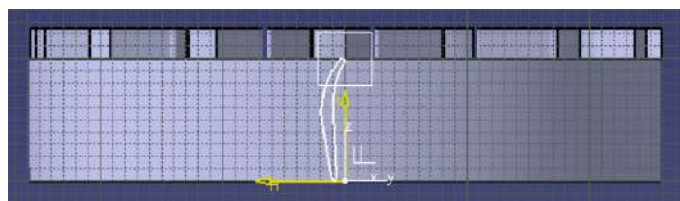
Het startpunt voor dit onderdeel is een kleine cilinder, waar de axiale en wigvormige bladen worden gecreëerd, met inachtneming van de afmetingen en hoeken die worden geadviseerd in het eerder genoemde boek van Thomas Kamps, in Hoofdstuk 3. De basis is ontworpen met ruimte om de compressor te plaatsen, via aswerking, gevolgd door het ontwerp van de wigvormige en axiale bladen, zoals getoond in figuur 4.15 en figuur 4.16.



Figuur 4.14: Diffuser basis

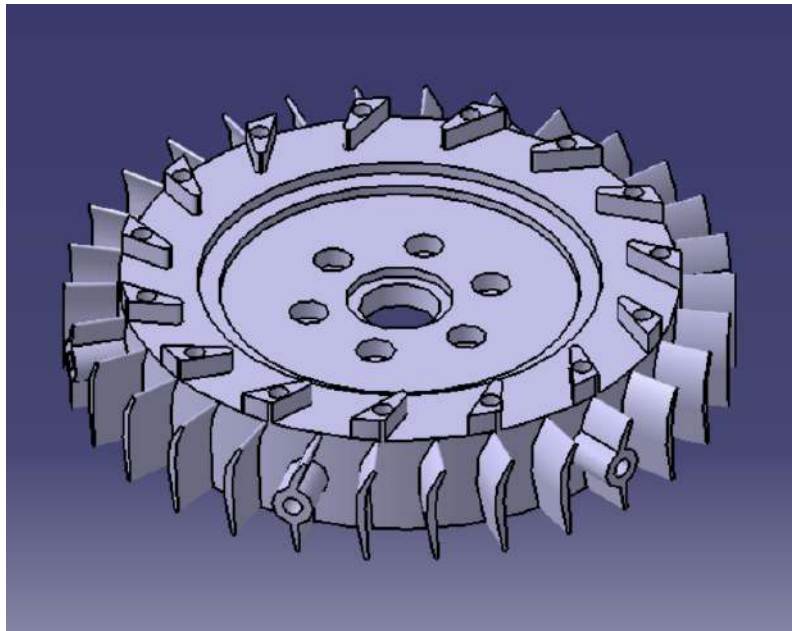


Figuur 4.15: Diffuser wigvormig blad



Figuur 4.16: Diffuser axiaal blad vleugelprofiel

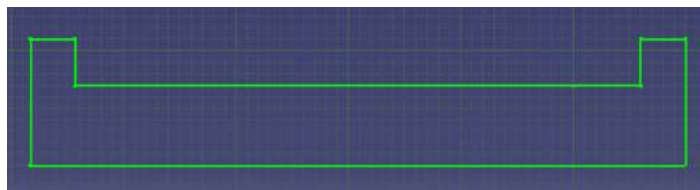
De wigvormige bladen, getoond in figuur 4.15, kregen een opening van 1,15 keer de diameter van het compressorwiel [29]. De diffuser, figuur 4.17, werd voltooid door de gaten te maken om deze aan het ashuis en de buitenmantel te bevestigen.



Figuur 4.17: Diffuser isometrisch aanzicht

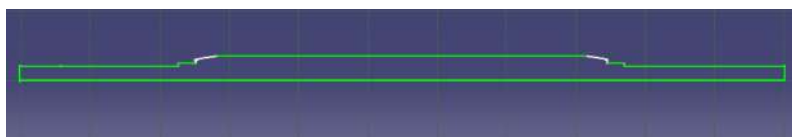
4.2.5 As en Ashuis

Het ashuis was het eerste dat werd ontworpen als gevolg van de voltooide ontwerpen van de NGV, CC en diffuser. Het doel was enkel om een stevige structuur te ontwerpen die de NGV met de diffuser verbindt, in overeenstemming met het algemene ontwerp van andere behuizingsstructuren, gebruikt voor de constructie van een turbojet met kleine afmetingen. Eerst werd gekozen voor een rechter ontwerp, aangezien dit een handiger ontwerp was om met schroeven, vastgezet door moeren, aan de diffuser of NGV te bevestigen, als bevestigingselementen. Nadat het ontwerp was doordacht, werd het concept uitgewerkt. Het bestaat uit twee dikke ringen, verbonden door een compacte staaf, ontworpen door het gebruik van asbewerking. Deze bewerking werd toegepast op de schets getoond in figuur 4.18.



Figuur 4.18: Ashuis schets

Vervolgens werden er gaten gemaakt om de behuizing aan de diffuser en NGV te bevestigen, evenals om ruimte te geven voor de as om met de lagers door te dringen. De binnenkant van de behuizing, aan de turbinezijde, werd verlengd om ruimte te bieden voor een koord en een huls. Het tweede deel, de as, werd ook gecreëerd door gebruik te maken van de asbewerking, toegepast op de volgende schets, geïllustreerd in figuur 4.19.



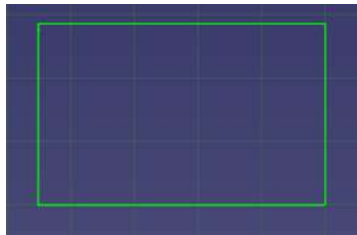
Figuur 4.19: As schets

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

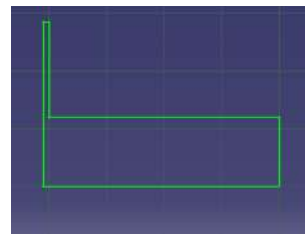
De lengte van de as werd verkregen toen alle onderdelen, waar de as doorheen ging, ontworpen en op de juiste posities gemonteerd waren. De assemblagemodus werd gebruikt en de benodigde lengte voor de as werd gemeten. Daarna werd het ontwerp van het daadwerkelijke onderdeel voltooid, getoond in Bijlage C.

4.2.6 Verbrandingskamer

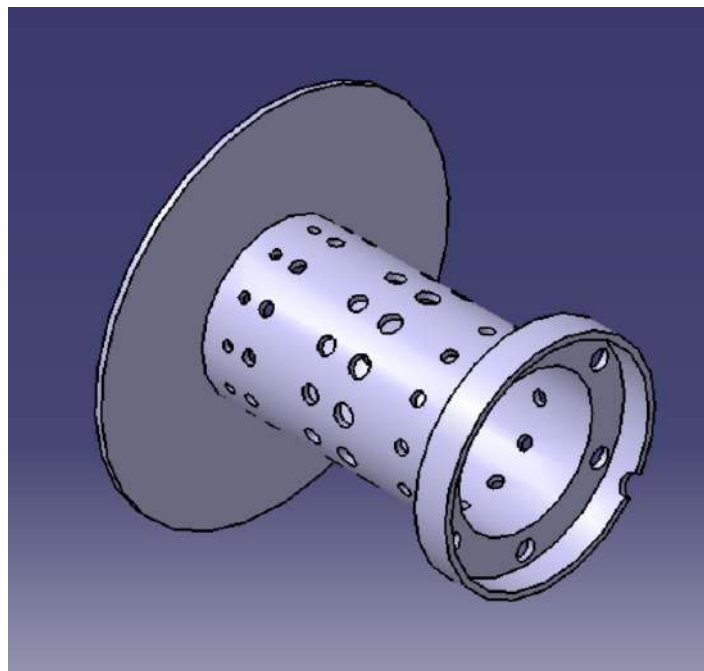
Dit onderdeel is eenvoudig te schetsen en bestaat uit twee buizen met in totaal 132 gaten, waarvan 72 gaten zijn verdeeld in de regio van de primaire zone, 48 gaten in de intermediaire zone en de resterende 12 gaten in de verdunningszone. De eerste stap was het verkrijgen van de diameter en de lengte van de buitenste vlammenbuis. Voor de binnenste vlammenbuis werd dezelfde procedure gevolgd, hoewel aan het ontwerp een afdekking voor één uiteinde van de verbrandingskamer werd toegevoegd, evenals ondersteuning voor de brandstofverdeelring. Het ontwerp werd voltooid door gebruik te maken van aswerking, gebaseerd op hun eerste schetsen, getoond in figuur 4.44 en figuur 4.43. De ondersteuning voor de brandstofringverdeler werd verder aan het ontwerp toegevoegd, met een geschikte diameter om later te worden gelast, getoond in figuur 4.22 met een overzicht van de buitenste vlammenbuis, figuur 4.23.



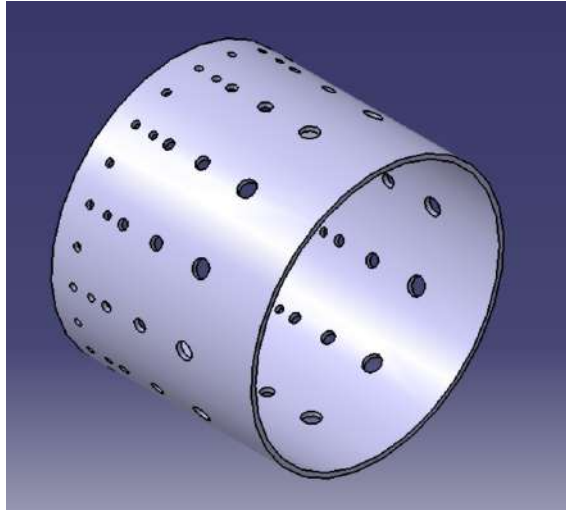
Figuur 4.20: Buitenste vlammenbuis schets



Figuur 4.21: Binnenste vlammenbuis schets



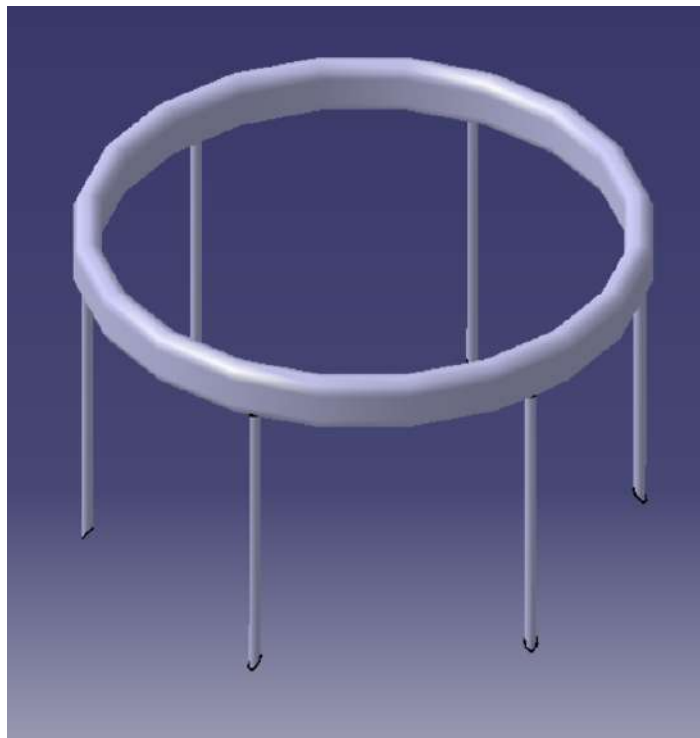
Figuur 4.22: Binnenste vlammenbuis isometrisch aanzicht



Figuur 4.23: Buitenste vlammenbuis isometrisch aanzicht

4.2.7 Brandstofverdeler

Dit ontwerp begon met het tekenen van een buis met een diameter van 3 millimeter. Met de buis werden 6 naalden gecreëerd, gebruikmakend van de pad- en pocketfunctie van de CAD-software, voor de distributie van brandstof naar de verdamperbuizen. De naalden zijn een vergelijkbare weergave van de echte, verder gebruikt voor de constructie van de kleine turbojet. Een afbeelding van de brandstofring wordt gepresenteerd in figuur 4.24.

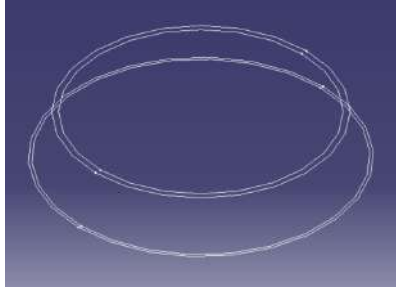


Figuur 4.24: Brandstofring

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

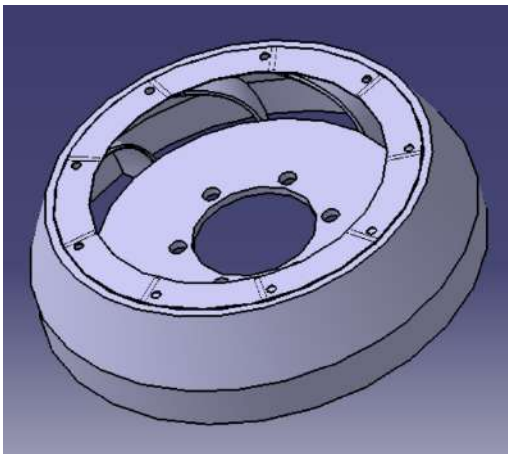
4.2.8 Straalpijpleidingsvleugelsysteem

Dit onderdeel is ontworpen volgens het NGV-systeem dat werd waargenomen in een online video [38]. Dit ontwerp is als één geheel gemaakt in plaats van in verschillende onderdelen met een assemblage. Eerst werd de basis gecreëerd, waaraan één uiteinde van het ashuls zal worden bevestigd. Het deel dat de basis en de leidschoepen omringt, werd gecreëerd door gebruik te maken van de multi-sectie en het verwijderen van de solide functie, in de schets gepresenteerd in figuur 4.25.

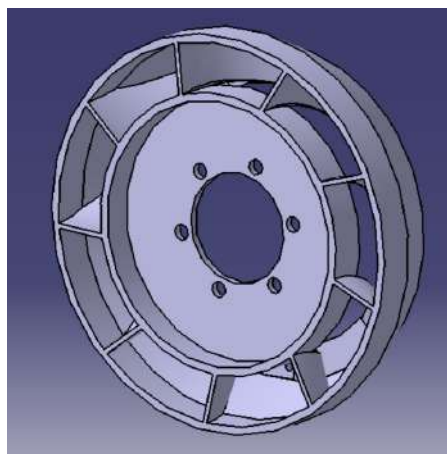


Figuur 4.25: NGV-systeem

Het ontwerp van de turbinebladen was vergelijkbaar met het ontwerpproces van de compressor- en turbinebladen. De enige wijziging was in de geplande positionering die werd gekozen om de schets te tekenen. Er zijn twee schetsen, waarvan er één is verbonden met de turbinebasis, terwijl de tweede is verbonden met een ring. De ring is het laatste ontworpen stuk, gepositioneerd om uitgelijnd te zijn met het omringende, bovenste deel van het NGV-systeem. Met het solide ontwerp werden de gaten gemaakt om de bouten aan het ashuls te bevestigen, evenals de afstandhouder aan de turbinezijde. Het eindstuk wordt gedemonstreerd in figuur 4.26 en figuur 4.27.



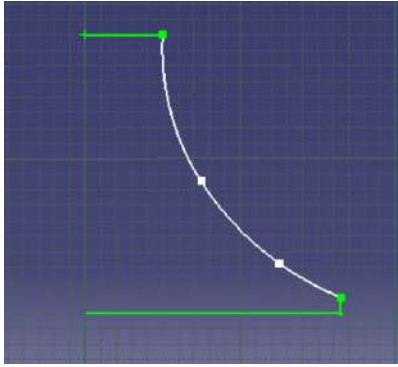
Figuur 4.26: Nozzle geleideschoepen systeemweergave



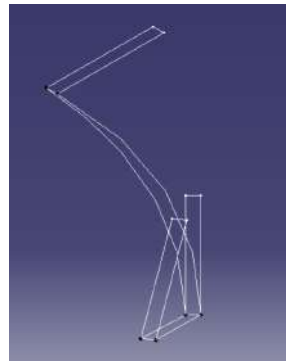
Figuur 4.27: Nozzle geleideschoepen systeemweergave

4.2.9 Turbine

De procedure om te proberen de turbine van de turbo RHB31 VZ21 te reproduceren, was vergelijkbaar met het ontwerp van de compressor. Eerst werd er een basis voor de turbineschoepen ontworpen, met inachtneming van de inducer diameter, zoals getoond in figuur 4.28. De tweede stap was het ontwerpen van de schets van de schoepen vanuit een visueel perspectief. Het ontwerp van de schoepen werd verdeeld in twee schetsen, rekening houdend met twee verschillende hoogtes, de inducer bladen hoogte en exducer bladen hoogte, zoals aangetoond in figuur 4.29.

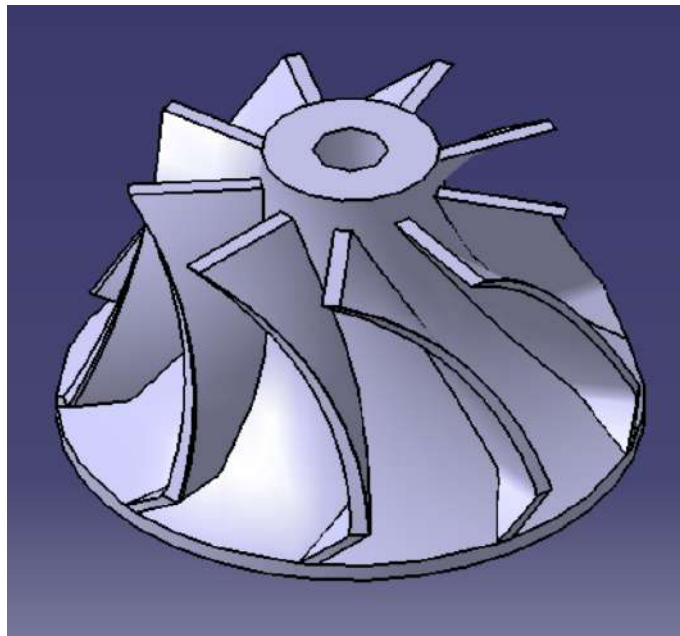


Figuur 4.28: Turbine asoperatie schets



Figuur 4.29: Turbine schoep schets

Het ontwerp werd afgerond door gebruik te maken van de as en de multi-sectie solide functie, in de respectievelijke volgorde. Het eindproduct is geïllustreerd in figuur 4.30.

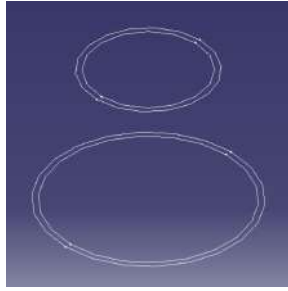


Figuur 4.30: Turbine isometrisch aanzicht

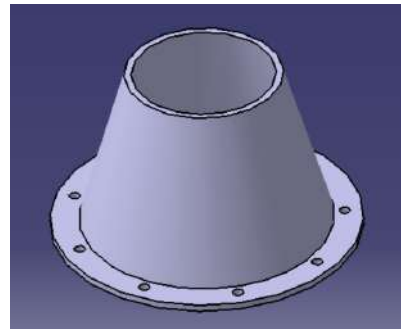
4.2.10 Uitlaatmondstuk, buitenmantel, en lagers

De turbine werd gemeten vanaf de exducer en de inducer diameter, evenals de hoogte van het blad, om een uitlaatmondstuk te ontwerpen op basis van de genoemde diameters en hoogte, te beginnen met de schetsen van de omtrekken. Gevolgd door het gebruik van de verwijder- en multi-solid functie, toegepast op de schetsen weergegeven in figuur 4.31. Bovendien werd er een rond stuk toegevoegd aan de basis van het uitlaatmondstuk om als connector te fungeren, waardoor de bouten kunnen passeren en het NGV-systeem, het uitlaatmondstuk en de buitenmantel samen kunnen worden bevestigd. Het eindproduct is geïllustreerd in figuur 4.32.

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

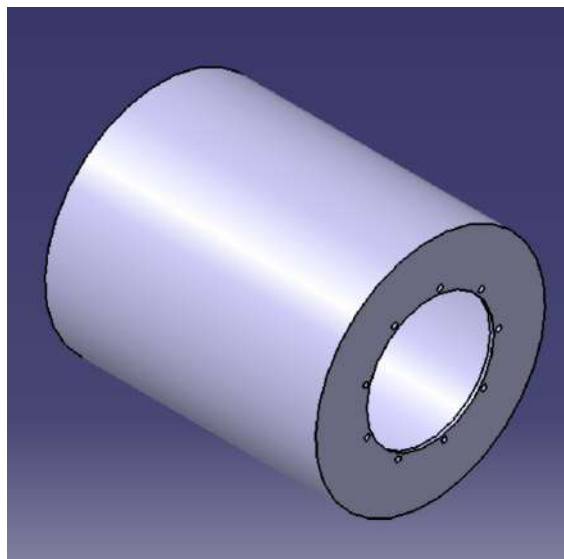


Figuur 4.31: Uitlaatmondstuk schets



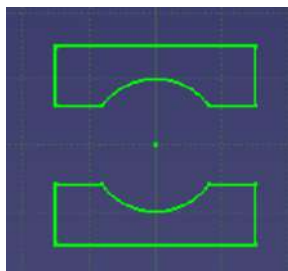
Figuur 4.32: Uitlaatmondstuk isometrisch aanzicht

De buitenmantel was het gemakkelijkste onderdeel om te ontwerpen, aangezien het dezelfde ontwerpprocedure heeft als de verbrandingskamer. Het wordt gedemonstreerd in figuur 4.33.

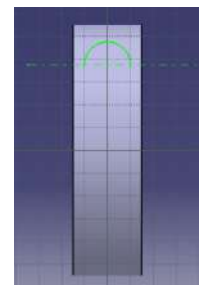


Figuur 4.33: Buitenste omhulsel isometrisch aanzicht

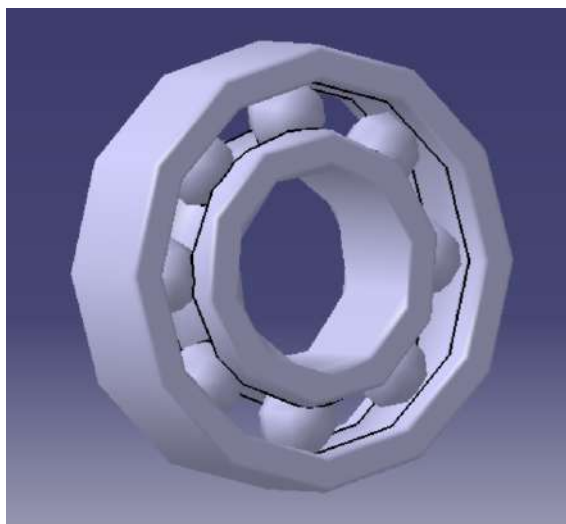
Het laatste onderdeel, lagers, werd ontworpen in overeenstemming met de gegeven afmetingen door de SKF-website met betrekking tot het model 618/5 [39]. De eerste stap was het ontwerp van de ringen rondom de bollen, gebruikmakend van de schets beschreven in figuur 4.34 voor een asoperatie. De volgende en laatste stap was het ontwerp van de bollen. Dit was eveneens een ontwerp voor een asoperatie toegepast op de schets in figuur 4.35, gevolgd door een cirkelpatroon dat de bollen vermenigvuldigt tot negen, op de juiste positie geplaatst. De reproductie van het lager 618/5 wordt weergegeven in figuur 4.36.



Figuur 4.34: Lager omhulsel schets



Figuur 4.35: Lager bollen schets



Figuur 4.36: Lager 618/5 voorbeeld

4.3 Componentenfabricage

In deze trap, met het conceptontwerp van de verschillende componenten voltooid, werd het productieproces gestart. Dit proces omvat een reeks verschillende machines en stappen die worden genomen om de gewenste stukken te produceren. Het ruwe materiaal dat werd gebruikt voor de meerderheid van de componenten was roestvrij staal, in plaatvorm, vanwege de fysieke eigenschappen van dit type staal, zoals weerstand tegen corrosie, extreme temperaturen en hoge sterkte [41]. Bovendien werd het gebruik van dit materiaal vaak gevonden in de geraadpleegde literatuur, als het materiaal voor bepaalde componenten van kleinschalige turbojets. Een ander gekozen ruw materiaal was gegoten aluminium, gekenmerkt door zijn lichtgewicht, hoge sterkte-gewichtsverhouding, corrosiebestendigheid, robuustheid, en het gemak waarmee het kan worden gefabriceerd en geassembleerd [42].

De productiefase begon met het gieten van aluminium uit de resten van een motorblok dat beschikbaar was voor gebruik. De eerste stap was om voldoende aluminium af te snijden voor het gietproces. Enkele stukken staalafval werden gesneden en gelast om een beker te maken voor het smelten van het aluminium, evenals om mallen te maken en deze te vullen nadat het smeden van het aluminium was voltooid. Voor het smeden werd de oven verwarmd zoals geïllustreerd in figuur 4.37, met een brander die in het onderste gat ervan werd geplaatst. Om de laagst mogelijke hoeveelheid onzuiverheden te verkrijgen, werd tijdens het smelten van het aluminium natriumcarbonaat toegepast, een chemische stof die, wanneer gemengd met het aluminium in de vloeibare fase, de meeste materiaal onzuiverheden naar de bovenkant van de gietbeker duwt. Deze zuiveringsmethode is echter niet volledig efficiënt. Daarna werd het gegoten aluminium in de eerder verkregen stalen mallen gegoten. De mallen waren relatief eenvoudig te produceren en bestonden uit dikke, grote, buisvormige staal met een basis eronder. De mallen werden gekozen met grote diameters om marge te geven voor het bewerkingsproces. Toen het aluminium was afgekoeld, werd het geëxtraheerd door de mallen met een slijpschijf te snijden. Het gegoten aluminium wordt hieronder getoond in figuur 4.38.

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor



Figuur 4.37: Oven



Figuur 4.38: Gegoten aluminium

Het productieproces is georganiseerd in verschillende secties, elk gecategoriseerd op basis van de bewerkingsprocedure die wordt gebruikt om de componenten te vervaardigen, waarbij wordt uitgelegd hoe en welke stukken zijn vervaardigd met behulp van het overeenkomstige proces.

4.3.1 Vormgevingsproces

Het roestvrij staal werd verkregen van een metaalwerkplaats, in de vorm van een plaat van één millimeter. De eerste poging om met de roestvrijstalen plaat te werken was met een dikte van 0,5 mm, zoals aanbevolen [29]. Desalniettemin was de dikte van de plaat onvoldoende voor de noodzakelijke fabricagemethoden, vandaar de keuze voor de plaat van één millimeter.

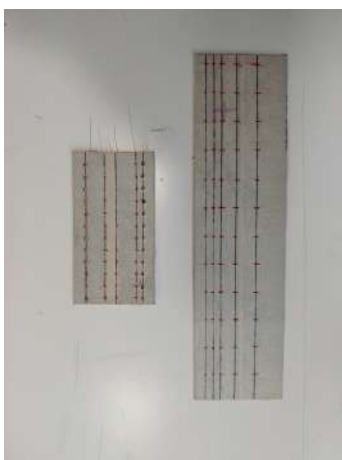
Allereerst werden de stukken ontworpen in hun vlakke vorm, volgens de afmetingen, met behulp van CATIA V5. De schets of het ontwerp werd gerealiseerd dankzij een opslagoptie die de bestandsformaatpecificatie, .dxf, heeft. Het bestandsformaat .dxf is noodzakelijk voor de software van de waterstraalsnijder om de uit te voeren sneden in de roestvrijstalen plaat te lezen. Een voorbeeld van stukken wordt hieronder getoond, in figuur 4.39.



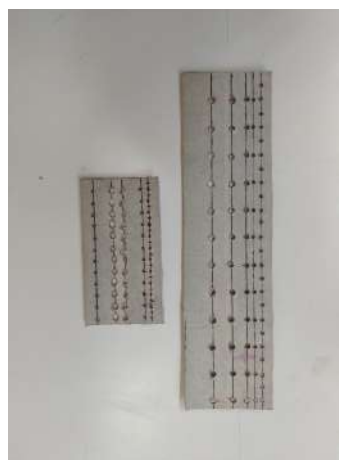
Figuur 4.39: Monsters van de stukken gesneden met de waterstraal

De volgende stap was het boren van de gaten voor de verbrandingskamer, gevolgd door de afdekking van de twee rechthoekige stukken aan het linker uiteinde van figuur 4.39, waarbij een papieren plakband werd aangebracht.

bovenop de twee stukken. Lijnen en punten werden getekend op het papieren plakband, met behulp van een liniaal en een geodriehoek. Toen de markering van de boorgatposities voltooid was, werden de gaten geboord met een verticale boormachine, met gebruik van boren met de volgende diameters, in millimeters: 0,75, 1, 1,5, 2, 2,5, 3, 3,5. Bij de eerste poging, met het 0,5-millimeter plaatje, was het mogelijk om de gaten te boren, maar de boren waren te fragiel vanwege hun geringe dikte. Daardoor braken de dunnere boren tijdens het boren, ondanks de juiste aanpak, zoals het gebruik van een priem om de gaten in het plaatje te markeren, zodat de boor een stabielere en preciezere boorbeweging had. Wanneer de boor enige weerstand vertoonde bij het boren van de gaten, werd er olie aangebracht om het boren te vergemakkelijken. Zelfs met voorzichtigheid tijdens het boren, werd door de toegenomen dikte, tot één millimeter, de diameter van de gaten aangepast naar 2, 2,5, 3 en 3,5 millimeter. Figuur 4.40 en 4.41 tonen de methode die werd gebruikt om de twee kleine plaatjes te boren en de uitgevoerde boringen.



Figuur 4.40: Gaten gericht in de eenvoudige vlammenbuizen



Figuur 4.41: Eenvoudige vlammenbuizen geboord

De onderdelen gemaakt van roestvrij staal werden gevormd met behulp van een houten klopblok, breder dan de stukken die bewerkt werden. Dit is een vereiste om ervoor te zorgen dat het stuk gelijkmatig gevormd wordt, zonder dat ze vouwen. De stukken moeten rond een buis worden gevormd, die sterk genoeg is om niet te vouwen bij de slagen ertegen. De diameter van de buis moet iets kleiner zijn dan de gewenste diameter, hoewel deze techniek niet volledig nauwkeurig is, wat ertoe leidde dat de diameter van de stukken afweek van de ontworpen componentenmaat. Voordat een klopblok werd gebruikt, werd een wals gebruikt om de stukken te vormen, maar helaas was het niet mogelijk om de stukken rond te maken vanwege de dikte van het plaatmateriaal, dat niet tussen de walsen paste. Hieronder worden de met de hand gevormde onderdelen getoond.



Figuur 4.42:
Uitlaatmondstuk



Figuur 4.43: Binnenvlam



Figuur 4.44: Buitenste vlam



Figuur 4.45: Buitenste omhullingsbuis

4.3.2 Freesproces

Turbine

De volgende stap was het demonteren van de kern van de turbocompressor die voor deze scriptie werd gebruikt, door de compressor en de turbine van de as los te maken. De compressor was eenvoudig te verwijderen omdat deze alleen met een moer was vastgezet. Aan de andere kant van de as was de turbine door wrijving aan de as gelast, die samen met de bovenste moer van de turbine werd verwijderd met behulp van een slijpschijf. Vervolgens werd het midden van de turbine geboord, uitgevoerd op een freesmachine om een goed uitgevoerde boring te verkrijgen, passend bij de ontworpen as. Aangezien het materiaal van de turbine gehard is, werd een boor gebruikt om de turbine van het ene uiteinde naar het andere te doorboren, zoals geïllustreerd in figuur 4.46. Echter, door ineffectieve middelen die gekozen werden om de turbine te boren, was de boor niet gecentreerd met de turbine, waardoor toekomstig gebruik van deze turbine werd uitgesloten, aangezien het gebruik van deze turbine bij hoge snelheden de kleine opening zou veranderen in een enorme, wat zou leiden tot een ernstig ongeval, waarbij de levens rond de turbine in gevaar zouden komen. De optimale boormethode zou zijn om de as, bevestigd aan de turbine, te behouden en deze op de juiste plaats in een draaibank te bevestigen, waardoor op deze manier de boor gecentreerd zal zijn.



Figuur 4.46: Turbine geboord

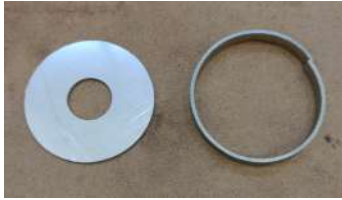
Mondstukgeleidingssysteem

Het mondstukgeleidingssysteem was gebaseerd op de procedure van een ervaren persoon in het maken van kleine model-turbojets, gevonden online op [38]. De omliggende delen van de NGV werden gesneden en gelast. Hoewel, om dit systeem te voltooien, werden bladen uit een andere turbine gesneden, waarbij een slijpschijf werd gebruikt om de bladen individueel van de rotor te scheiden. Later werd een deel van de breedte van de bladen verwijderd om tussen de omliggende delen en de turbinebasis te passen. De bladen die uit de andere turbine zijn genomen, worden getoond in figuur 4.47.



Figuur 4.47: Bladen van het mondstukgeleidingssysteem

Het laatste deel om dit onderdeel te fabriceren was het lassen van de bladen tussen de twee metalen stukken, zoals getoond in figuur 4.48 en figuur 4.49. Helaas was het niet mogelijk om de bladen in dit onderdeel te bevestigen vanwege de lastechniek die te veel warmte vrijgaf, gezien de grootte en dikte van het onderdeel.



Figuur 4.48: Turbinebasis



Figuur 4.49: Omringende en bovenste deel van het mondstukgeleidingssysteem

De ring in figuur 4.48 is de turbinebasis die samen met de rechthoek ernaast het binnenste deel van het mondstukgeleidingssysteem vormt, waar een segment van de bladen aan gelast zou worden. Figuur 4.49 toont de drie externe delen van het systeem: een onderste deel dat de bladen omringt, een conisch stuk dat bovenop het onderste stuk wordt geplaatst, en vervolgens de ring die op de bovenste basis van het conische stuk is gelast.

4.3.3 Draaibankproces

Aluminium

De aluminium componenten werden anders bewerkt dan de rest van de componenten. Dit materiaal werd bewerkt met behulp van een draaibank. De blauwdrukken van de aluminium componenten werden afgedrukt, en pas daarna werd het gegoten materiaal bewerkt. De blokken werden in de draaibank geplaatst, waar ze in de juiste instelling werden vastgezet. Vervolgens werd het gegoten aluminium bewerkt, waarbij het nodige materiaal werd verwijderd om het ontwerp met de juiste vorm en afmetingen te verkrijgen. Het is echter uiterst moeilijk om de stukken te bewerken en een exacte, fysieke kopie van het ontwerp te verkrijgen, omdat het niet mogelijk is om te weten of de draaibank de juiste hoeveelheid materiaal verwijdert, zelfs met de grootste voorzichtigheid tijdens het werken ermee. De componenten die met de draaibank werden bewerkt, waren het ashuls en de inlaatflens, aangegeven in figuur 4.50 en figuur 4.51, respectievelijk. Het compressoromhulsel en de diffuser zouden in het verticale bewerkingscentrum van UBI's FABLAB zijn gemaakt. Helaas was het niet mogelijk om deze twee stukken te produceren vanwege hun kleinschalige afmetingen, die uiterst precieze machines vereisen.



Figuur 4.50: Ashuls

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor



Figuur 4.51: Inlaatflens

Roestvrij staal

Een ander stuk dat met de draaibank werd bewerkt, was de as. Dit component is gemaakt van een roestvrijstalen, massieve cilinder, die werd bewerkt met inachtneming van de afmetingen verkregen voor de vervaardiging van de as. Het aanbevolen materiaal is echter een stalen schroef met een treksterkte van 12.9 of 10.6, omdat dit component enorme spanning moet weerstaan wanneer de turbine en compressor werken [29]. Figuur 4.52 toont de as die is verkregen na het beschreven productieproces.



Figuur 4.52: As

4.3.4 Soldeerproces

De ringsupport werd zes keer geboord, waarbij met behulp van een transfer en een priem de positie van de gaten werd gemarkeerd. Vervolgens werd er geboord met een boor van drie millimeter, zodat de verdamperbuizen in de gaten konden passen. Deze buizen werden gesneden uit roestvrij staal met een diameter van drie millimeter. De kleine buizen werden gesoldeerd aan de brandstofringsteun, voor de latere plaatsing van de brandstofringverdeler, zoals getoond in figuur 4.53. De verdeler is gemaakt van dezelfde buis als de verdamperbuizen, die in een kleine cirkel moesten worden gevormd om in de ringsupport te passen. Een staaldraad werd over de gehele lengte van de buis geplaatst om de buis niet te vouwen, wat een gelijkmatige verdeling van brandstof zou compromitteren. De methoden die werden gebruikt om de buis te vormen, werden met uiterste voorzichtigheid toegepast om de buis niet te vouwen. Ondanks de voorzichtigheid die werd betracht bij het werken met de buis, kon deze niet in de juiste afmetingen worden gevormd, zoals figuur 4.54 laat zien.



Figuur 4.53: Brandstofringsteun



Figuur 4.54: Brandstofring

4.3.5 Lasproces

Beide uiteinden van de gevormde stukken werden gelast, waarbij tijdens dit proces slechts enkele in hun definitieve vorm werden gebracht. Het type lassen dat werd gebruikt, was het Gas Tungsten Booglassen of TIG. Het lasproces was een van de redenen om te kiezen voor een dikkere roestvrijstalen plaat. Er was de mogelijkheid dat de hitte, geleverd door het lassen, een deel van de stukken zou smelten, wat waarschijnlijker werd met een dunnere plaat. Echter, zelfs met een grotere dikte was het alleen mogelijk om de componenten te lassen die in de onderstaande figuren worden getoond. De overige componenten konden niet worden gelast omdat beide uiteinden van de stukken zonder enige luchtopening aan elkaar moesten worden gezet. Schuurpapier werd gebruikt voor de uiteinden van de stukken, om de oneffen delen weg te slijten, om een luchtopening te voorkomen bij het samenvoegen van de tegenovergestelde delen. Desondanks was het niet haalbaar om alle stukken te lassen, zoals wordt aangetoond.

Gelaste stukken:

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor



Figuur 4.55: Uitlaatmondstuk



Figuur 4.56: Buitenmantel



Figuur 4.57: Vooraanzicht van de binnenste vlammenbuis



Figuur 4.58: Achteraanzicht van de binnenste vlammenbuis



Figuur 4.59: Buitenste vlammenbuis



Figuur 4.60: Externe delen van de straalpijpgeleidingsvin



Figuur 4.61: Intern deel van het mondstukgeleidingssysteem

Hoofdstuk 5

Conclusie

Deze scriptie had als hoofddoel het bouwen van een kleine turbojetmotor, waarbij eerst een studie werd gemaakt van de componenten en de werkcyclus van de turbojet. De studie van de straalmotor was al een uitdaging vanwege de enorme hoeveelheid beschikbare informatie, wat het moeilijk maakt om te bepalen welke concepten het belangrijkst zijn om te kennen voordat men een turbojet ontwikkelt.

Deze scriptie gaf de auteur de kans om een deel van de wetenschap achter deze motor te leren, evenals de praktische kennis van hoe een turbojet te bouwen, iets wat men niet elke dag leert en zeker niet in een klaslokaal. Deze scriptie bereikte een van de twee voorgestelde doelen. Het ontwerp werd afgerond, waarbij een uitleg wordt gegeven zodat toekomstig werk kan worden gerealiseerd op basis van de genomen stappen. Helaas werd de constructie van deze motor niet voltooid vanwege een gebrek aan middelen om een adequate fabricage voort te zetten.

5.1 Nadelen

Het ontwerp van dit project was grotendeels gebaseerd op het boek van Thomas Kamps [29] en de auteur is dankbaar voor het bestaan ervan. Informatie over hoe een turbojet te bouwen, vooral met een radiale compressor/turbine set, was nergens te vinden, behalve in de boeken van Kurt Shreckling en het eerder genoemde boek. Hoewel hun motoren geen radiale turbine bevatten, maar een axiale. Deze twee boeken geven details over het fabricageproces van een turbojetmotor, waarbij alle procedures expliciet worden beschreven. Aangezien deze motor is gebaseerd op empirische gegevens, zijn de afmetingen niet definitief en kan men niet garanderen dat de motor de juiste afmetingen heeft voor de gegeven compressor. Alleen met ervaring in het modelleren van straalmotoren en het testen ervan, kan men garanderen dat de afmetingen van de componenten de motor zonder problemen laten draaien.

Gedurende de experimentele fase werden veel obstakels ondervonden bij de poging om deze turbojet te bouwen. Het eerste obstakel was de toename van de dikte van de roestvrijstalen plaat. Dit had een aanzienlijke impact op de fabricage van de onderdelen, aangezien het moeilijker werd om de onderdelen met de hand te vormen, waardoor het onmogelijk was om ze aan te passen aan de juiste afmetingen van de ontworpen componenten. Als gevolg van de dikte van de plaat kon er geen wals worden gebruikt. Dit zou uiterst nuttig zijn geweest vanwege een nauwkeuriger proces van het walsen van de onderdelen, evenals om het lassen te vergemakkelijken, aangezien het gebruik van een wals zou resulteren in consistente, uitgelijnde onderdelen.

Met betrekking tot het lasproces kon het meest kritieke obstakel niet adequaat worden uitgevoerd, omdat de techniek, eerder genoemd in hoofdstuk 4.3, het niet mogelijk maakte om de stukken naar wens te plaatsen, waardoor het behalen van het hoofddoel van deze scriptie werd verhinderd. Ondanks de techniek vereiste de grootte van de stukken een buitengewone precisie in de fabricage, wat voor een beginner in experimentele taken echt moeilijk was om aan te voldoen.

5.2 Toekomstige werken en aanbevelingen

Verdere werken gebaseerd op deze scriptie kunnen worden ontwikkeld vanwege het brede scala aan thema's die de turbojet omvat. Aangezien de fabricage van deze motor niet is voltooid, zou het eerste mogelijke werk de afronding van dit project kunnen zijn en, indien mogelijk, zou een stereolithografisch bestand van de compressor moeten worden gegenereerd voor een nauwkeurig ontwerp van de compressoromhulsel, met inachtneming van de kromming van de compressor, wat een belangrijke factor is voor een efficiënte luchtinductie, en dus compressie en werking van de motor.

Voor het testen van de motor beveelt de auteur, indien mogelijk, een ascalibratie aan. Bovendien zou er een axiale turbine ontwikkeld moeten worden voor dit type motor. Dit zou het fabricageproces vergemakkelijken, zoals de productie van het leidvinnenstelsel.

De toekomstige werken volgend op deze scriptie zouden kunnen zijn:

- Voltooi de ontwikkeling van deze motor met de juiste technieken.
- Studie en fabricage van een axiale turbine om bij de Compressor te passen.
- Voer een computationele vloeistofdynamica-studie uit van de luchtstroom van de straalmotor en controleer op verbeteringen die kunnen worden aangebracht in de ontworpen componenten.
- Ontwikkel een testwerkbank.

Bibliografie

[1] Turkey Mehmet, Gurgen Selim, Keskin Goksel, Durmus Seyhun, Kushan Melih Ce- mal. Onderzoek naar toepassingen van mini-turbojet en turbojetmotor aangedreven militaire UAVS. In: De 21e editie van de Internationale Conferentie AFASES; mei 2019; Basov, Roemenië. v, vii, 1

[2] "Geschiedenis van de Luchtvaart" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/UEET/StudentSite/historyofflight.html> (toegankelijk op 2019-03). 1

[3] "Snelheid van het Geluid" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/sound.html> (toegankelijk op 2019-03). 1

[4] "Hero van Alexandrië Vond de Stoommachine Uit" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.greekboston.com/culture/inventions/steam-engine/> (toegankelijk op 2019-03).

[5] "Aeolipile" [Online]. Beschikbaar op: <https://en.wikipedia.org/wiki/Aeolipile> (toegankelijk op 2019-03). xi, 3[6] Hünecke Klause, *Straalmotoren: Grondslagen van Theorie, Ontwerp en Werking*, 6e Editie, Motorbooks International, 2003. xi, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 18, 19, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 29[7] "Newton's Bewegingwetten" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/newton.html> (toegankelijk op 2019-03). 3[8] Rolls Royce plc, *De Straalmotor*, 5e Editie, Rolls Royce plc, 1996. xi, 4, 5, 7, 8, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27[9] "Kurt Shreckling" [Online]. Beschikbaar op: https://en.wikipedia.org/wiki/Kurt_Schreckling (toegankelijk op 2019-03). 4[10] Shreckling Kurt, *Gasturbines voor Modelvliegtuigen*, 5e Editie, Traplet Publica- tions, 2003. 4, 30[11] El-Sayed Ahmed F., *Grondslagen van Vliegtuig- en Raketvoortstuwing*, Springer, pp 531-588, 2016. xi, 6, 15, 16, 17, 18[12] Chen Min, Zhang Kun, Tang Hai-Long, Een Probabilistische Ontwerpmethodologie voor een Turboshafmotor Algehele Prestatieanalyse, Vooruitgang in Werktuigbouwkunde, 2014;1(12), doi: 10.1155/2014/976853, mei 2014. xi, 6[13] C. Weston Kenneth, *Energieomzetting*, Elektronische Editie, 2000. 8[14] Çengel Yunus A., Boles, Michael A., *Thermodynamica, Een Technische Benadering*, 8e Editie, McGraw-Hill Education, 2015. xi, 9, 10, 11[15] "Ideale Braytoncyclus" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/brayton.html>. (toegankelijk op 2019-03). 10

- [16] "Braytoncyclus" [Online]. Beschikbaar op:
<https://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node28.htm> l.
(toegankelijk op 2019-03). xi, 11, 12[17] C. Oates Gordon, *Aerothermodynamica van gasturbines en raketvoortstuwing*, 3e editie, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., Seattle, Washington, 1998. 12, 14, 15, 20, 21, 23[18] Fahlstrom Simon, Pihl-Roos Rikard, *Ontwerp en constructie van een eenvoudige turbojetmotor* [MSc Thesis], Uppsala Universiteit, 2016.[19] "Inlaatprestaties". Beschikbaar op:
<https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/inleth.html>. (toegankelijk op 2019-04). 13[20] "Compressorthermodynamica" [Online]. Beschikbaar op:
<https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/compth.html>. (toegankelijk op 2019-04). 13[21] "Branderthermodynamica" [Online]. Beschikbaar op:
<https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/burnth.html>. (toegankelijk op 2019-04). 13, 14
- [22] "Brandstofmassastroom" [Online]. Beschikbaar op:
<https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/fuelfl.html>. (toegankelijk op 2019-04). 14
- [23] "TurbineThermodynamica" [Online]. Beschikbaar op:
<https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/powtrbth.html>. (toegankelijk op 2019-04). 14
- [24] "Straalpijp prestaties" [Online]. Beschikbaar op:
<https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/nozzleh.html>. (toegankelijk op 2019-04). 15
- [25] "Machgetal" [Online]. Beschikbaar op:
<https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/mach.html>. (toegang op 2019-04). 18
- [26] "Inlaten" [Online]. Beschikbaar op:
<https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/inlet.html>. (toegang op 2019-04). xi, 19
- [27] Boyce Meherwan P., *Gasturbine Engineering Handboek*, 2e editie, Gulf Professional Publishing, 2002. xi, xv, 20, 21, 28, 29[28] "Axiale Compressor" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/caxial.html>. (toegang op 2019-04). 21[29] Kamps Thomas, *Model straalmotoren*, 3e editie, Traplet Publications, 2005. xi, xii, xv, 22, 23, 29, 30, 31, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 45, 47, 55, 59, 63, 88

- [30] Lin Jiangui, Balint Daniel, Pietrzyk Maciej, redacteuren, *Microstructuur Evolutie in Metaalvormingsprocessen*, Woodhead Publishing, pp.384-394 2012. Beschikbaar via: Sciencedirect. 27[31] C.Lyons William, J.Plisgam Gary, D.Lorenz Michael, redacteuren, *Standaard Handboek van Petroleum- en Aardgastechniek*, 3e editie, 2016. 29[32] "Geschiedenis van de uitlaatgasturbo" [Online]. Beschikbaar op: <https://en.turbolader.net/Technology/History.aspx>. (toegang op 2019-05). xi, 31, 32 [33] Tsei Lauren, *Ontwerp en Prestaties van een Gasturbine Motor uit een Autoturbocompressor* [BEng], Massachusetts Institute of Technology, mei-2004. 32, 33[34] "Turbo Tech 103| Expert: Compressorkaart" [Online]. Beschikbaar op: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Tech-103_Expert-1.pdf. (toegang op 2019-05). xi, 33[35] "Turbo Tech 103| Expert: Compressorkaart" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.marineinsight.com/main-engine/what-is-turbocharger-surfing/>. (toegang op 2019-05). xi, 32[36] "Turbocharger Technische Specificatie" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.ecotrons.com/files/ECOTRONS%20Turbo%20VZ21%20-technical%20speci.pdf>. (toegang op 2019-05). xi, xv, 33, 34, 35, 87[37] Alonzo Daniel, Crocker Alex, James Eric, Kingston III John, *Ontwerp en Fabricage van een Miniatuur Turbojetmotor* [BSc], Worcester Polytechnisch Instituut, 2018-03. 35[38] "Van de constructie van de Turbo Jet motor tot de vlucht - slechts één stap"[Online]. Beschikbaar op: <https://www.youtube.com/watch?v=dYFYZ-g7fzA>. (toegang op 2019-06). 39, 51, 57[39] "Diepgroefkogellagers SKF 618/5" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=618/5>. (toegang op 2019-10). 39, 53[40] *Rollagers voor Industriële Machines*, NSK Motion & Control, 2016 39[41] "Roestvrij Staal - Specificaties, Kwaliteiten en Eigenschappen" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=2874>. (toegang op 2020-01). 54[42] "Aluminium en Aluminiumlegeringen - Kenmerkende Voordelen en Gunstige Eigenschappen van Aluminium Extrusies" [Online]. Beschikbaar op: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=4192>. (toegang op 2020-01). 54

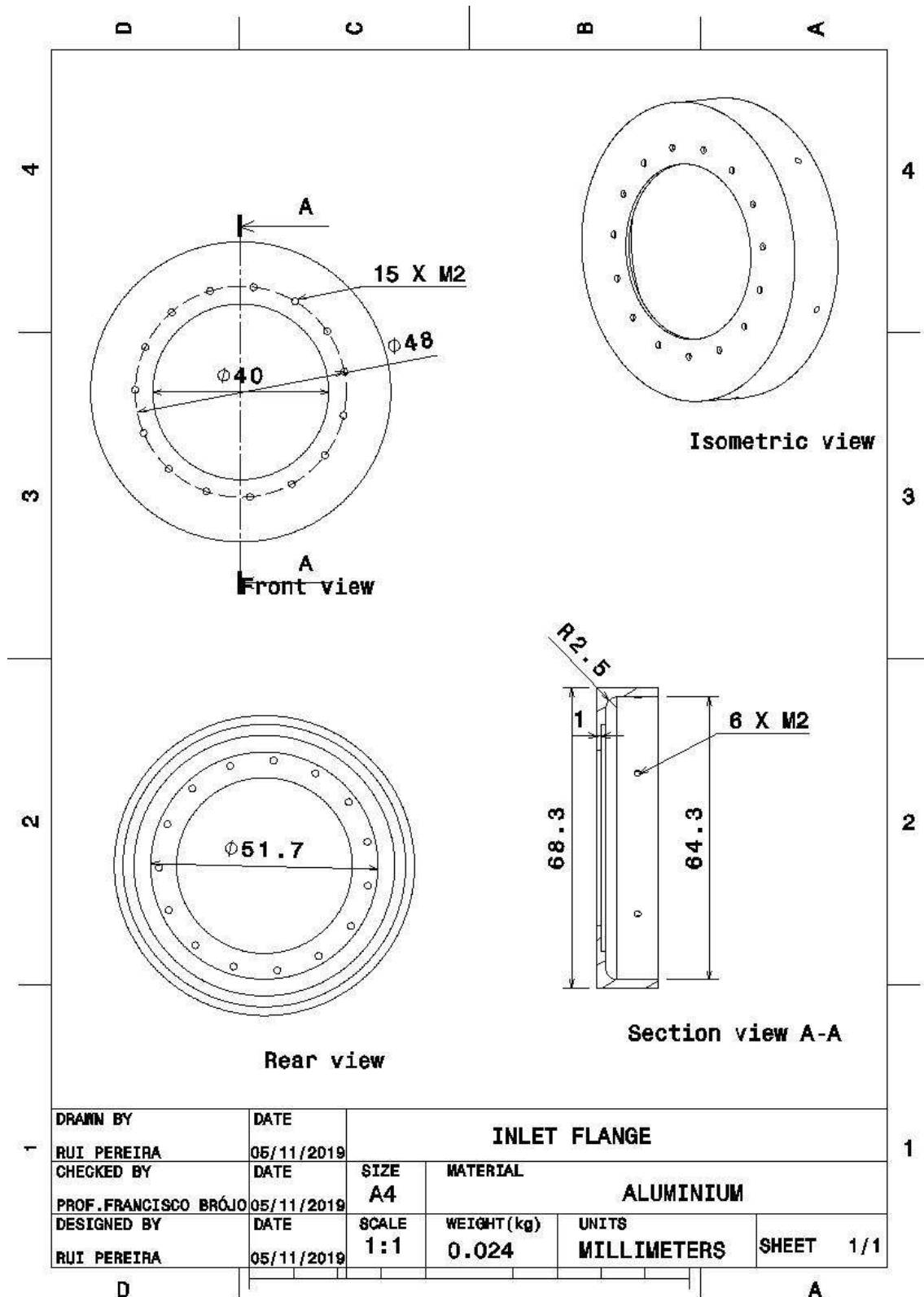
Bijlagen

Bijlage A - Onderdelenlijst

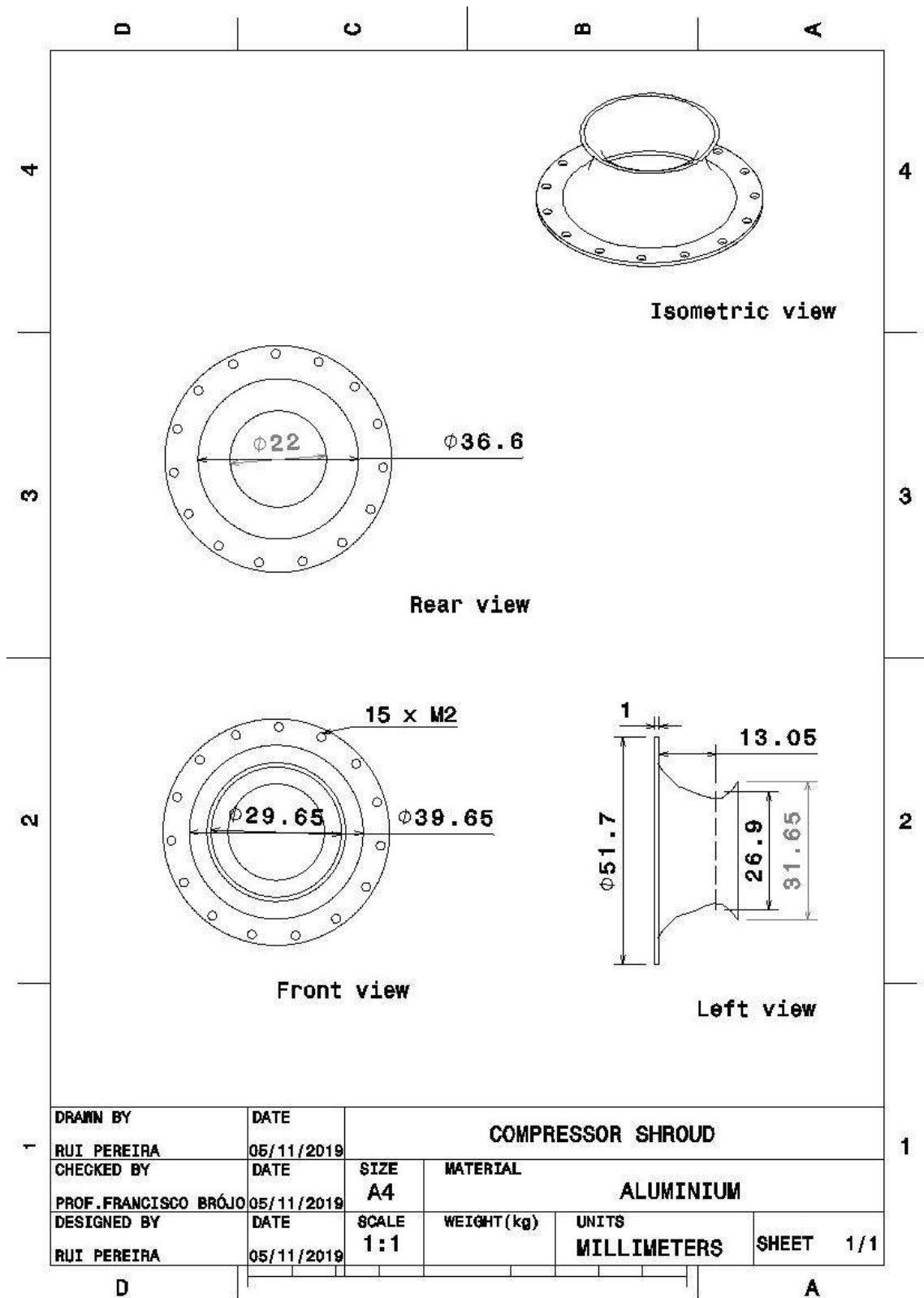
Tabel 1:
Onderdelenlijst

Part No.	Description	No. Off	Material/Type	Blank Dimensions/Notes
1	Compressor Shroud	0	Aluminium	
2	Compressor Wheel	1	Cast Aluminium	Possible alloys: Al-Si-Cu-Mg
3	Diffuser	0	Aluminium	
4	Spacer Disk	2	Stainless Steel/Aluminium	
5	Bearing	2	618/5	Deep groove ball bearings
6	Engine shaft	1	Stainless Steel	Turned
7	Shaft Tunnel	1	Aluminium	Turned
8	Combustion Camber	1	Stainless Steel	TIG Welding
8.1	Outer section	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
8.2	Inner section	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
8.3	Front Section	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
8.4	Rear Section	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
8.5	Fuel Ring Support	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
8.6	Vaporization Tubes	6	Stainless Steel	ø3 mm tube
9	Injector Ring	1	Stainless Steel	Soldered
9.1	Injector Ring	1	Stainless Steel	ø3 mm tube
9.2	Injector Needle	6	Syring needle	ø0,8 mm
10	Turbine NGV	1	Stainless Steel, Cast Aluminium	Possible alloys: Al-Si-Cu-Mg
10.1	Turbine's base	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
10.2	Blades	9	Cast Aluminium	Possible alloys: Al-Si-Cu-Mg
10.3	Blade jacket	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
10.4	Turbine jacket	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
11	Turbine	1	Cast Alumium	Possible alloys: Al-Si-Cu-Mg
12	Exhaust Nozzle	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
12.1	Washer	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
13	Casing	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
13.1	Casing Rear Section	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick
14	Inlet Flange	1	Aluminium	Turned
16	Pre-Load Spring	1	Steel	
17	Sleeve	1	Stainless Steel	Sheet, 1mm thick, welded

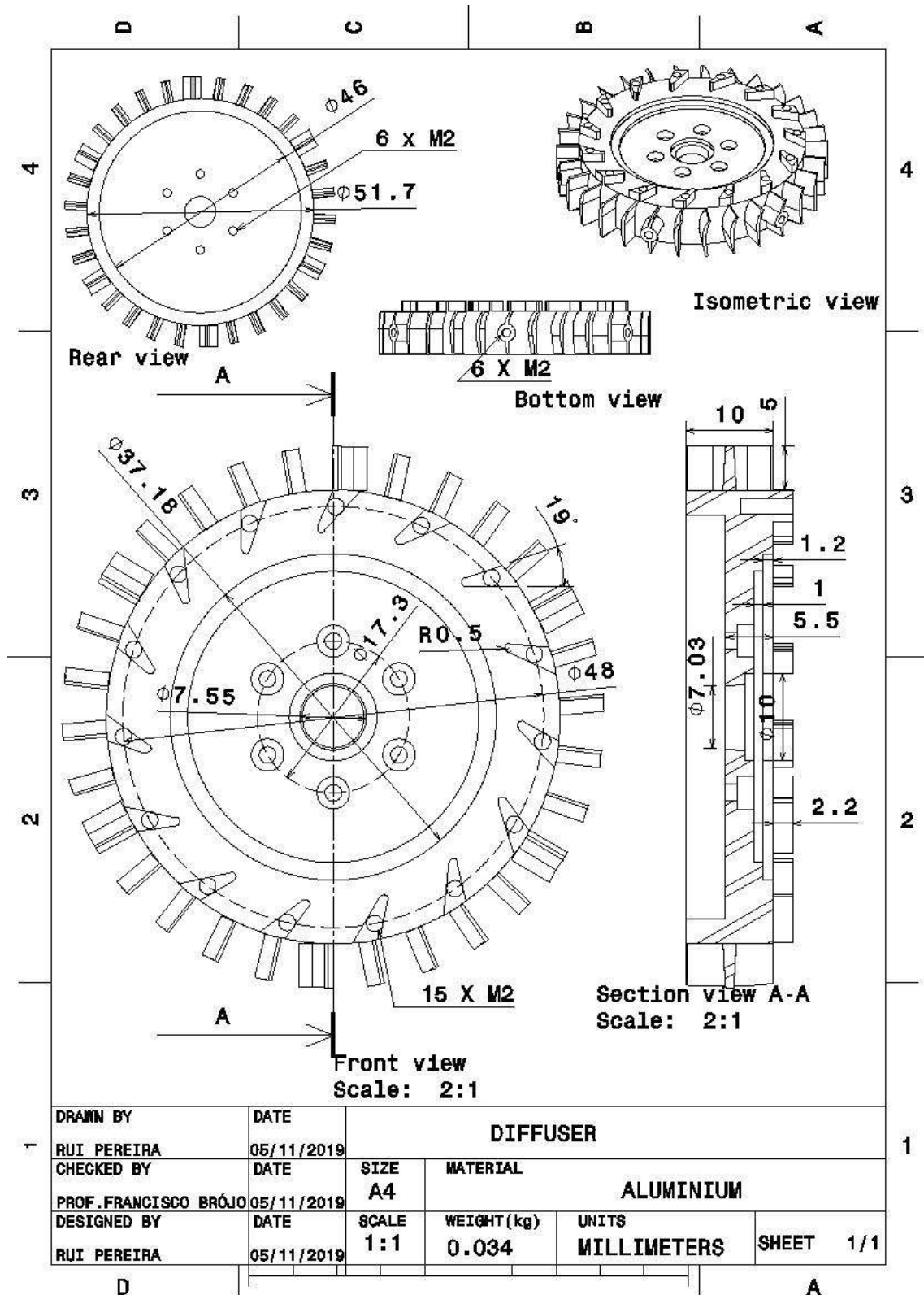
Bijlage B - 2D-tekeningen van de componenten van de turbojet



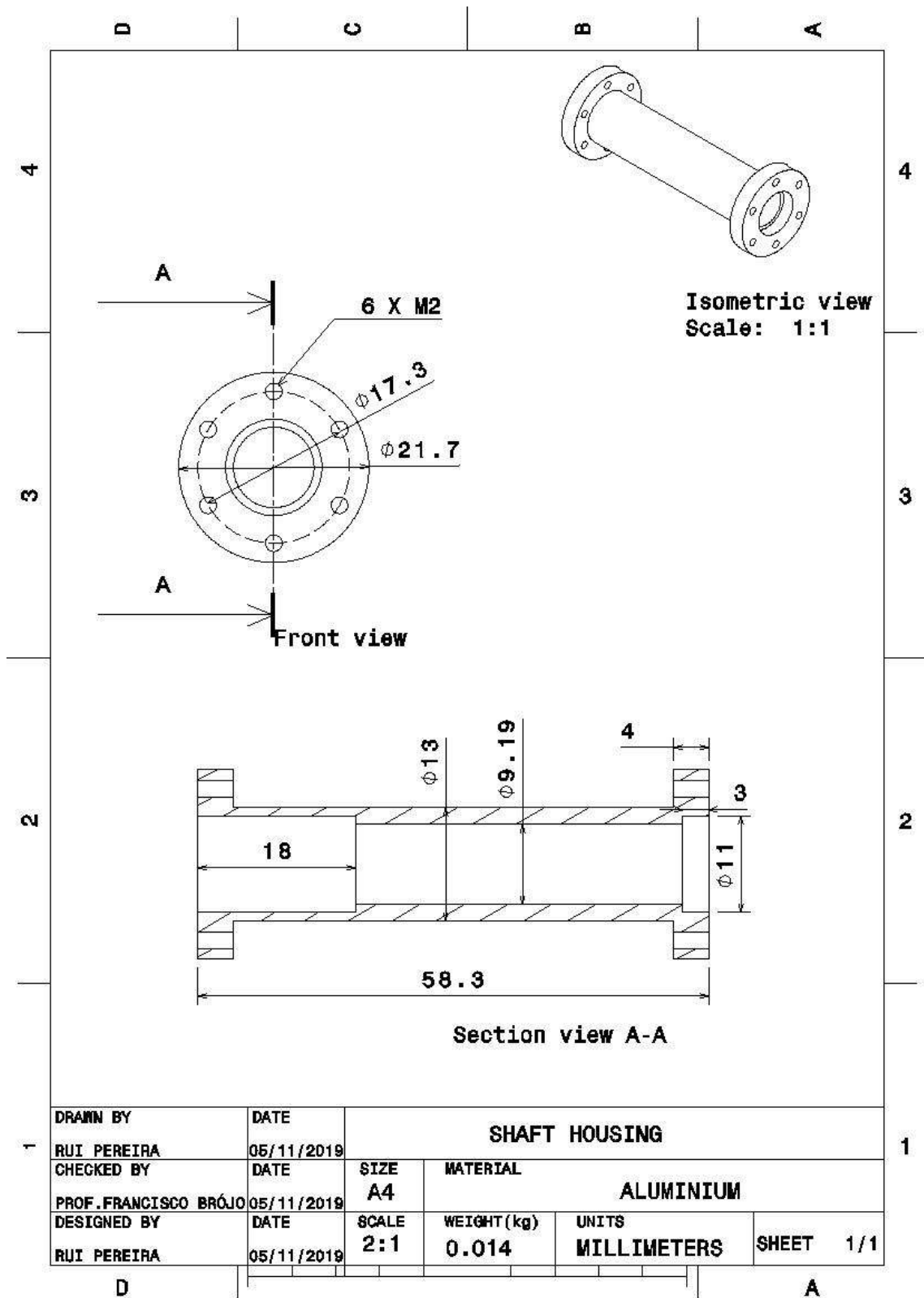
Figuur B.1: Inlaatflens



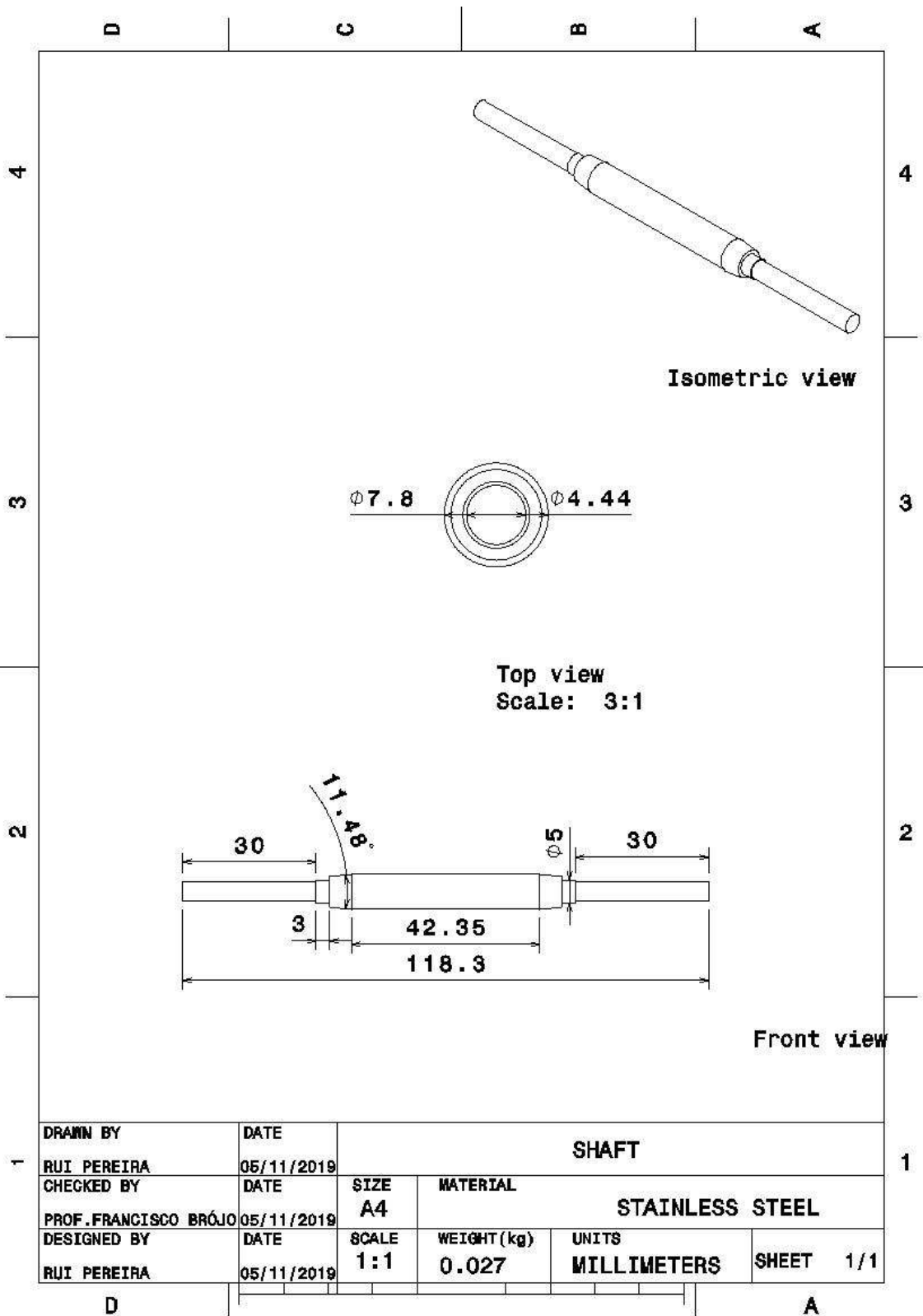
Figuur B.2: compressoromhulsel



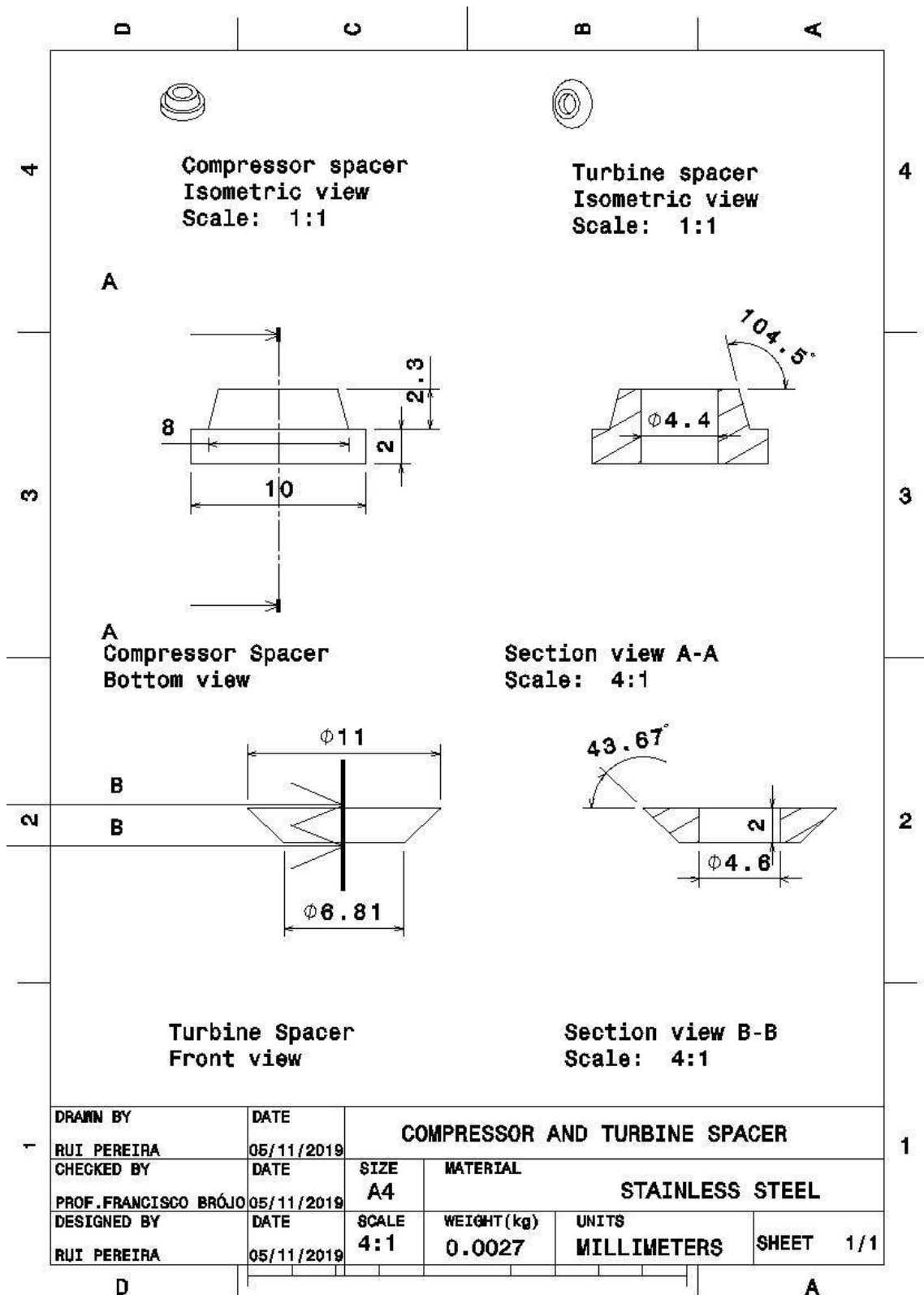
Figuur B.3: Diffuser



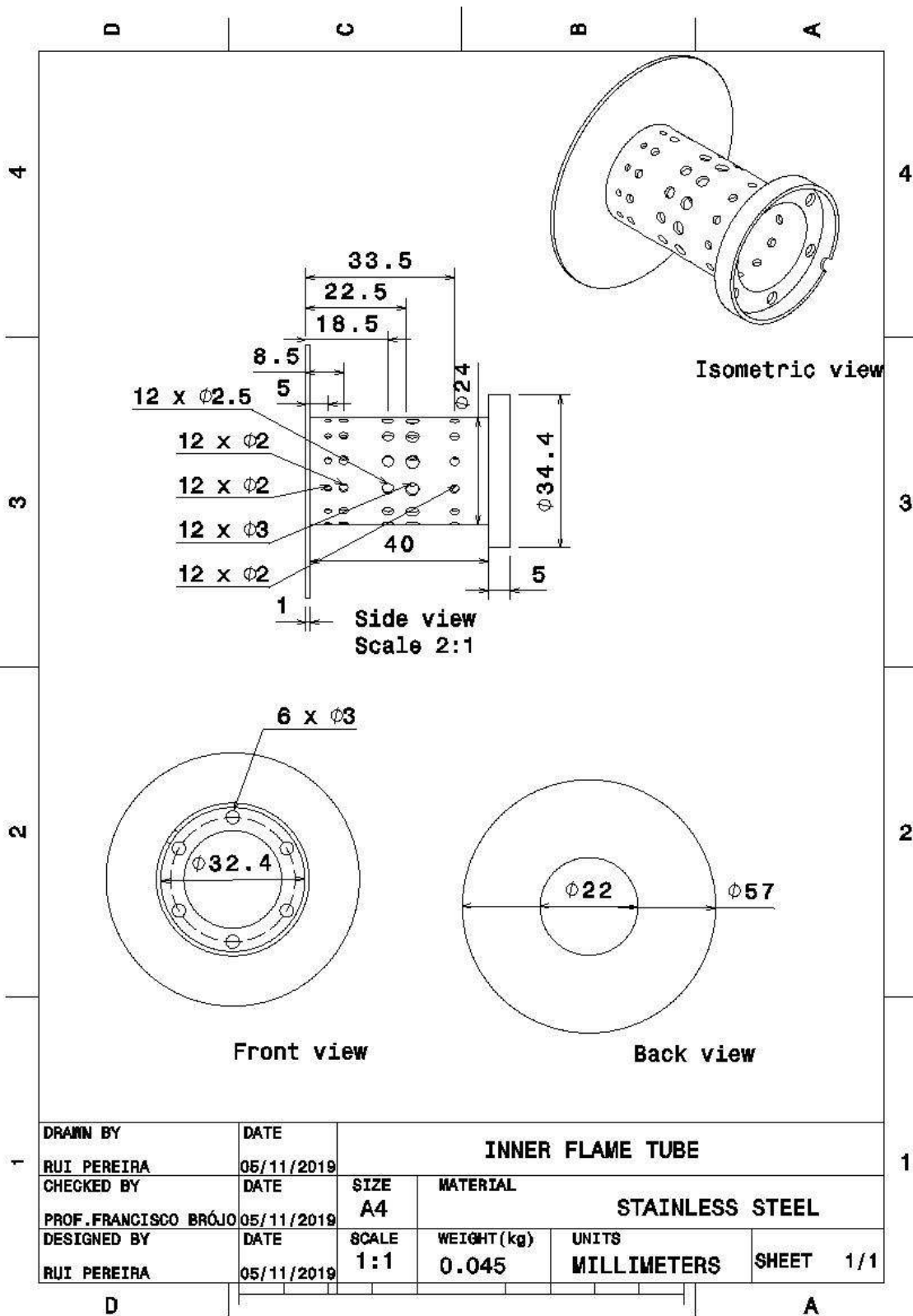
Figuur B.4: Ashuis



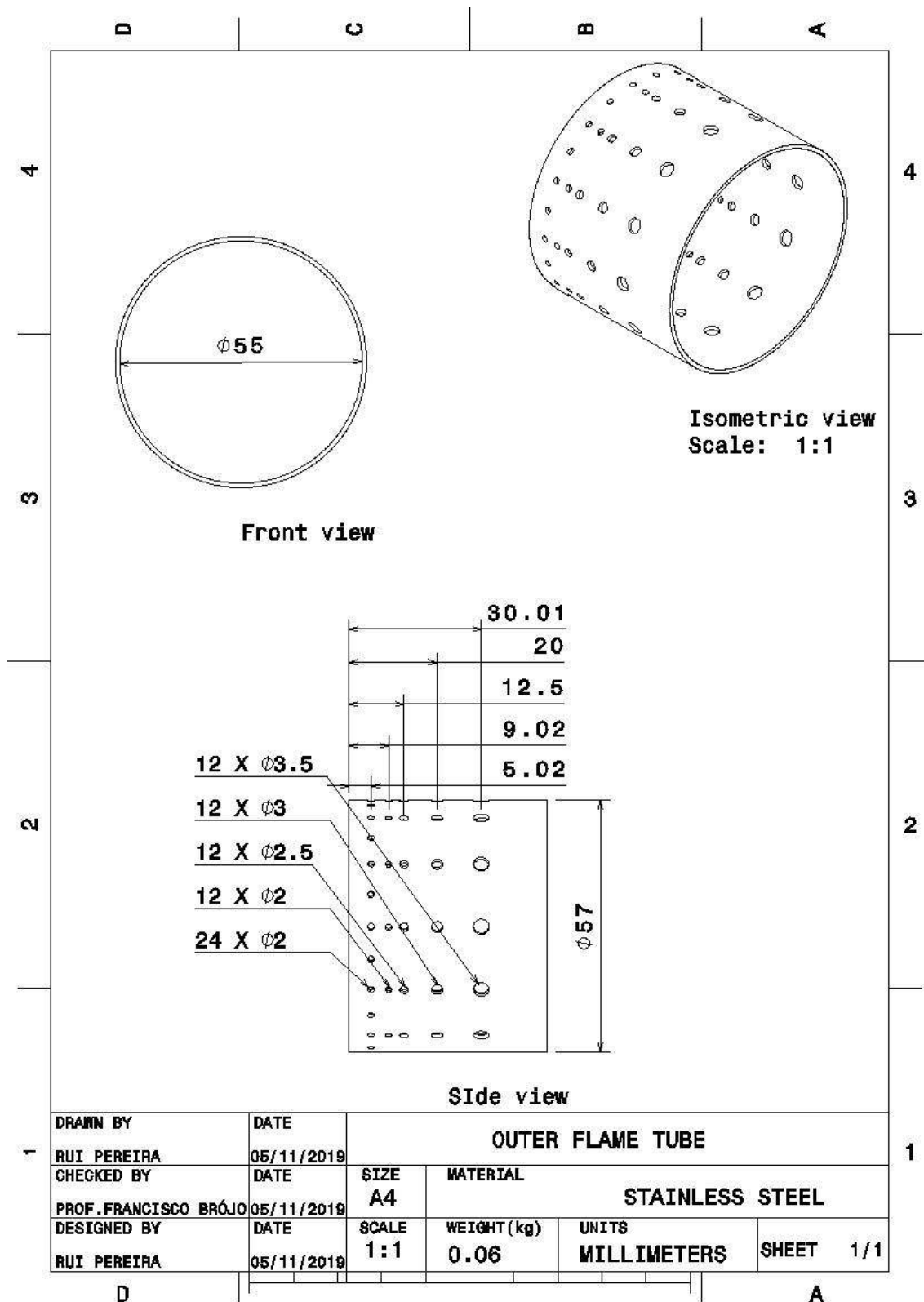
Figuur B.5: As



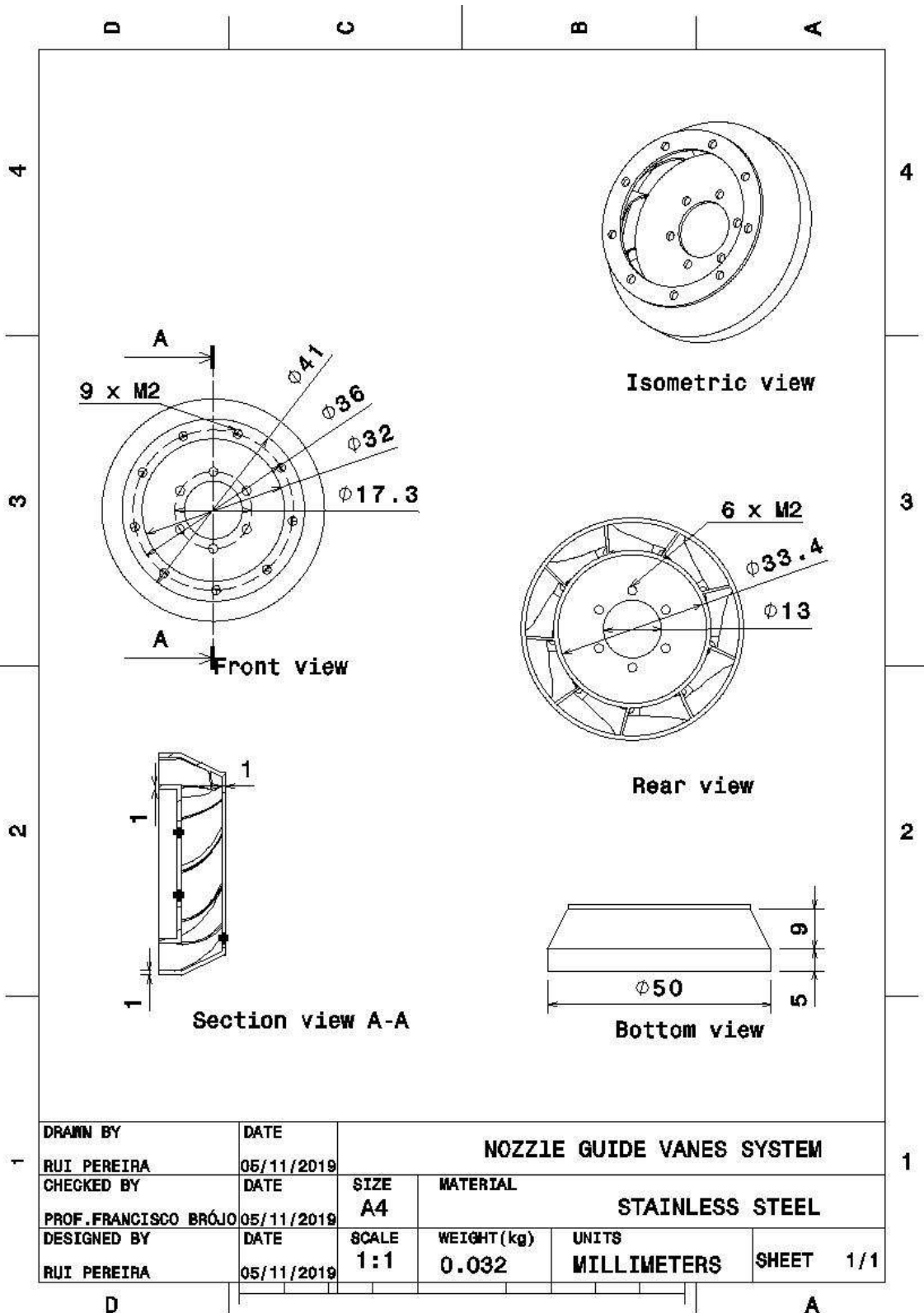
Figuur B.6:
Afstandhouders



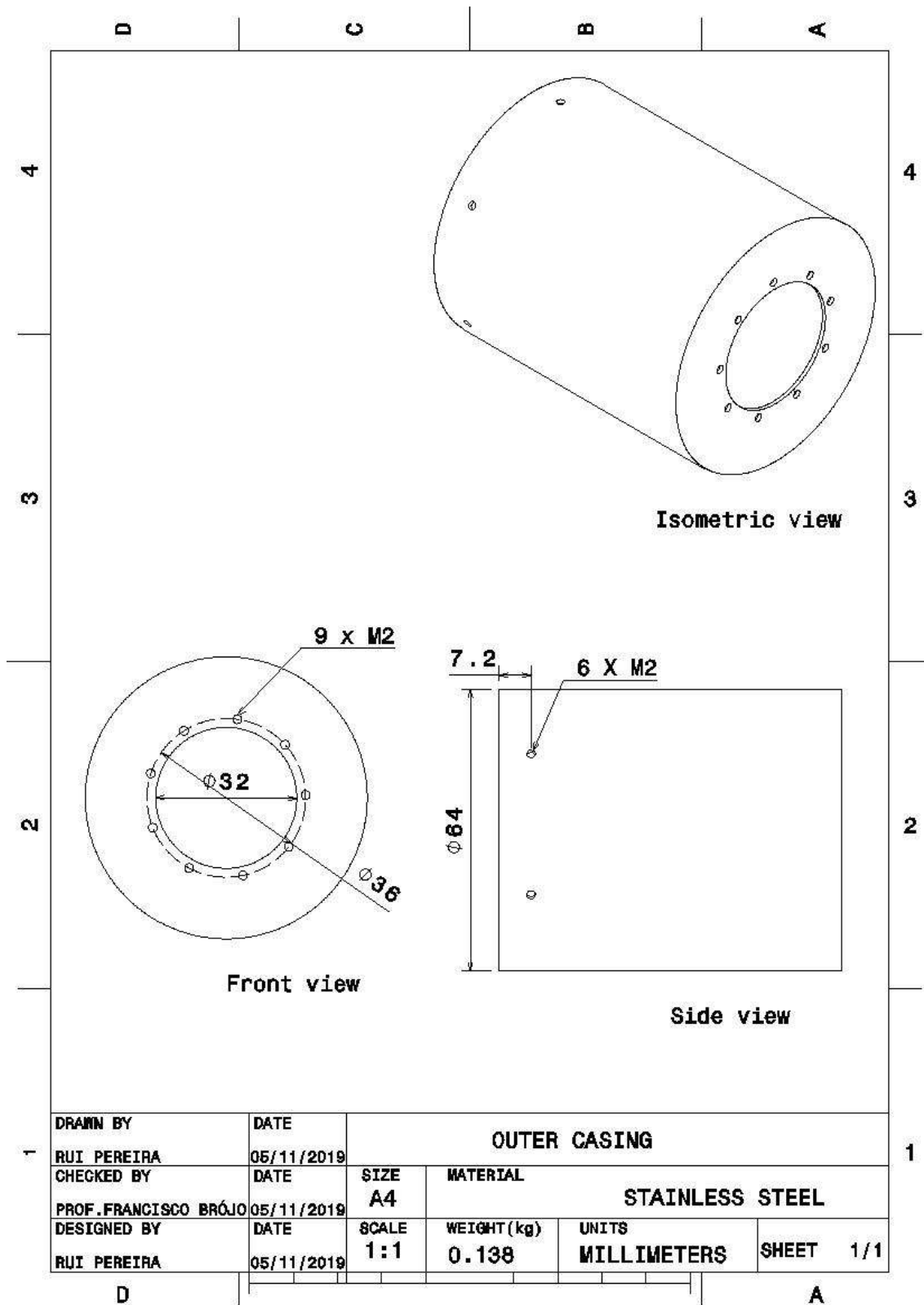
Figuur B.7: Binnenste vlammenbuis met brandstofringsteun



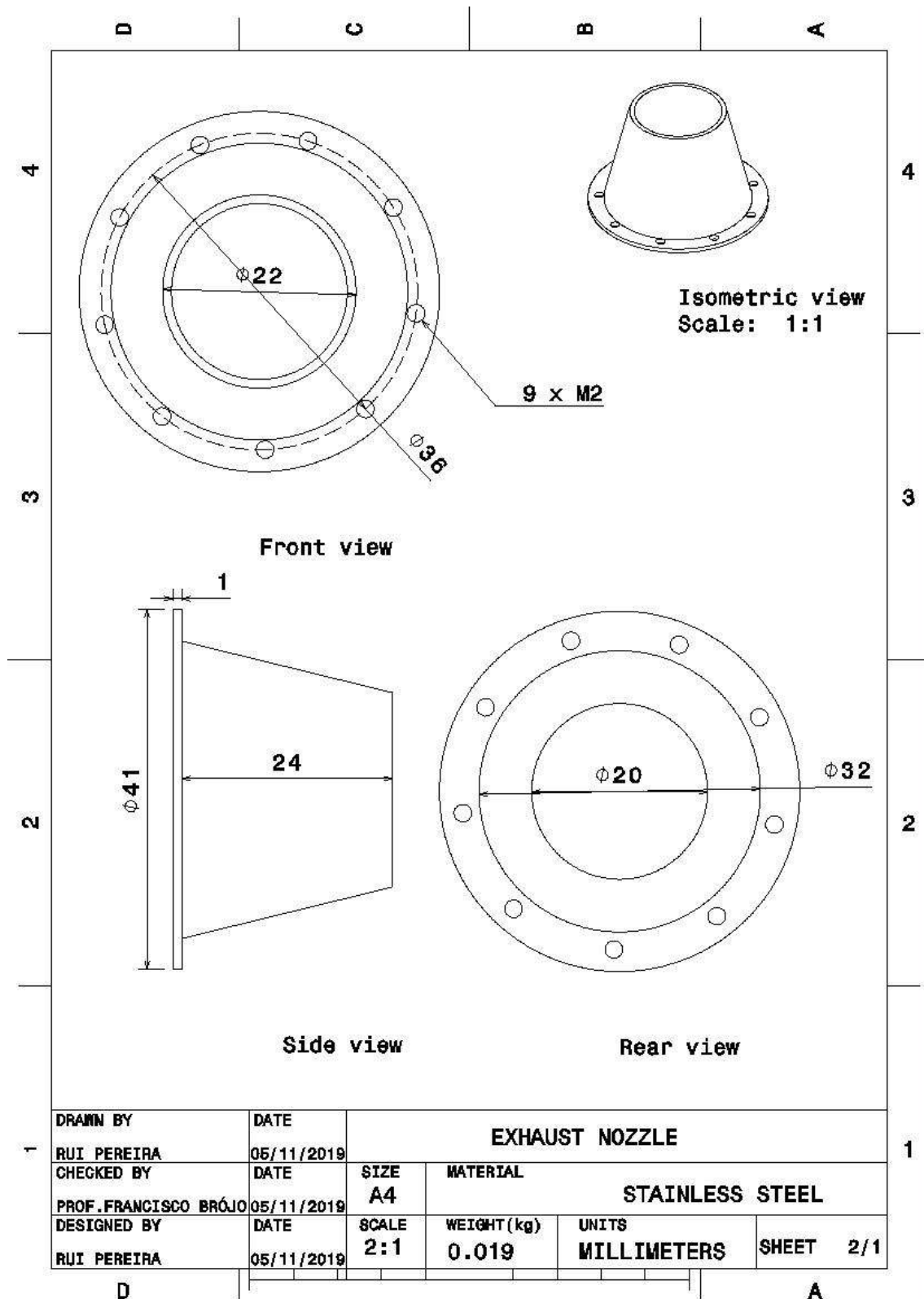
Figuur B.8: Buitenste vlammenbuis



Figuur B.9: Mondstukgeleidingssysteem

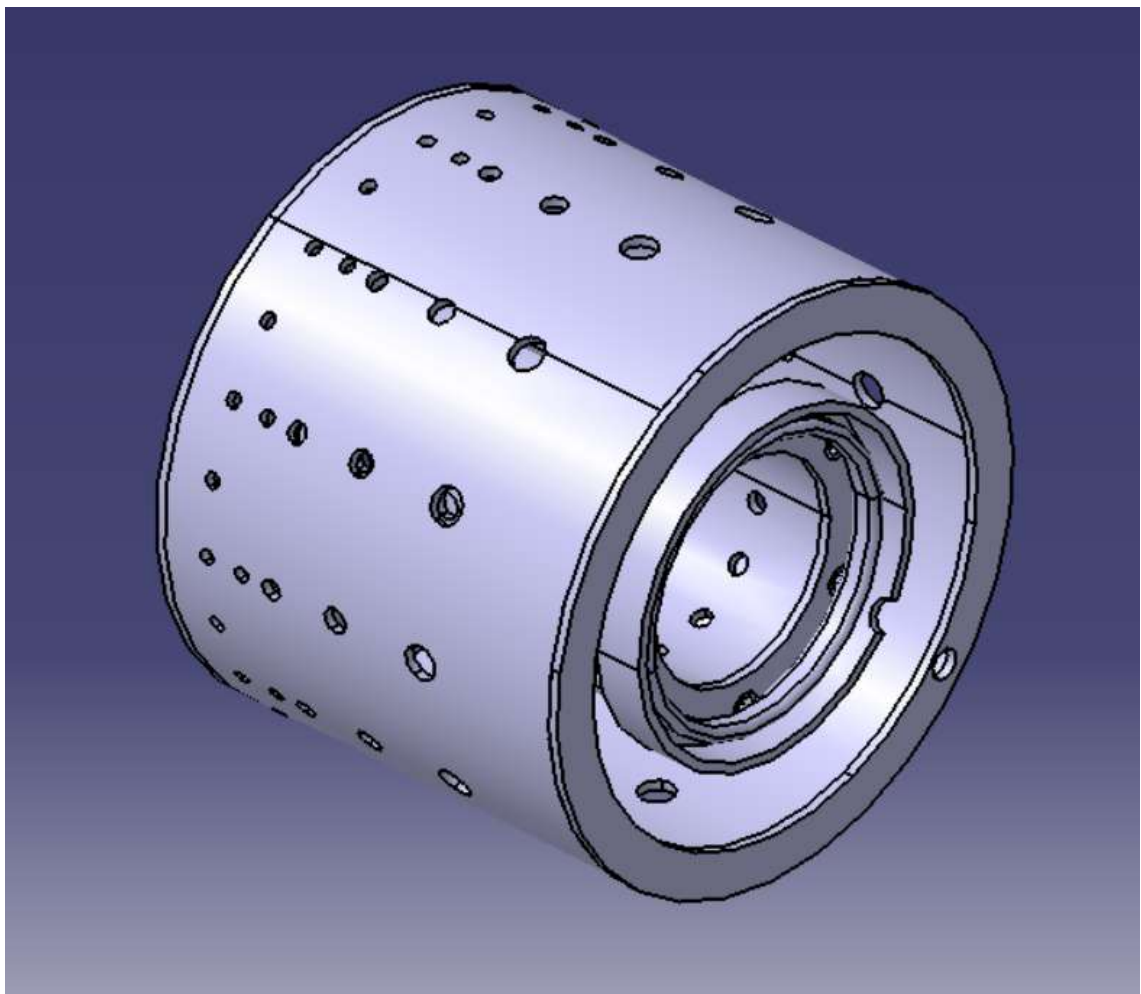


Figuur B.10: buitenmantel

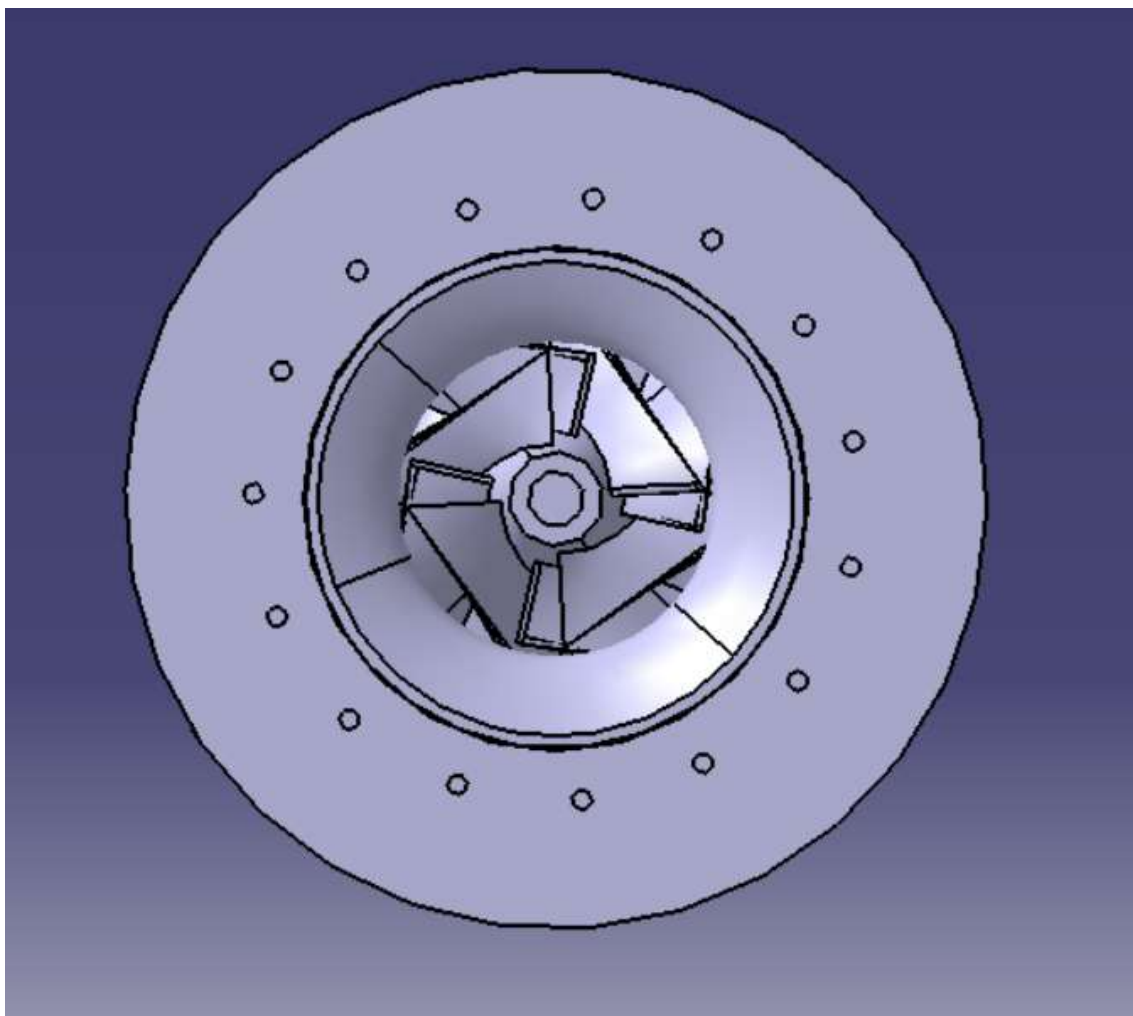


Figuur B.11: Uitlaatmondstuk

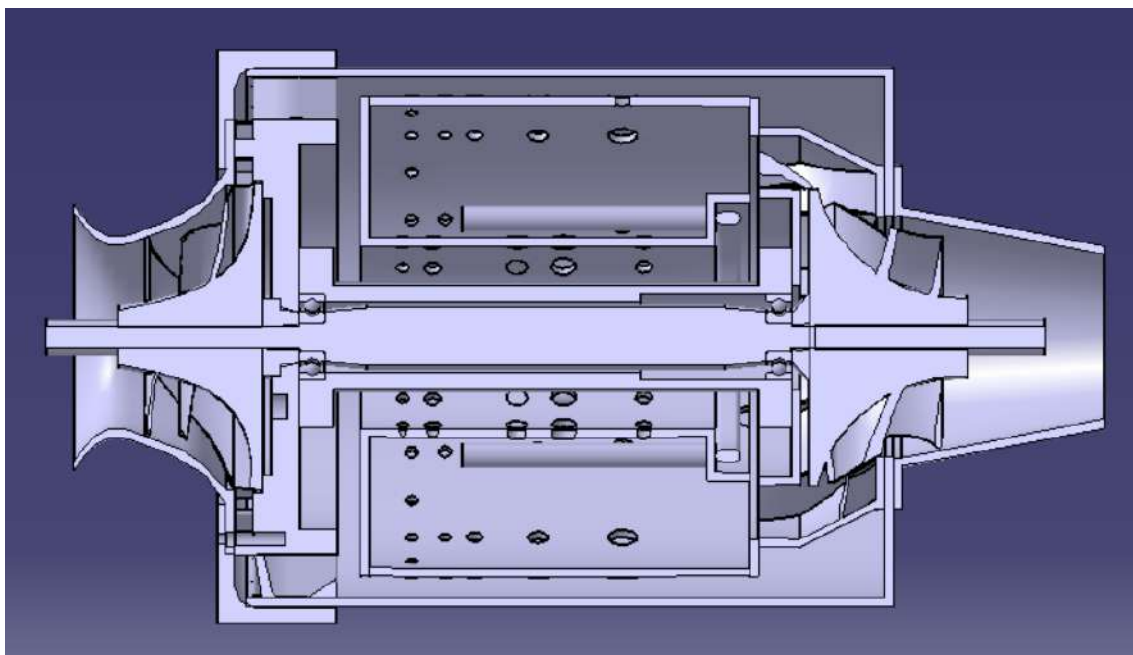
Bijlage C - 2D-, 3D-weergaven van de turbojet



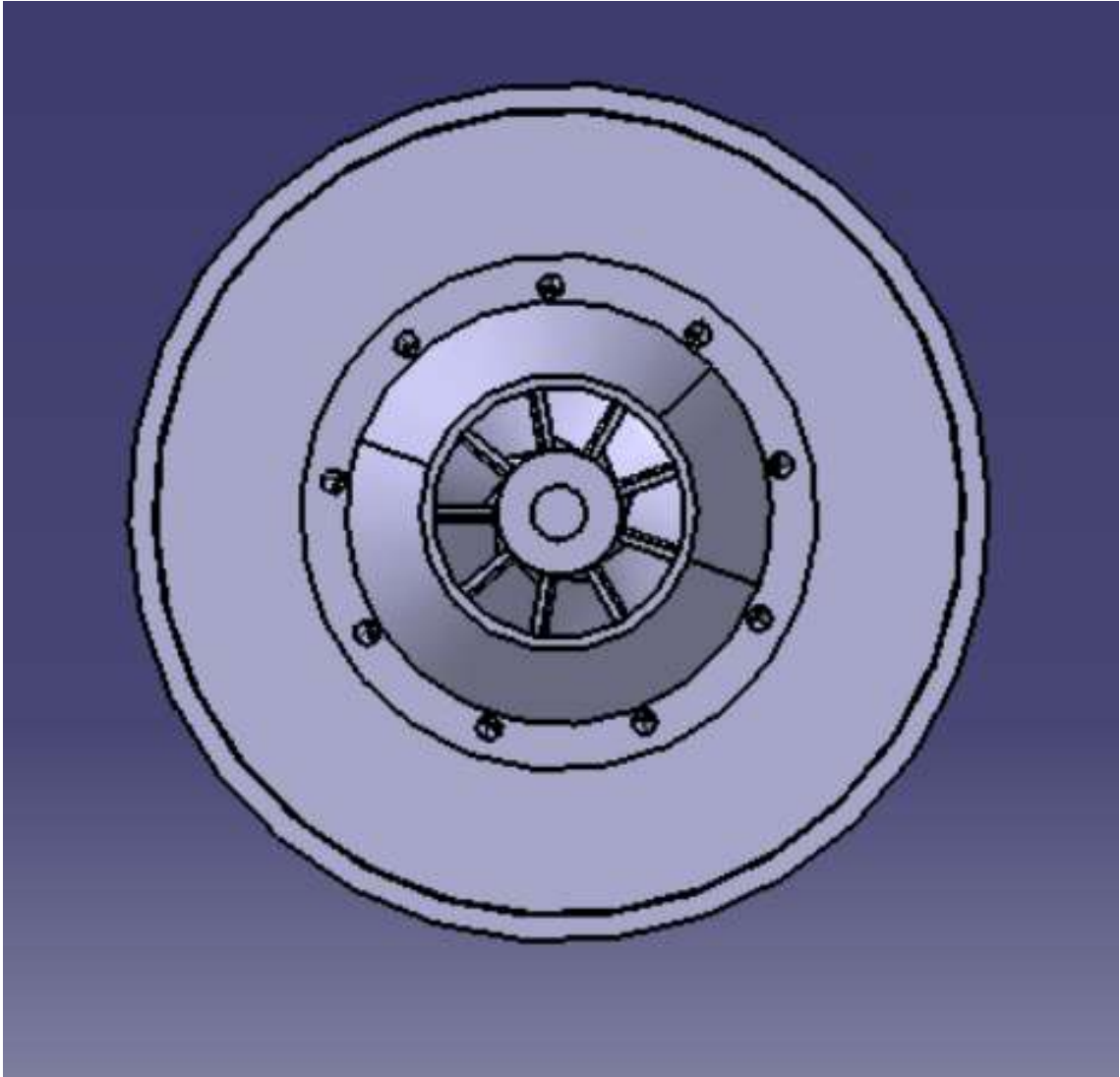
Figuur C.1: "Verbrandingskamer"



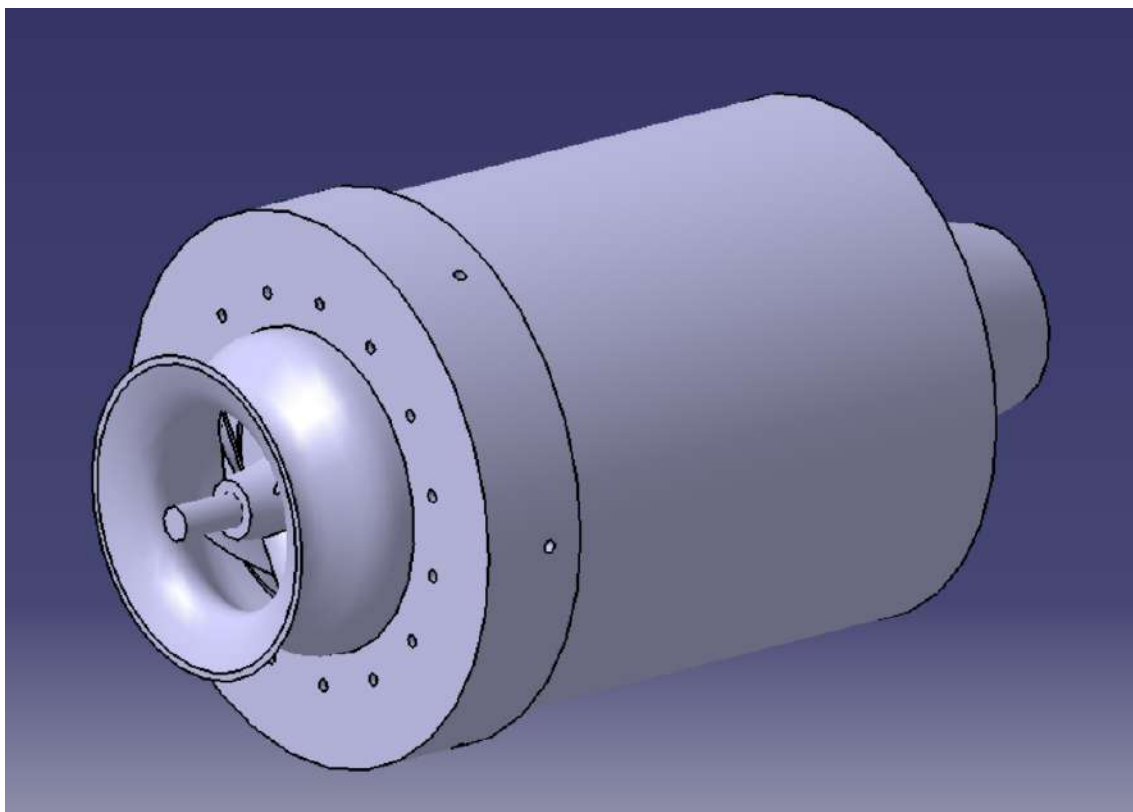
Figuur C.2: "turbojet vooraanzicht"



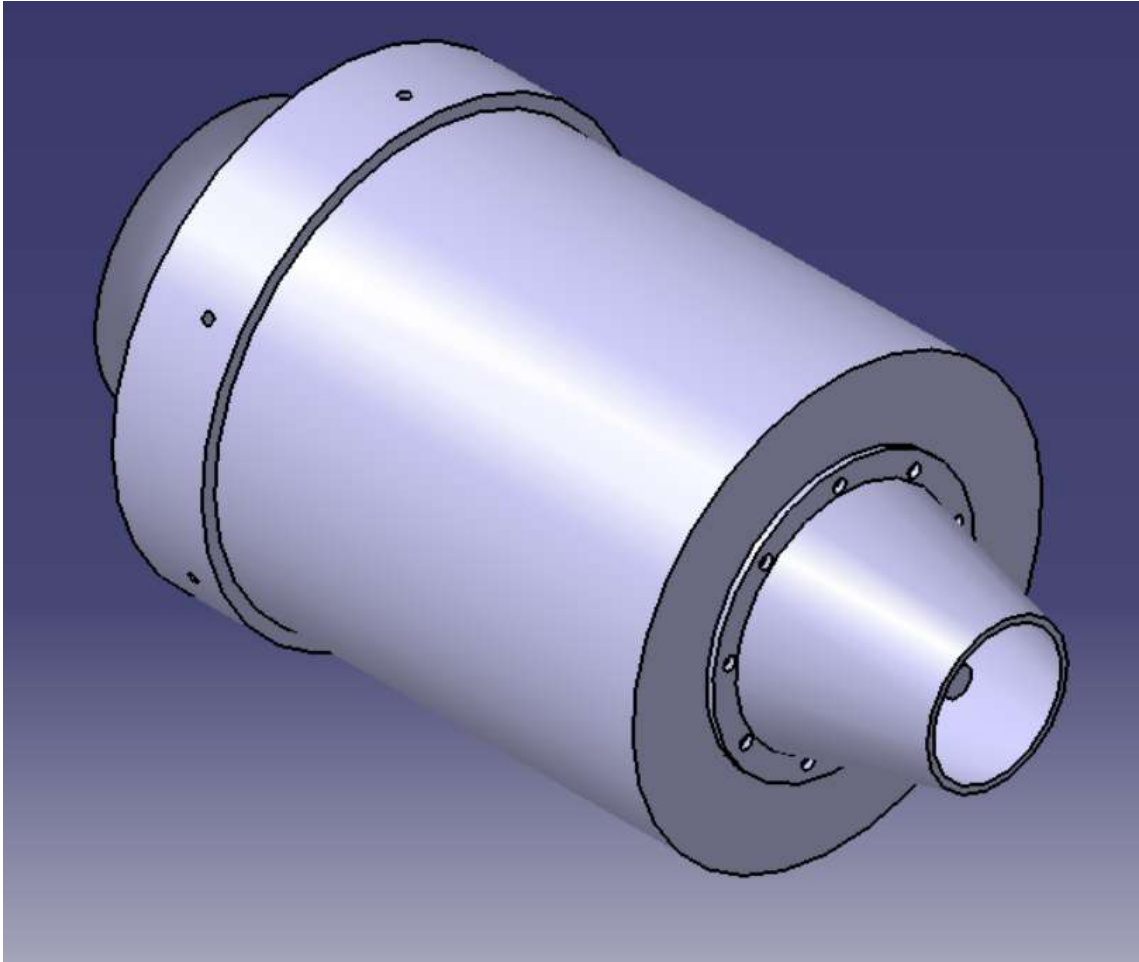
Figuur C.3: "turbojet middenaanzicht"



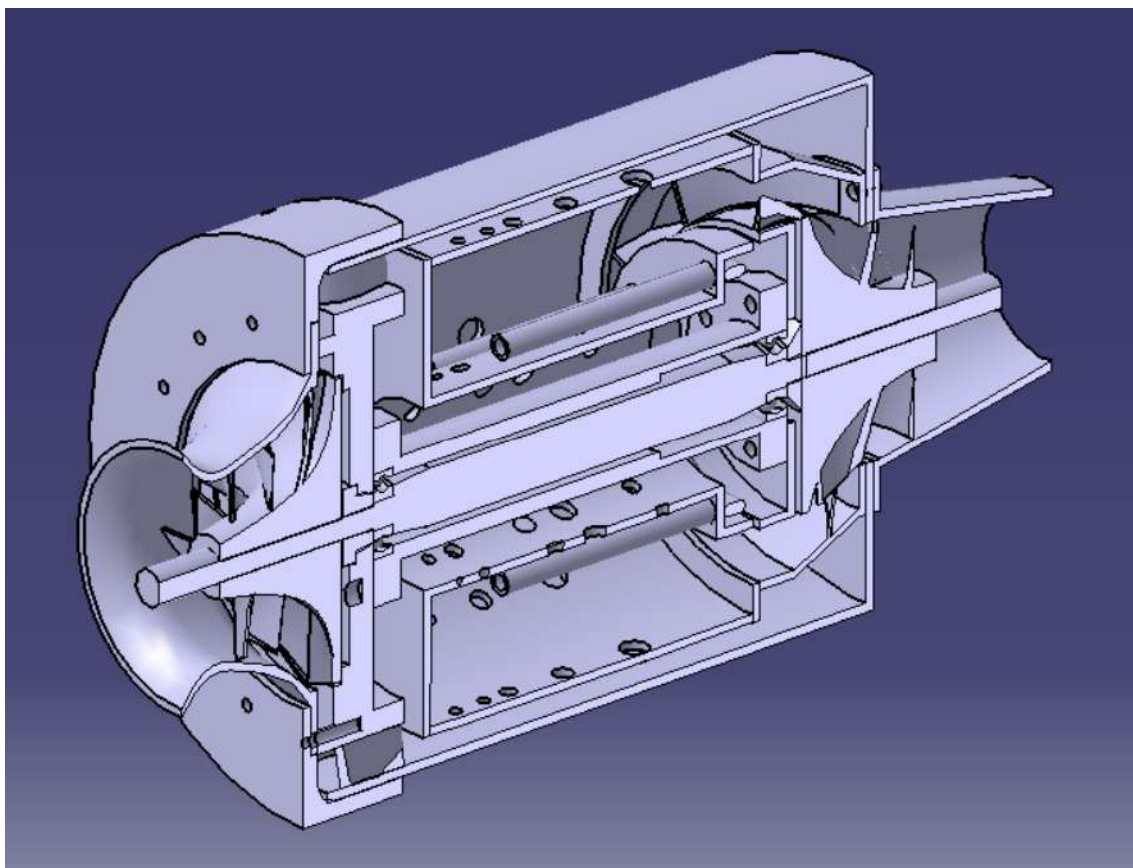
Figuur C.4: "turbojet achteraanzicht"



Figuur C.5: "turbojet isometrisch 3D-aanzicht 1"



Figuur C.6: "turbojet isometrisch 3D-aanzicht 2"



Figuur C.7: "turbojet middenaanzicht isometrisch 3D-aanzicht"

Bijlage D - Turbojet werkelijke cyclus

Tabel 2: Turbo VZ21 technische specificaties [36]

	Type	RHF3	RHF4	RHF5	RHF55	RHF6	RHE61	RHE62	RHE7	RHE8	
Item	Air Flow Rate (at: $\pi=2.0$)	m³/min ft³/min	0.75~6.3 26.5~222.5	1.0~9.4 35.3~332.0	1.4~10.8 49.4~381.4	2.4~13.5 84.8~476.8	3.1~16.5 109.5~582.7	3.3~17.5 116.5~618.0	4.5~20.0 158.9~706.3	5.5~24.0 194.2~847.6	7.0~30.0 247.2~1069.5
	Maximum Pressure Ratio		2.7	27	2.8	3.0	3.0	3.3	3.3	3.3	3.3
	Maximum Speed	X10³rpm	250	190	180	168	140	140	131	120	107
	Maximum Allowable Gas Temperature	°C	950	950	950	950	950	750	750	750	750
		°F	1742	←	←	←	←	1382	←	←	←
	Weight (without waste-gate valve)	kg lb	(1.9) (4.2)	(2.6) (5.7)	(3.2) (7.1)	(5.1) (11.2)	(6.7) (14.8)	7.8 17.2	10.5 23.2	(11.4) (25.1)	(15.0) (33.1)
	Diesel Engine Application	Ps	20~100	46~130	54~154	85~200	100~40	50~260	70~300	80~360	105~450
	Gasoline Engine Application	Ps	27~135	62~177	73~208	115~270	135~322				
External Dimensions	A	m/m	135	167	170	207	223	238	253	231	251
	B		22	37	27	43	43	47	45	50	52
	C		133	163	167	201	222	234	245	253	270
	D		88	102	110	124	124	136	146	161	175
	E		58	65	70	75	75	78	76	86	95
	F		65	74	80	102	102	100	125	120	130
	G-1 with Waste- Gate Valve		162	180	211	237	237	256	291		
	G-2 without Waste- Gate Valve		(136)	(155)	(167)	(200)	(196)			(246)	(265)
	H-1 with Waste- Gate Valve		135	125	138	156	156	175	186		
	H-2 without Waste- Gate Valve		(127)	(125)	(138)	(156)	(156)			(195)	(215)

Een daadwerkelijke cyclusanalyse is gemaakt waarbij de compressor draait op 200000 toeren per minuut. Uit Tabel 2 werd een compressieverhouding π_c van 2,2 verkregen met een luchtmassastroom, \dot{m}_a , van 0,1047 kg/s.

Aangenomen parameters:

M_0	0.05	
V_r	17.35944	m/s
R	0.287	kJ/kgK
P_r	101.325	kPa
T_r	300	K
γ_c	1.4	
γ_t	1.333	
c_{pc}	1.005	kJ/kgK
c_{pt}	1.148	kJ/kgK
T_{04}	873	K
F_{HVV}	15	K
	46300	kJ/kg [29]
η_i	0.7	
η_c	0.7	
π_c	2.2	
λ	0.8	
η_b	0.9%	ΔP_c
η_t	0.8	
η_n	0.8	

Ontwerp en fabricage van een mini-turbojetmotor

- Inlaat

$$\begin{array}{ll} P_{02} & 101.4492 \text{ kPa} \\ T_{02} & 300.15 \text{ K} \\ \pi_i & 1.001226 \end{array}$$

- Compressor

$$\begin{array}{ll} P_{03} & 223.1882 \text{ kPa} \\ T_{03} & 408.4893 \text{ K} \\ Q_c & 11.39 \text{ kJ/s} \end{array}$$

- Brander

$$\begin{array}{ll} P_{04} & 218.7244 \text{ kPa} \\ f & 0.01455321 \end{array}$$

- Turbine

$$\begin{array}{ll} P_{05} & 147.534 \text{ kPa} \\ T_{05} & 791.3519 \text{ K} \\ W_t & -9.824 \text{ kJ/s} \end{array}$$

- Mondstuk Kritische Drukcontrole

$$\begin{array}{ll} P_{06}/P_c & 2.196106 \text{ kPa} \\ P_{06}/P_a & 1.456047 \text{ K} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} P_{06}/P_c > P_{06}/P_a \text{ (Niet} \\ \text{verstikt)} V_7 & 22.17492 \text{ m/s} \\ T_{07} & 577.1850 \text{ K} \end{array}$$

Prestatieparameters van straalmotoren

$$\begin{array}{llll} \text{Specific Thrust} & F/\dot{m} & 5.138204 \text{ N s/kg} \\ \text{TFSC} & 10.19647 \text{ kg/Nh}\eta_{th} \\ \text{Thermische efficiëntie} & 0.1465787\eta_p \\ \text{Aandrijf efficiëntie} & 0.88348601\eta_o & \text{Totale} \\ \text{efficiëntie} & 0.1319971 \end{array}$$

