

Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen

master in de industriële wetenschappen:
elektromechanica

Masterthesis

Design and Validation of the Outrunner Design in a Formula Electric racecar

Baue Boersma

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

PROMOTOR :

Prof. dr. ir. Elke DECKERS

COPROMOTOR :

ing. Mathijs GORIS

PROMOTOR :

ing. Stan EYKERMAN

Gezamenlijke opleiding UHasselt en KU Leuven



Universiteit Hasselt | Campus Diepenbeek | Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen | Agoralaan Gebouw H - Gebouw B | BE 3590 Diepenbeek

Universiteit Hasselt | Campus Diepenbeek | Agoralaan Gebouw D | BE 3590 Diepenbeek

Universiteit Hasselt | Campus Hasselt | Martelarenlaan 42 | BE 3500 Hasselt



2022
2023

Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen

master in de industriële wetenschappen:
elektromechanica

Masterthesis

Design and Validation of the Outrunner Design in a Formula Electric racecar

Baue Boersma

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

PROMOTOR :

Prof. dr. ir. Elke DECKERS

PROMOTOR :

ing. Stan EYKERMAN

COPROMOTOR :

ing. Mathijs GORIS



KU LEUVEN

Woord vooraf

“Werk wat je graag doet, is een hobby”, met deze visie heb ik deze thesis afgerond. Een onderzoek met een uitvoerende werking is hetgeen wat ik graag doe. Daarom wil ik graag een aantal personen bedanken die dit mogelijk hebben gemaakt.

Eerst en vooral wil ik mijn promotoren, Prof. Dr. Ir. Elke Deckers, ing. Mathijs Goris, ing. Stan Eyckerman, bedanken. De vlotte communicatie, kritische blik en aangename werksfeer zorgde voor de nodige waardering en het academisch resultaat. De partners van Formula Electric Belgium hebben ervoor gezorgd, dit ontwerp fysiek mogelijk te maken. Daarnaast dragen alle onderhandelingen en gesprekken bij tot de ontwikkeling van de nodige softskills die nodig zijn in de bedrijfswereld. Naast alle professionele partners hebben mijn ouders ook een belangrijke rol gehad in deze thesis. Beide zijn ingenieurs en hebben doorheen hun carrière connecties opgebouwd die zijn aangesproken en een werkplaats uitgebouwd die het mogelijk maakt deze thesis tot een goed einde te brengen.

Naast de academische groei heeft deze thesis bijgedragen tot de groei als ingenieur. Hetgeen de ingenieurs opleiding doorheen de jaren in verschillende vakken heeft bijgebracht, komt nu in één project samen. Hierbij denk ik aan verslaggeving, communicatie, management, productie, productietekeningen, materiaalkunde, materiaalbewerking, sterkteleer, CAD...

Kortom, dit eindwerk is een einde aan mijn studentencarrière en een start van mijn ingenieurscarrière.

Baue Boersma

Contents

Woord vooraf	1
Lijst van figuren	5
Lijst van tabellen/grafieken	7
Abstract	9
Abstract in English	11
1 Inleiding	13
1.1 Situering	13
1.1.1 Ontwerpfase.....	14
1.1.2 Productiefase/Validatie.....	14
1.2 Collaboraties	14
1.3 Probleemstelling	15
1.4 Doelstelling	15
2 Bronnenstudie	17
2.1 ‘Inrunner’ VS ‘Outrunner’	17
2.1.1 Inrunner.....	17
2.1.2 Outrunner.....	19
2.2 Lagers (Schaeffler)	21
2.3 Dichtingen (Trelleborg)	21
2.4 Versnelde levensduur testen	23
2.5 Digitaal simulatie model	25
2.6 Berekend rendement	25
2.7 Kritische parameters	26
2.8 Kritisch olieniveau	27
3 Methode	33
3.1 Ontwerp	33
3.2 Fysieke testen	33
3.3 Verwerking van de resultaten	33
4 Ontwerpkeuzes	35
4.1 Ontwerp	35
4.2 Ontwerproblemen	35
4.2.1 Beperkte binnenwerking	35
4.2.2 Zonnewielbevestiging.....	35
4.2.3 Motorbevestiging	35
4.2.4 Bevestiging van de velg	35
4.2.5 Axiale krachtoverdracht	36

4.2.6	Oliedichtheid/levensduur.....	36
4.3	Ontwerpoplossingen.....	37
4.3.1	Beperkte Binnenwerking.....	37
4.3.2	Zonnewielbevestiging.....	37
4.3.3	Bevestiging van de velg.....	39
4.3.4	Olie dichting.....	40
4.3.5	Axiale krachtoverdracht.....	42
4.3.6	Varia.....	43
4.4	Gefabriceerde onderdelen & assemblage.....	43
4.4.1	Hub.....	43
4.4.2	Upright.....	44
4.4.3	Carrier & Sleeve.....	46
4.4.4	Voorspanmoer.....	49
4.4.5	Assemblage.....	49
5	Experimentele testen.....	53
5.1	Testopstelling.....	53
5.2	Testplanning.....	55
5.2.1	Inloop procedure.....	55
5.2.2	Basis profiel.....	56
5.2.3	Endurance.....	57
5.2.4	Max belasting.....	58
5.2.5	Olie niveau.....	59
5.3	Resultaten.....	60
5.3.1	Oliedichtheid.....	60
5.3.2	Inloopprocedure.....	62
5.3.3	Basis profiel.....	64
5.3.4	Endurance.....	69
5.3.5	Max Belasting.....	71
5.3.6	Olie niveau.....	71
6	Conclusie.....	75
6.1	Ontwerp.....	75
6.2	Resultaten.....	75
6.3	Toekomst Outrunner.....	75
6.3.1	Bevestiging motor.....	76
6.3.2	Hardpoints Upright.....	77
6.3.3	Verhogen van de binnenwerking.....	77
6.3.4	Tandwiel validatie.....	78
6.3.5	Dubbele uitvoering van de Sleeve.....	78
6.3.6	Omgedraaid remsysteem, remleiding door de assen.....	78
6.3.7	Opvangmagneet.....	80
	Referenties.....	81

Lijst van figuren

FIGUUR 1.1.1: SITUERING ELEKTRISCHE MOTOREN	13
FIGUUR 1.1.2: VERGELIJK OUD ONTWERP (LINKS) & NIEUW ONTWERP (RECHTS) MET 10 INCH VELG.....	14
FIGUUR 2.1.1: AANDUIDING 'HARD POINTS' [4]	17
FIGUUR 2.1.2: DOORSNEDE "INRUNNER" [4]	18
FIGUUR 2.1.3: DETAILDOORSNEDE "INRUNNER" [4].....	18
FIGUUR 2.1.4: DOORSNEDE "OUTRUNNER" & HARDPOINTS [2]	20
FIGUUR 2.1.5: DETAIL DOORSNEDE "OUTRUNNER" [2]	20
FIGUUR 2.3.1: SITUERING KEERRINGEN.....	22
FIGUUR 2.3.2: SITUERING V-RING	22
FIGUUR 2.4.1: SLIJTAGE VS LEVENSDUUR BIJ VERDUBBELING VAN DE FREQUENTIE/SNELHEID [7]	23
FIGUUR 2.4.2: VISUELE VOORSTELLING EQUIVALENTE TESTDUUR	24
FIGUUR 2.4.3: SN-CURVE ALUMINIUM 7075-T6	25
FIGUUR 2.7.1: POSITIE VERSNELLINGSMETER	26
FIGUUR 2.7.2: ASSENSTELSEL VERSNELLINGSMETER.....	27
FIGUUR 2.7.3: STOOMPROBES	27
FIGUUR 2.8.1: ABSOLUUT VERMOGENSVERLIES DOOR OLIENIVEAU	28
FIGUUR 2.8.2: AANDUIDING ZONES IN PLANETAIRE OVERBRENGING	28
FIGUUR 2.8.3: ZONE 1, GROTE PLANEETWIELEN GRIJPEN IN	29
FIGUUR 2.8.4: ZONE 2, RINGWIEL GRIJPT IN	29
FIGUUR 2.8.5: ZONE 3, PLANEETASSEN GRIJPEN IN.....	30
FIGUUR 2.8.6: ZONE 4, KLEINE PLANEETWIELEN GRIJPEN VOLLEDIG IN.....	30
FIGUUR 2.8.7: ZONE 5 ZONNEWIEL GRIJPT IN.....	31
FIGUUR 4.2.1: BINNENWERKING EINDRESULTAAT VOORGAAND ONDERZOEK	35
FIGUUR 4.2.2: AXIALE DOORSNEDE MOTOR/VERSNELLINGSBAK	36
FIGUUR 4.3.1: BINNENWERKING OUTRUNNER	37
FIGUUR 4.3.2: ZONNEWIEL -> 2022 (LINKS) VS ZONNEWIEL 2022 -> (RECHTS) MOTORBEVESTIGING	38
FIGUUR 4.3.3: AFSTAND ZONNEWIEL OUTRUNNER	38
FIGUUR 4.3.4: AFSTAND ZONNEWIEL INRUNNER.....	38
FIGUUR 4.3.5: BEVESTIGINGSMODULE MOTOR.....	39
FIGUUR 4.3.6: DIEPTE UPRIGHT	39
FIGUUR 4.3.7: BEVESTIGINGSPUNTEN TESTBANK	40
FIGUUR 4.3.8: TECHNISCHE TEKENING PDR-DICHTING	40
FIGUUR 4.3.9: SITUERING OLIEDICHTINGEN	41
FIGUUR 4.3.10: ALTERNATIEVE POSITIE PDR-DICHTING	42
FIGUUR 4.3.11: VERLOOP AXIALE KRACHTOVERDRACHT.....	42
FIGUUR 4.3.12: VOORSPANMOER & BORGING.....	43
FIGUUR 4.4.1: FOUT RINGWIEL LOBBEN	44
FIGUUR 4.4.2: UPRIGHT MET FOUT IN SHIMBEVESTIGING	44
FIGUUR 4.4.3: FOUT IN SHIMBEVESTIGING	45
FIGUUR 4.4.4: RESULTAAT POLIERBEWERKING UPRIGHT	45
FIGUUR 4.4.5: SITUERING DOORVOERDIAMETER CARRIER	46
FIGUUR 4.4.6: BRAAMVORMING IN DE CARRIER	47
FIGUUR 4.4.7: TECHNISCHE TEKENING CARRIER.....	47
FIGUUR 4.4.8: SITUERING AANPASSINGEN CARRIER.....	48
FIGUUR 4.4.9: VERGELIJKING SLEEVE GEPOLIJS (LINKS), RUW (RECHTS)	48
FIGUUR 4.4.10: BESCHADIGING VOORSPANMOER NA GEBRUIK	49
FIGUUR 4.4.11: MARKERING PLANEETWIEL	49
FIGUUR 4.4.12: MARKERING ZONNEWIEL	50
FIGUUR 4.4.13: OVEREENSTEMMING MARKERINGEN ZONNEWIEL (PAARS), PLANEETWIELEN (WIT).....	50
FIGUUR 4.4.14: DEMONTAGE TOOL GEMONTEERD.	51
FIGUUR 4.4.15: POSITIENERING HOOFDINBUSBOUTEN.....	51

FIGUUR 5.1.1: DIGITALE WEERGAVE ASSEMBLAGE EN KOPPELSTUK, AANZICHT 1	53
FIGUUR 5.1.2: DIGITALE WEERGAVE ASSEMBLAGE EN KOPPELSTUK, AANZICHT 2	53
FIGUUR 5.1.3: DIGITALE WEERGAVE TOTALE ASSEMBLAGE	54
FIGUUR 5.1.4: WERKELIJKE WEERGAVE ASSEMBLAGE OP TESTBANK, AANZICHT 1	54
FIGUUR 5.1.5: WERKELIJKE WEERGAVE ASSEMBLAGE OP TESTBANK, AANZICHT 2	55
FIGUUR 5.2.1: STANDAARD INLOOPPROCEDURE ONBELAST	55
FIGUUR 5.2.2: KOPPEL TOERENTAL KARAKTERISTIEK	56
FIGUUR 5.2.3: BASIS PROFIEL	56
FIGUUR 5.2.4: ORIGINEEL KOPPEL-SNELHEIDSPROFIEL, KROATIË	57
FIGUUR 5.2.5: HERSCHAALD KOPPEL-SNELHEIDSPROFIEL KROATIË	58
FIGUUR 5.2.6: KOPPEL-SNELHEIDSPROFIEL MAX BELASTINGSTEST	59
FIGUUR 5.3.1: OLIELEKKAGE NA INLOOPPERIODE MOTORZIJD EN DYNAMOZIJD	60
FIGUUR 5.3.2: LEKKAGE NA TESTPERIODE	60
FIGUUR 5.3.3: SLIJTAGE LOOPOPPERVLAK SLEEVE	61
FIGUUR 5.3.4: SLIJTAGE LOOPOPPERVLAK UPRIGHT	61
FIGUUR 5.3.5: AFBEELDINGREEKS VOORUIT INLOPEN	62
FIGUUR 5.3.6: AFBEELDINGREEKS ACHTERUIT INLOPEN	63
FIGUUR 5.3.7: OLIESAMPLE NA BASISPROFIEL (LINKS) & ENDURANCETEST (RECHTS)	63
FIGUUR 5.3.8: RESULTATENREEKS ORIGINEEL BASISPROFIEL	64
FIGUUR 5.3.9: KRITISCHE PUNTEN MONTAGEPLAAT	65
FIGUUR 5.3.10: VERSTEVIGING MONTAGEPLAAT	65
FIGUUR 5.3.11: VERGELIJKING RESULTATENREEKS ORIGINEEL BASISPROFIEL, MET VERSTEVIGING (BLAUW), ZONDER VERSTEVIGING (ROOD)	65
FIGUUR 5.3.12: RESULTATENREEKS BASISPROFIEL VERHOOGDE ACCELERATIE OP DE RESONANTIEFREQUENTIE	66
FIGUUR 5.3.13: RESULTATENREEKS TOERENTALBEREIK ZONDER KOPPEL	67
FIGUUR 5.3.14: SCHEMATISCHE VOORSTELLING MOMENT VAN "FLENS MET SPLINE"	68
FIGUUR 5.3.15: RESULTATENREEKS ALTERNATIEF BASISPROFIEL	69
FIGUUR 5.3.16: GEBRUIKT ENDURANCEPROFIEL	70
FIGUUR 5.3.17: TEMPERATUUR PROFIEL VERSNELLINGSBAK IN GEBRUIK	70
FIGUUR 5.3.18: VERGELIJKENDE FIGUREN REFERENTIE VOOR EN NA HET ENDURANCETESTEN	71
FIGUUR 5.3.19: OVERZICHT RESULTATEN; VERMOGENVERLOOP OLIE NIVEAU	72
FIGUUR 5.3.20: RESULTATEN OLIE NIVEAU, REGIO 2	72
FIGUUR 5.3.21: RESULTATEN OLIE NIVEAUS	73
FIGUUR 6.3.1: MOTORBEVESTIGING OUTRUNNER	76
FIGUUR 6.3.2: ALTERNATIEF BEVESTIGING MOTOR	77
FIGUUR 6.3.3: DUBBEL UITGEVOERDE SLEEVE	78
FIGUUR 6.3.4: TE KLEINE RUIMTE TUSSEN VELG EN REMKLAUW	79
FIGUUR 6.3.5: OMGEKEERD REMSYSTEEM TU-DELFT	79
FIGUUR 6.3.6: HYDRAULIEKLEIDING OMGEKEERD REMSYSTEEM	79
FIGUUR 6.3.7: AANDUIDING OPVANGMAGNEET	80

Lijst van tabellen/grafieken

TABEL 1.2-1: VERWIJZINGEN PARTNERS FEB	15
TABEL 2.8-1: ZONES ABSOLUUT UITGEDRUKT IN VOLUME	31
TABEL 5.2-1: SCHAALFACTOREN ENDURANCETESTEN.....	57
TABEL 5.2-2: GRENSWAARDE FYSIEKE TESTEN	58
TABEL 5.2-3: OLIE NIVEAU VOLGORDE FYSIEKE TEST	59

Abstract

Formula Electric Belgium situeert zich in de motorsport waar innovatie prioriteit is. Dit studententeam bouwt de nieuwe generatie elektrische racewagen waar principes en prototypes getest worden die de basis vormen voor de gehele auto-industrie. Formula Electric Belgium streeft continu naar de optimalisatie van gewicht, prestaties en betrouwbaarheid. Deze scriptie implementeert deze doelstellingen in de nieuwe generatie versnellingsbak door een digitaal ontwerp, uit voorgaand onderzoek, te herontwerpen, vervaardigen en te testen. Na fabricage wordt deze versnellingsbak getest op een vermogentestbank om de levensduur en de limieten ervan te bepalen.

Het hoofddoel van deze scriptie is het verkleinen van de transmissie waardoor de wagen op kleinere wielen kan rijden. Hierdoor verlaagt de onafgeveerde massa, de aerodynamische weerstand en het gewicht door eliminatie van de velgkern. De versnellingsbak is een 1,5-traps planetaire tandwielkast met een roterend ringwiel. Dit maakt maximale integratie in het wiel van motor en versnellingsbak mogelijk, wat de binnenwerking wordt genoemd. De nieuwe versnellingsbak wordt "Outrunner" genoemd.

Deze ontwikkeling wordt afgerond met een assembleerbare versnellingsbak waarvan de binnenwerking met 62% wordt verbeterd. Daarnaast wordt de versnellingsbak goed bevonden voor een minimum van 28 uur onder reële belasting. De limieten van deze versnellingsbak vallen binnen de bedrijfstoestand, wat betekent dat deze configuratie geïmplementeerd kan worden in de racewagen.

Abstract in English

Formula Electric Belgium is situated in the motorsport industry where innovation is a priority. This student team is building the new generation of electric race car where principles and prototypes are tested, forming the basis for the entire automotive industry. Formula Electric Belgium continuously strives for the optimization of weight, performance, and reliability. This thesis implements these objectives in the new generation gearbox by redesigning, manufacturing, and testing a digital design from previous research. After production, this gearbox is tested on a power test bench to determine its lifespan and limits.

The main goal of this thesis is to reduce the transmission size, allowing the car to run on smaller wheels. This reduces the unsprung mass, aerodynamic resistance, and weight by eliminating the wheel core. The gearbox is a 1.5-stage planetary gear set with a rotating ring gear. This enables maximum integration into the wheel of the motor and gearbox, referred to as the "inner workings." The new gearbox is called the "Outrunner."

This development is completed with an assembly-ready gearbox, improving the inner workings by 62%. Additionally, the gearbox is deemed suitable for a minimum of 28 hours under real loads. The limits of this gearbox fall within the operating conditions, meaning this configuration can be implemented in the race car.

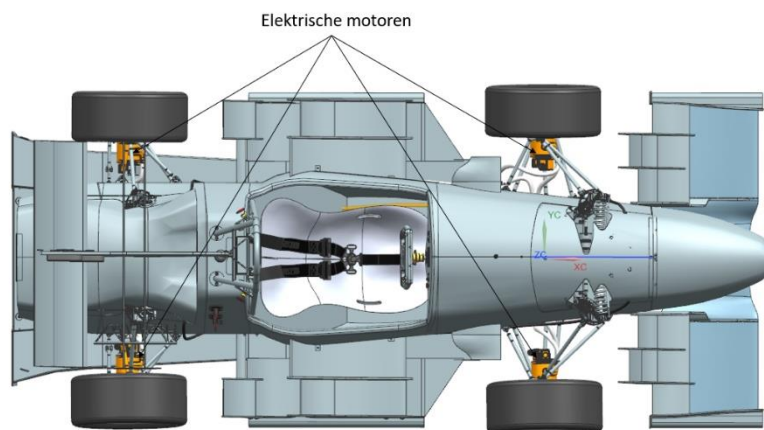
1 Inleiding

1.1 Situering

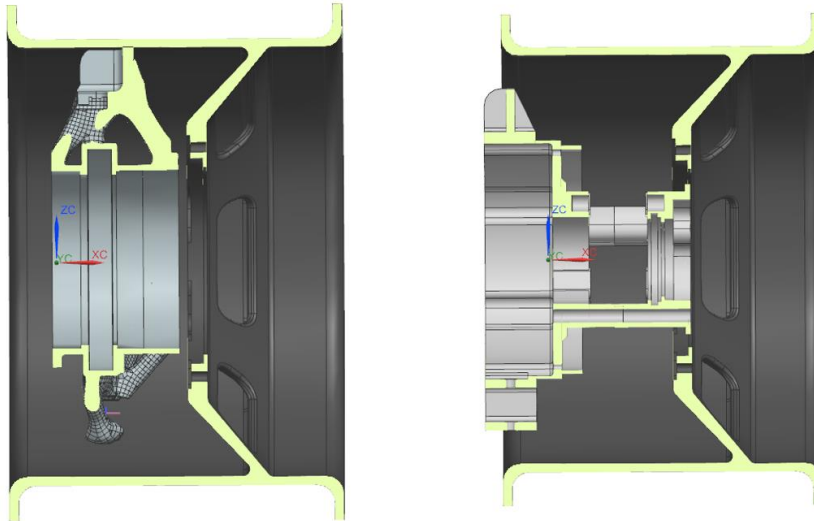
Deze masterproef wordt uitgegeven door het Formula Electric Belgium team [1], in deze thesis aangeduid als FEB. FEB bestaat uit een groep ingenieursstudenten die jaarlijks een elektrische racewagen bouwen om deel te nemen aan de Formula Student-competities. Elk jaar nemen meer dan 300 universiteiten wereldwijd deel aan deze competities om de beste, snelste en meest ecologische racewagens te ontwerpen. Dit wordt bereikt door jaarlijks een nieuwe wagen te ontwerpen op basis van de vorige generatie racewagens.

Het doel van deze thesis is om de versnellingsbak te valideren die is ontwikkeld in eerdere onderzoeken [2]. De validatie van de versnellingsbak zal zowel digitaal als fysiek plaatsvinden. Eerdere onderzoeken hebben de eisen van FEB reeds omgezet in een digitaal ontwerp.

De elektrische racewagen wordt aangedreven door vier elektromotoren, één in elk wiel (zie figuur 1.1.1). Dit ontwerp maakt een optimale grip mogelijk in combinatie met een compacte vormgeving. Zoals eerder vermeld, is er al onderzoek gedaan naar deze versnellingsbak, genaamd "Outrunner". Met dit ontwerpprincipe kan het aandrijvende gedeelte (motor en versnellingsbak) dieper in het wiel worden geplaatst. Hierdoor vermindert de aerodynamische weerstand. Figuur 1.1.2 toont de verschillen tussen het gebruikelijke ontwerp (Inrunner) en het eindresultaat van het eerdere onderzoek (Outrunner). Bovendien maakt dit nieuwe ontwerp het mogelijk om een velg met een diameter van 10 inch te gebruiken in plaats van 13 inch, doordat de hardpoints (aansluitpunten van de wagen) buiten de velg worden geplaatst. Dit vermindert de massa, verbetert de wendbaarheid en biedt mogelijkheden voor snellere acceleratie door een vermindering van de inertie.



Figuur 1.1.1: Situering elektrische motoren



Figuur 1.1.2: Vergelijk oud ontwerp (links) & nieuw ontwerp (rechts) met 10 inch velg

1.1.1 Ontwerpfase

FEB hanteert een vastgesteld protocol bij het vervaardigen van hun wagen, waarbij ze ervoor zorgen dat het nieuwe ontwerp tijdig wordt gedeeld met partners die de componenten zullen produceren. Ondanks dat de implementatie van deze thesis pas plaatsvindt in het academisch jaar 2023-2024, dient dit protocol te worden gerespecteerd, aangezien er een functioneel prototype wordt verwacht. Dit betekent dat alle ontwerpen en technische tekeningen klaar moeten zijn voor de interne deadline, afkomstig van het protocol.

In de ontwerpfase zal het eindresultaat van eerdere onderzoeken grondig worden geëvalueerd en herzien om gebreken op te lossen en aanpassingen uit te voeren zodat het eindresultaat geschikt is voor kwaliteitstesten op een vermogentestbank. In deze fase zullen alle ontwerpkeuzes worden gemaakt. Deze keuzes zullen worden onderbouwd op basis van de eigen expertise, de expertise van partners, de vereisten van FEB en de regels van de Formula Student-competitie. Dit zal leiden tot de creatie van een prototype.

1.1.2 Productiefase/Validatie

Na de ontwerpfase wordt de productiefase gestart, waarbij de partners van FEB verantwoordelijk zijn voor het vervaardigen van de nodige componenten. Simultaan wordt de voorbereiding voor de kwaliteitstesten van het prototype opgestart. Deze testen vinden plaats op een vermogentestbank waar de versnellingsbak wordt belast en er onderzoek wordt uitgevoerd naar eventuele tekortkomingen in onderdelen zoals afdichtingen, tandwielen en lagers. Indien het voornemen bestaat om het Outrunner-ontwerp in de racewagen te implementeren, kunnen deze gegevens worden gebruikt om het prototype te herwerken naar een definitief ontwerp. Bovendien bieden deze gegevens inzicht in het gedrag van de versnellingsbak, wat kan worden benut voor het voltooien van digitale simulaties.

1.2 Collaboraties

De productie van de gehele versnellingsbak wordt uitgevoerd in samenwerking met partners, die niet alleen partners zijn van Formula Electric Belgium (FEB), maar ook van de gezamenlijke opleiding 'Industriële ingenieurswetenschappen' aan de UHasselt en KU Leuven. Het vinden van deze partners wordt opnieuw gerealiseerd door contacten te leggen, het doel te presenteren en een samenwerkingsovereenkomst te sluiten. Hieronder (tabel 1.2-1) worden de componenten vermeld

die bij de betreffende partners zijn vervaardigd. De niet-genoemde onderdelen zijn inkoopdelen waar geen aanpassingen aan mogelijk zijn.

Tabel 1.2-1: Verwijzingen partners FEB

Partner	Onderdeel
Cadcametic	Upright
	Carrier
	Hub
	Voorspanmoer
Makerspace	Flens met spline
	Montageplaat
	Adapterplaat
	Kijkglas
Werkplaats Dipenbeek Campus	Vulring
	Adapterplaat
	Sleeve
Persoonlijke werkplaats	Vulblokken
	Flens met spline
Werkplaats Groep T	Flens met spline
	Koppelstuk
Flanders Make Lommel	Vermogentestbank
Schaeffler	Lagers
Trelleborg	Dichtingen

1.3 Probleemstelling

Bij aanvang van deze thesis was alleen een digitaal ontwerp beschikbaar dat enkele imperfecties vertoonde. Deze imperfecties worden geïdentificeerd en zullen vervolgens individueel behandeld worden. Eventuele andere imperfecties, zoals maakbaarheid, uitlijning, passingen, enzovoort, zullen stapsgewijs worden geëlimineerd. Zoals eerder vermeld, is het doel van deze thesis om alles te controleren en te testen, zowel op digitale als fysieke wijze.

1.4 Doelstelling

Zoals eerder vermeld, vereist FEB de ontwikkeling van een prototype. Dit prototype wordt geassembleerd na de productiefase en wordt onmiddellijk getest. Op basis van de resultaten van deze testen kan de versnellingsbak worden goedgekeurd voor gebruik in toekomstige racewagens.

Naast voldoen aan de gestelde eisen (zie 4.2), zijn er ook enkele wensen die FEB heeft met betrekking tot het oliepeil in de versnellingsbak en de verkregen data.

- Op dit moment gebruikt FEB 100 ml olie in de versnellingsbak (tandwielkast van de Outrunner). Tot op heden heeft dit oliepeil geen problemen veroorzaakt. Echter, is het niet bekend of dit het ideale niveau is. Een overschot aan olie kan leiden tot een hydraulische rem, terwijl te weinig olie kan leiden tot oververhitting van de versnellingsbak. FEB wenst daarom deze aspecten te testen.
- Indien het gedrag van de versnellingsbak met elektrische grootheden kan worden beschreven tijdens de tests op de testbank (stromen en spanningen bij een bepaald vermogen en toerental), kunnen deze gegevens worden gebruikt om de algemene simulatie

van de racewagen in MatLab verder uit te breiden. Momenteel wordt er gerekend met een rendement van 97% voor de versnellingsbak. FEB wenst aanvullende data te verkrijgen waarmee deze simulatie verder kan worden verfijnd.

- Naast de simulatie in MatLab is er ook behoefte aan een FEM-model (Finite Element Method) in Siemens NX. Hiermee kunnen toekomstige optimalisaties met betrekking tot het gewicht efficiënt worden uitgevoerd.

2 Bronnenstudie

De bronnenstudie in deze thesis is gebaseerd op informatie die ontbreekt om weloverwogen ontwerpkeuzes te kunnen maken. Daarom zullen alleen de relevante aspecten worden onderzocht zoals het vergelijk tussen het Inrunner en Outrunner concept, de interne componenten zoals de lagers en dichtingen, de versnelde levensduur testen, het rendement en de kritische olieniveaus.

2.1 'Inrunner' VS 'Outrunner'

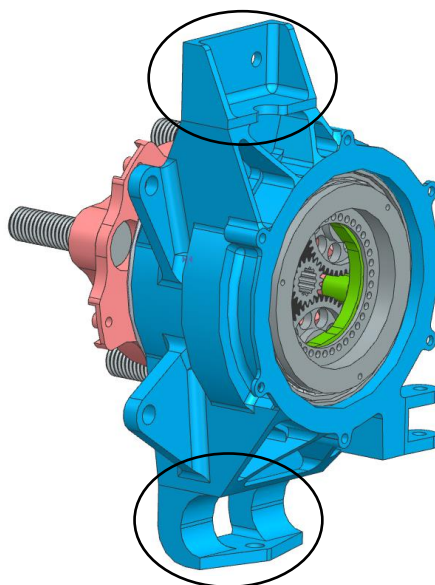
Naast de positie van de hardpoints (zie figuur 2.1.1), vertoont het Outrunner-ontwerp een aantal andere verschillen ten opzichte van het Inrunner-ontwerp. Hieronder volgt een kort overzicht waarin de naam van elke component en de werking ervan in het geheel wordt toegelicht voor zowel Inrunner als Outrunner.

2.1.1 Inrunner

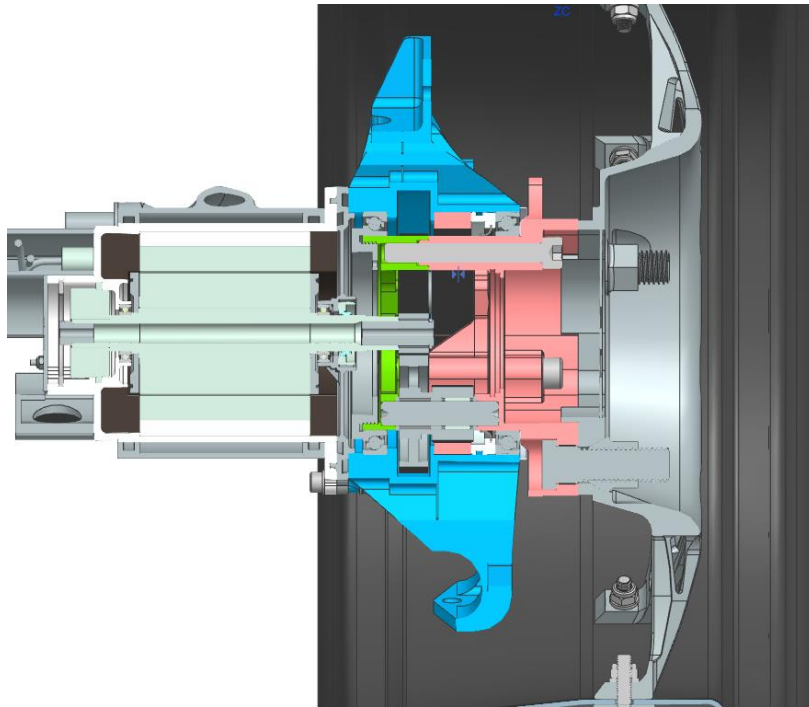
Het Inrunner-ontwerp bestaat uit de volgende componenten (figuur 2.1.2), figuur 2.1.3 geeft een detaildoorsnede waar het binnenwerk zichtbaar is:

- Upright (blauw): Zorgt voor de bevestiging van het geheel aan de wagen.
- Hub (roze): Zorgt voor de bevestiging van het wiel aan het draaiend gedeelte.
- Carrier (groen): Voorziet de samenhang van de planeetwielen.
- Lagers: Minimaliseren de rolweerstand.
- Voorspanmoer: Verzorgt de correct voorspanning op de lagers.
- Nylos ring: Voorzien de afscherming van uitdringend vet en indringend vuil.
- Olie-afdichting: De PDR dichting (Custom Turcon Varilip PDR afdichting [3]) zorgt voor de oliebestendigheid.
- Tandwielset: Bestaat uit het zonnwiel, ringwiel en de planeetwielen. Deze zorgen voor een snelheidsvermindering en koppelvermenigvuldiging.

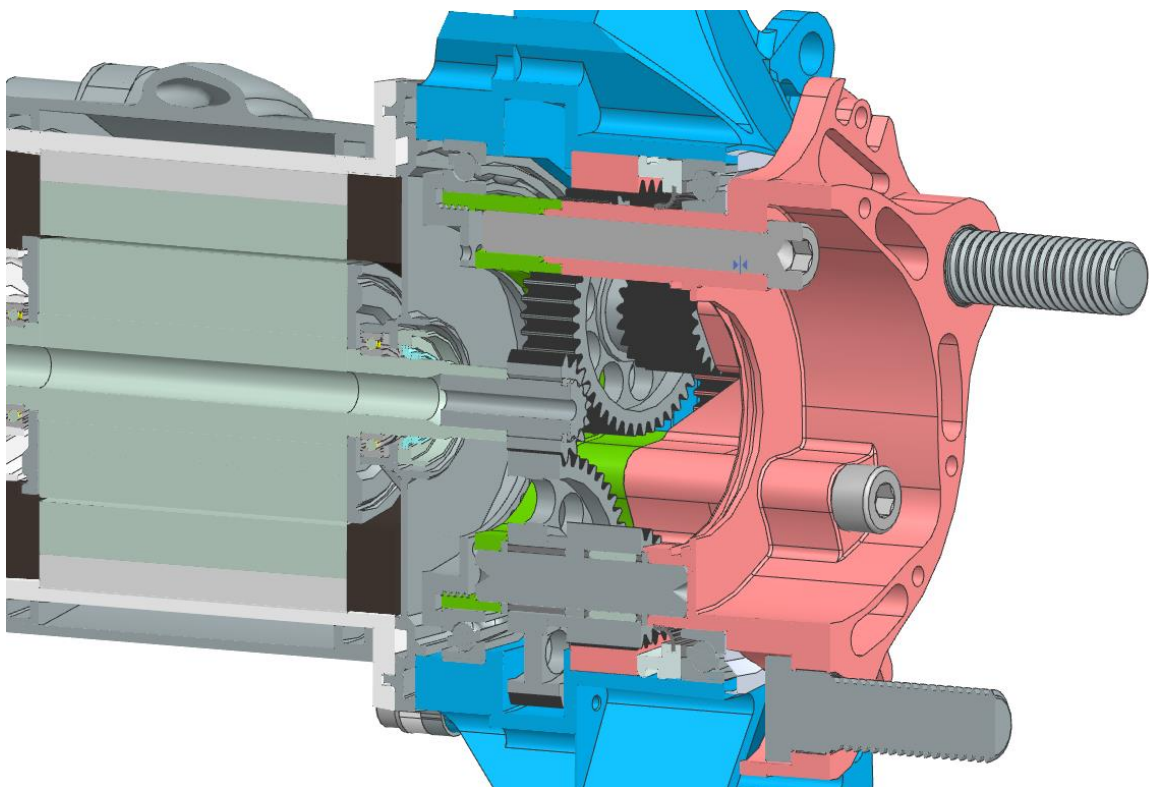
Het Inrunner-ontwerp is gebaseerd op het principe van een planetaire overbrenging waarbij het Ringwiel stationair is. Als gevolg hiervan draait de carrier met zijn planeetwielen. Aangezien de carrier en de hub met elkaar verbonden zijn, zorgt dit ervoor dat de hub het wiel aandrijft [2].



Figuur 2.1.1: Aanduiding 'Hard Points' [4]



Figuur 2.1.2: Doorsnede "Inrunner" [4]



Figuur 2.1.3: Detaildoorsnede "Inrunner" [4]

2.1.2 Outrunner

Het getoonde Outrunner-ontwerp in dit hoofdstuk is hetzelfde als het ontwerp dat in eerdere onderzoeken is ontwikkeld en zal worden aangeduid als het 'eerste ontwerp'. In hoofdstuk 4.1 zal het herontwerp worden besproken.

Opnieuw zijn dezelfde componenten aanwezig, met enkele wijzigingen (figuren 2.1.4 & 2.1.5). Het belangrijkste verschil zit in het bewegende gedeelte. Het Ringwiel is nu star verbonden met de hub in plaats van met de Upright. Hierdoor blijft de Carrier samen met de Upright en de planeetwielen stil staan, terwijl het Ringwiel (samen met de Hub) draait. Dit resulteert in een verandering van de overbrengingsverhouding met behoud van dezelfde tandwielen. Dit verschil wordt aangetoond met behulp van formules om de overbrengingsverhouding te berekenen die later worden toegelicht.

De componenten van het Outrunner-ontwerp zijn als volgt:

- Upright (blauw): Zorgt dat het geheel bevestigd kan worden aan de wagen. De hardpoints worden uitvergroet in figuur .
- Hub (rood): Zorgt dat het wiel bevestigd wordt een het draaiend gedeelte.
- Carrier (groen): Voorziet de samenhang van de planeetwielen.
- Lagers: Zijn identiek aan het Inrunner-ontwerp.
- Voorspanmoer: Niet aanwezig.
- Olie Afdichting: Verzorgt door standaard oliekeerringen.
- Tandwielset: Bestaat uit het zonnwiel, ringwiel en de planeetwielen. Deze zorgen voor een snelheidsvermindering en koppelvermenigvuldiging.

Formule 1 & 2 worden hieronder toegelicht:

I = De overbrengingsverhouding

z_{gr} = Aantal tanden v/h groot planeetwiel

z_{kl} = Aantal tanden v/h klein planeetwiel

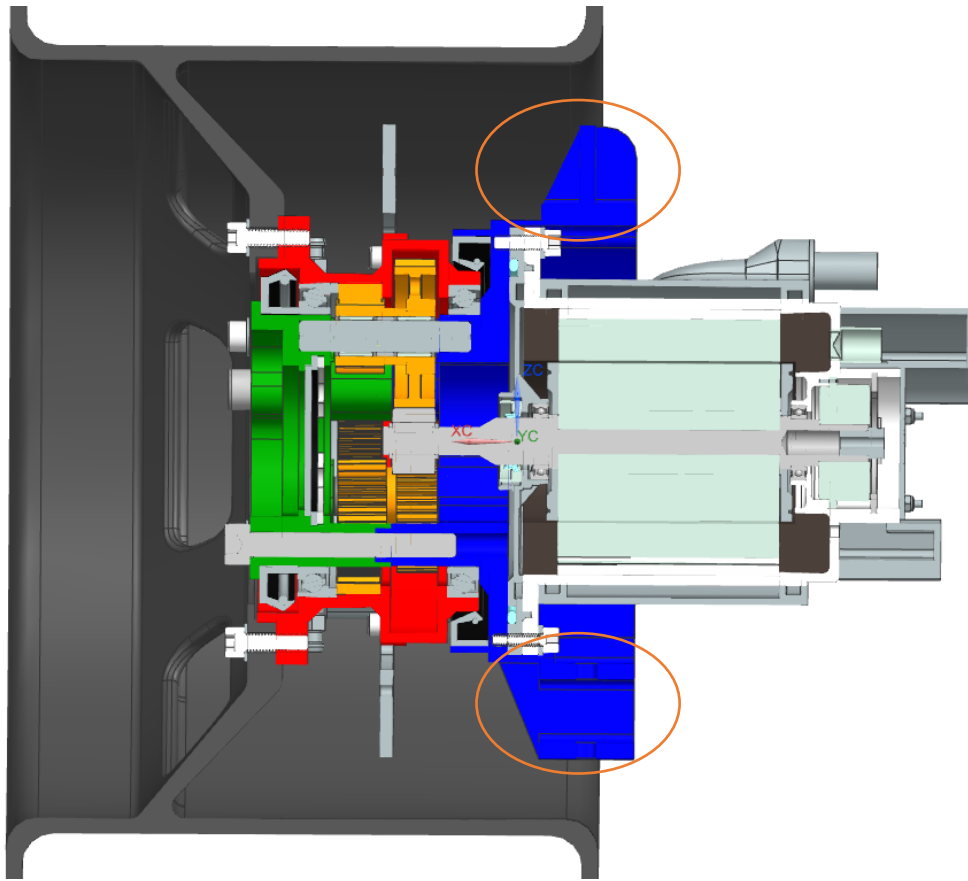
z_z = Aantal tanden v/h zonnwiel

z_r = Aantal tanden v/h ringwiel

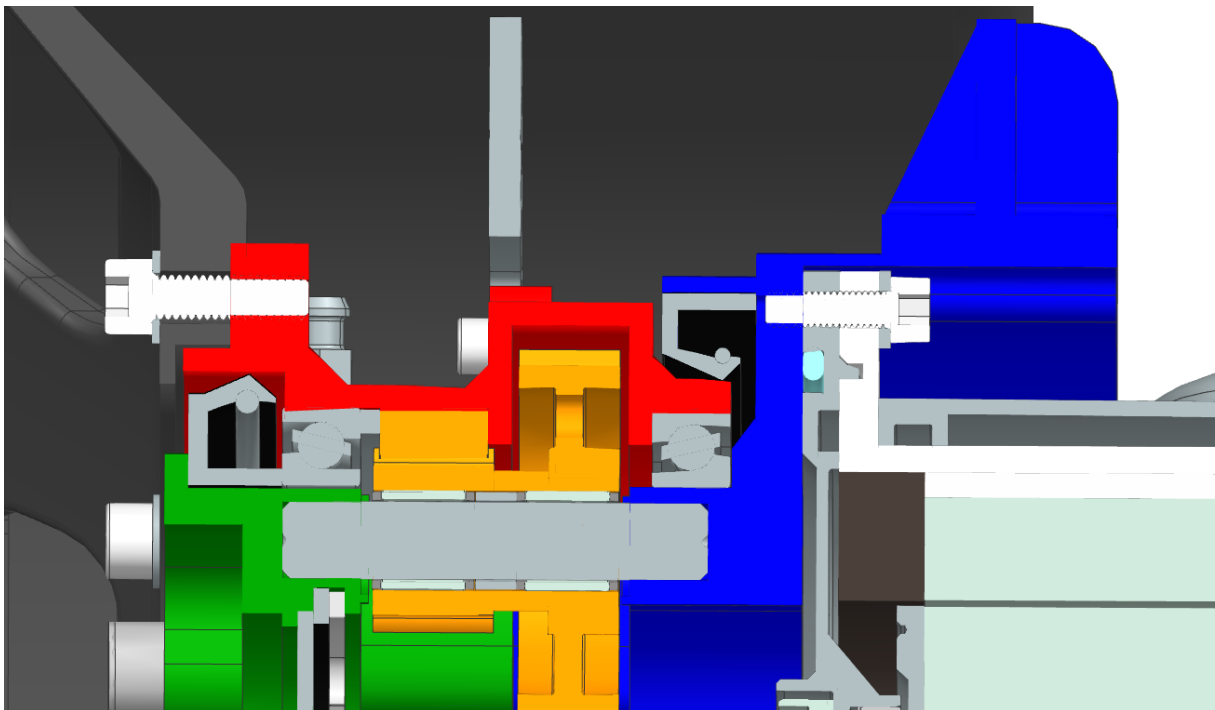
$$I = \frac{z_{gr}}{z_z} * \frac{z_r}{z_{kl}} \quad (1)$$

$$I = \frac{z_{gr}}{z_z} * \frac{z_r}{z_{kl}} - 1 \quad (2)$$

Deze bieden ondersteuning in het begrijpen van de overbrengingsverhouding. Indien andere verhoudingen gewenst zijn, kan men nagaan wat het effect is van één parameter (bv het Ringwiel) op de gehele assemblagen. Hierbij moet telkens gelet worden op de ontwerpregels van tandwielen betreffende de steek ervan. Deze regels vallen buiten de scope van deze thesis.



Figuur 2.1.4: Doorsnede "Outrunner" & Hardpoints [2]



Figuur 2.1.5: Detail doorsnede "Outrunner" [2]

2.2 Lagers (Schaeffler)

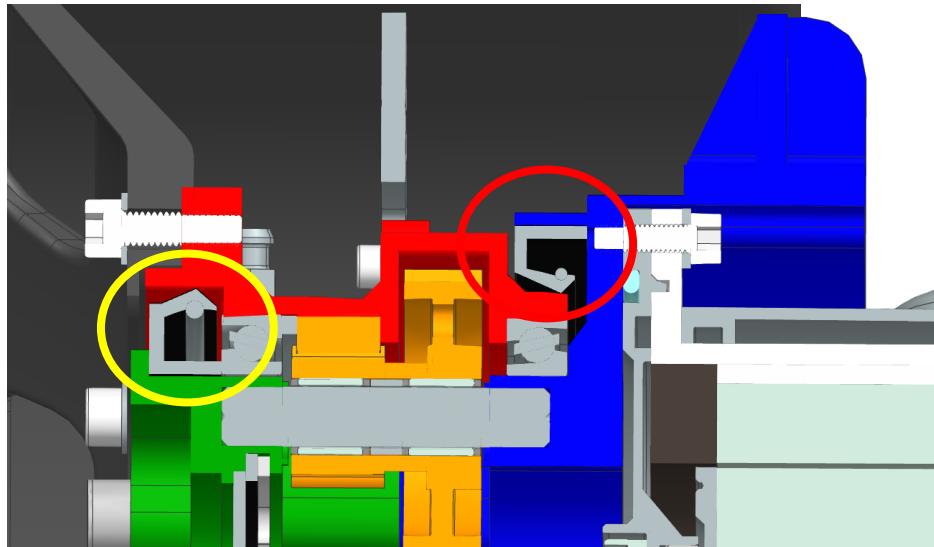
Schaeffler is een partner van FEB die expertise biedt op het gebied van lagers en ook leverancier is van lagers. Tijdens gesprekken met hun deskundige [5] is overwogen om het lager, naast zijn geleidende functie, ook een afdichtende functie te geven. Om dat de huidige lagers niet beschikbaar zijn met een ingebouwde afdichting, is dit echter niet mogelijk. Bovendien biedt een interne afdichting in lagers alleen weerstand tegen het lekken van vet en het binnendringen van vuil. Olie is te viskeus om effectief af te dichten. Daarom moet de olieafdichting worden verzorgd door een aparte dichting. Trelleborg is een fabrikant van dichtingen en tevens partner van FEB (zie 2.3).

Een belangrijke opmerking over het eerste Outrunner-ontwerp is de afwezigheid van de mogelijkheid om de lagers vooraf voor te spannen. Deze lagers hebben een slanke vorm (met een aanzienlijke verhouding tussen de diameter en de dikte van het lager), waarbij de voorspanning voor elke situatie individueel moet worden geregeld. In het Inrunner-ontwerp van FEB was deze mogelijkheid wel correct geïmplementeerd.

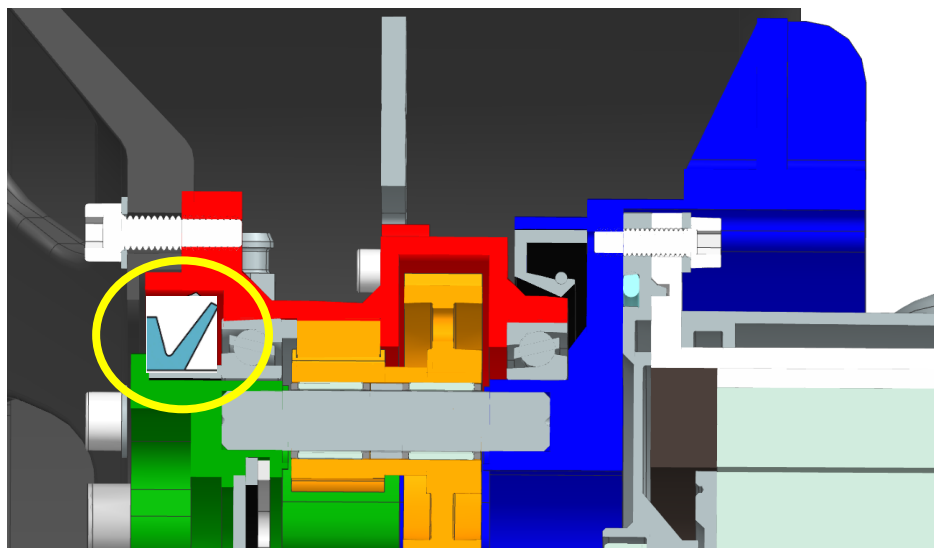
2.3 Dichtingen (Trelleborg)

Om de dichtingen zo klein en betrouwbaar mogelijk te maken, werd contact opgenomen met Van Der Merwe S. tijdens een vergadering waarin verschillende opties werden besproken en toegelicht [6]. De conclusies kunnen worden gegroepeerd in de volgende punten:

- Opmerkingen over het eerste ontwerp:
In het eerste ontwerp zijn zowel een "binnenwerkende" (afgebeeld in figuur 2.3.1 in het geel) als een "buitenwerkende" (afgebeeld in figuur 2.3.1 in het rood) oliekeerring geplaatst. Het is echter belangrijk dat een oliekeerring op een stationaire manier wordt geïnstalleerd om het effect van de centrifugale kracht op de afdichtingslip tegen te gaan. De veer in een oliekeerring kan alleen een trekkracht leveren en niet duwen. Hierdoor is het "binnenwerkende" ontwerp onbetrouwbaar of zelfs onmogelijk. Het is niet duidelijk waarop deze keuze voor de oliekeerring is gebaseerd.
- V-ring:
Een mogelijke oplossing om op een compacte manier toch een goede afdichting te realiseren, is het gebruik van een V-ring. Deze wordt schematisch weergegeven in figuur 2.3.2. Volgens de ervaring van Trelleborg biedt deze keuze een betere zekerheid voor het afdichten van olie bij snelheden rond 10 m/s (de maximale snelheid ter hoogte van de afdichtingslip). De V-ring is echter wel geschikt voor het afdichten van vet



Figuur 2.3.1: Situering keerringen



Figuur 2.3.2: Situering V-ring

- PDR-dichting [3]:
Het Inrunner ontwerp maakt gebruik van een PDR-dichting, die bestand is tegen de gebruikte snelheden (10 m/s aan het loopvlak), zowel in binnen- als buitenwerkende dichtingen, evenals tegen temperaturen en olie. Het is echter belangrijk om te zorgen voor een oppervlaktekwaliteit van het loopvlak met een Ra-waarde van 0,12 μm .

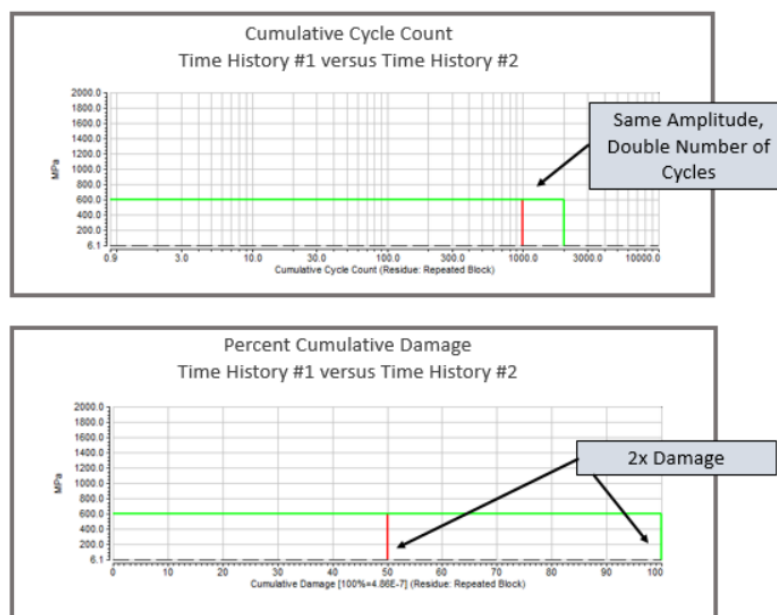
Een ander voordeel van de PDR-dichting is de flexibiliteit in vormgeving die Trelleborg kan bieden. Aangezien de dichting op maat wordt gemaakt voor FEB, kan de aluminium rand elke gewenste vorm krijgen om zo dubbele functies te vervullen. Een van deze dubbele functies kan bijvoorbeeld de voorspanmoer zijn.

2.4 Versnelde levensduur testen

De levensduur van mechanische componenten kan niet altijd rechtstreeks worden getest in een 1-op-1 verhouding. Om testen efficiënter te maken, kan het belastingsprofiel worden geschaald, zodat een voorspelling van de levensduur kan worden gedaan die langer is dan de daadwerkelijk geteste periode. Dit kan op verschillende manieren worden bereikt, zoals het aanbrengen van variabele belastingen, het wijzigen van de frequentie van de variabele belasting en het aanpassen van de amplitude van de belasting [7]. Aangezien het merendeel van de testperiode bestaat uit een Endurancetest, waarbij een variabele belasting optreedt, kan de levensduur niet worden gemanipuleerd door simpelweg een vaste belasting aan te leggen. De frequentie en amplitude kunnen echter worden aangepast om de levensduur te beïnvloeden.

In de literatuur bestaat er een onderscheid tussen de termen "levensduur" en "slijtage". De levensduur verwijst naar de tijd/aantal cycli tot het optreden van een effectieve breuk, terwijl slijtage verwijst naar schade zonder breuk. In deze thesis worden beide termen gelijkgesteld, hoewel slijtage zich vaak voordoet bij een lager aantal cycli. Dit komt doordat slijtage invloed heeft op de prestaties. Met andere woorden, slijtage leidt tot een afname van het rendement, wat ongewenst is in een raceomgeving.

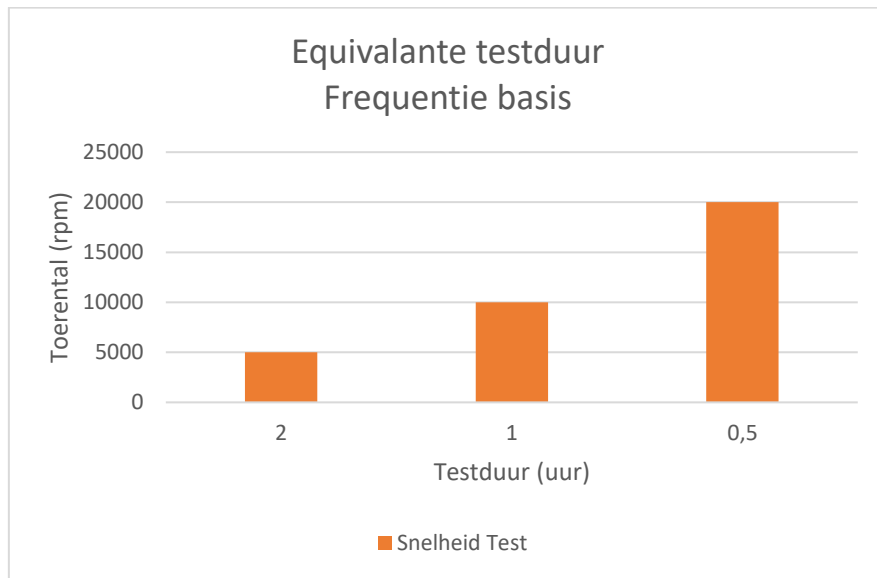
Figuur 2.4.1 illustreert het verschil tussen slijtage en levensduur bij een verdubbeling van de frequentie/snelheid. Hieruit blijkt duidelijk dat de levensduur afneemt terwijl de slijtage verdubbelt. Dit vormt de algemene conclusie die wordt toegelicht onder het onderdeel "Frequentie".



Figuur 2.4.1: Slijtage VS levensduur bij verdubbeling van de frequentie/snelheid [7]

- **Frequentie:** De frequentie waarmee de versnellingsbak wordt belast, wordt in deze context beschouwd als de snelheid waarmee de hub (uitgaande as van de reductiebak) roteert. Deze benadering is een vereenvoudiging ten opzichte van de literatuur, waarin de frequentie wordt beschouwd als de snelheid waarmee de belasting wordt aangrijpt. Beide aspecten hebben echter invloed op het aantal cycli. In deze thesis wordt een cyclus gedefinieerd als één omwenteling van de uitgaande as, terwijl in de literatuur een cyclus wordt beschouwd als één belastingperiode. Deze vereenvoudiging, samen met de literatuur en de abstractie tussen slijtage en levensduur, maakt het mogelijk om een evenredig verband tussen snelheid

en aantal cycli te stellen. Met andere woorden, in het voorbeeld van figuur 2.4.2 vertegenwoordigt elke situatie dezelfde mate van slijtage/levensduur van de mechanische component.



Figuur 2.4.2: Visuele voorstelling equivalente testduur

Bij het verhogen van de frequentie moeten twee aspecten in overweging worden genomen:

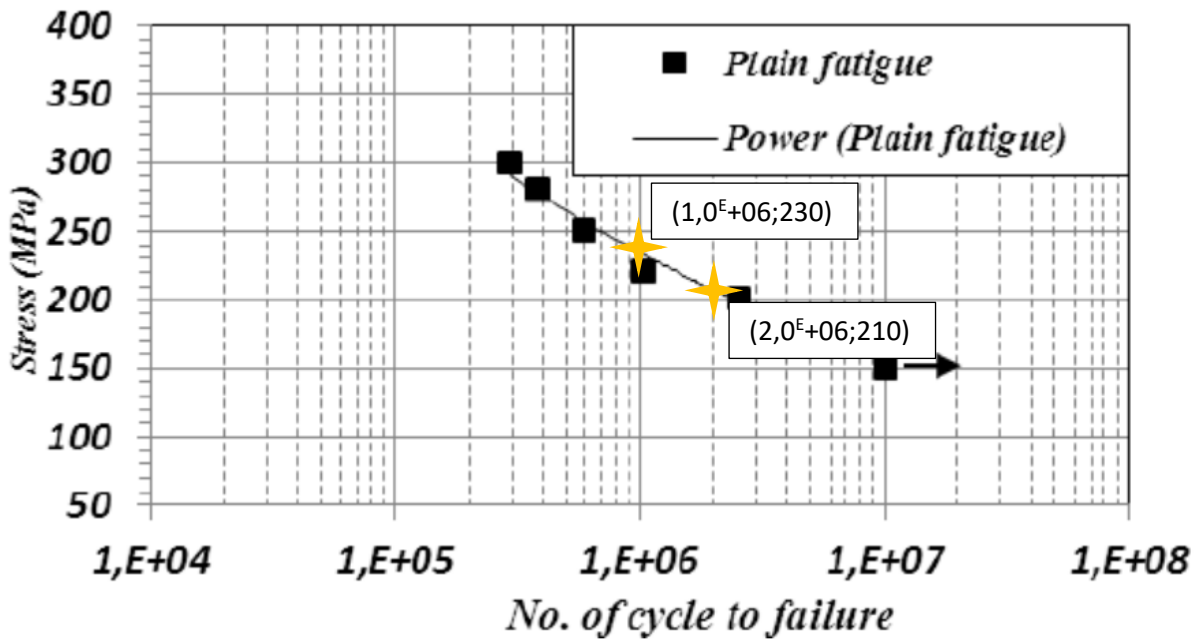
1. Het doorlopen van een toerental/frequentiegebied kan leiden tot het tegenkomen van eigenfrequenties van de mechanische component. Indien een test dus wordt uitgevoerd rond deze frequentie, is figuur 2.4.2 niet langer van toepassing omdat de mechanische component volgens deze frequentie gaat meetrillen en deze trilling in de tijd vermenigvuldigd in amplitude. Als blijkt dat een eigenfrequentie wordt doorlopen, kan dit toerental vermeden worden door het niet langdurig aan te houden.
2. Het verhogen van de snelheid resulteert in een snellere warmteontwikkeling, terwijl de warmteafvoer gelijk blijft. Dit kan leiden tot temperatuurstijgingen die de grens van bv oliedegradatie kan overschrijden (zie 5.2.3).

Amplitude: In deze situatie verwijst de amplitude naar de maximale uitwijking/niveau van een wisselend profiel. De amplitude wordt gezien als het koppel dat op een bepaald moment wordt toegepast op de versnellingsbak. Dit maakt het mogelijk om "SN-curves" te gebruiken [8]. Deze curven geven het verband weer tussen de belasting (stress, S) en het aantal cycli (N). Kort gezegd: "Bij een hogere belasting zijn er minder cycli nodig om dezelfde slijtage/levensduur te bereiken".

De SN-curve van aluminium 7075 wordt getoond in figuur 2.4.3 [9]. In deze figuur zijn twee punten aangeduid, waarmee de volgende verhouding kan worden afgeleid:

$$\frac{230-210/210}{1,0^E+06/2,0^E+0,6} = \frac{1,1}{0,5} = K = 2,2 \quad (3)$$

Deze verhouding K geeft het verband tussen het verhogen van de belasting (procentueel, teller) en het verkorten van de levensduur (procentueel, noemer).



Figuur 2.4.3: SN-curve aluminium 7075-T6

Vanwege de gevoeligheid van formule 3 voor afleesfouten van de grafiek, waarbij een significant cijfer na de komma een mogelijke afwijking van 10% kan veroorzaken, wordt er (worst-case) een marge van 10% extra in rekening gebracht. Hierdoor ontstaat een werkende regel die stelt dat een amplitudeverhoging van 20% resulteert in een halvering van de tijd/cycli. Hieronder is de gecorrigeerde K-waarde weergegeven:

$$K = \frac{1,2}{0,5} = 2,4 \quad (4)$$

2.5 Digitaal simulatie model

Met een digitaal simulatie model van het finale Outrunner ontwerp kunnen bepaalde waarden zoals temperatuur verdeling, krachtverdeling op de tandwielen, levensduur enz., voorspeld worden. Door de hoeveelheid aan componenten en randfactoren blijkt dit simulatiemodel zeer ingewikkeld. Aangezien het doel van deze thesis een werkend prototype is en een simulatie per definitie fout is, wordt er geen tijd vrij gemaakt op een digitaal model te maken. Echter kunnen de resultaten van de fysieke testen gebruikt worden om de versnellingsbak als black-box voor te stellen met bepaalde karakteristieken zoals het rendement.

2.6 Berekend rendement

Elke mechanische component heeft een rendement ε . Het rendement van een versnellingsbak kan berekend worden via de volgende formule:

$$\varepsilon_{tot} = \frac{P(t)_{uit}}{P(t)_{in}} - \varepsilon_m \quad (5)$$

waarbij:

$$\varepsilon_{tot} = \text{Rendement motor} + \text{versnellingsbak}$$

$$P(t)_{uit} = \text{Uitgaand vermogen, vermogen testbank}$$

$$P(t)_{in} = \text{Ingaand vermogen, vermogen motor}$$

$$\varepsilon_m = \text{Rendement motor}$$

Het uitgaand vermogen wordt direct weergegeven door de vermogentestbank. Beide zijn afhankelijk van de tijd. Hierin wordt het ingaand vermogen berekend door formule 6:

$$P(t)_{in} = U(t)_{in} * I(t)_{in} \quad (6)$$

waarbij geldt:

$P(t)_{in}$ = Ingaand vermogen, vermogen motor

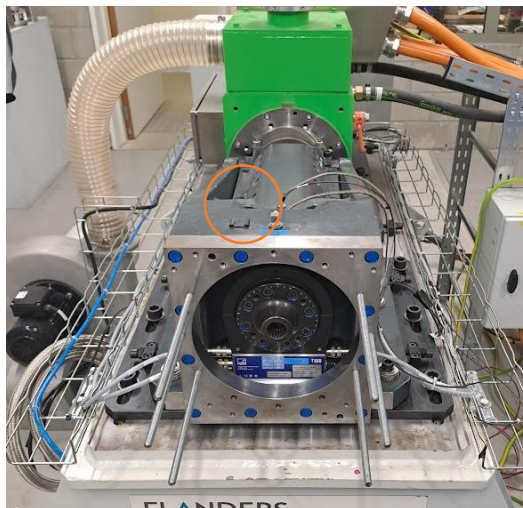
$U(t)_{in}$ = Ingaande spanning, spanning over de motor

$I(t)_{in}$ = Ingaande stroom, opgenomen stroom van de motor

2.7 Kritische parameters

Om alle testen te monitoren, worden verschillende parameters gebruikt die gemonitord worden door de vermogentestbank. Het belangrijkste aspect is dat alle gegevens relatief zijn, aangezien we op zoek zijn naar het gedrag en de toestand van de versnellingsbak gedurende de belastingstijd. Het verschil tussen grootheden zoals het verbruikte vermogen voor en na de belastingperiode is daarom van primair belang. Deze testbank biedt volgende parameters aan:

Trillingen: De testbank kan in drie richtingen zowel het trillingsniveau als de versnelling ervan opmeten m.b.v. een versnellingsmeter. Figuur 2.7.1 toont de positie van de versnellingsmeter, 2.7.2 de versnellingsmeter zelf. Het voordeel van deze algemene versnellingsmeter is de nauwkeurigheid. Deze geeft een exact beeld van de frequenties waarbij bepaalde trillingsamplitudes voorkomen. Omdat de versnellingsmeter op de behuizing van de gehele testbank staat, kan deze ook trillingen meten die door de testbank zelf worden geproduceerd. Dit kan het absolute beeld verstoren, maar zoals eerder vermeld, zal dit in het relatieve beeld een verschil maken.

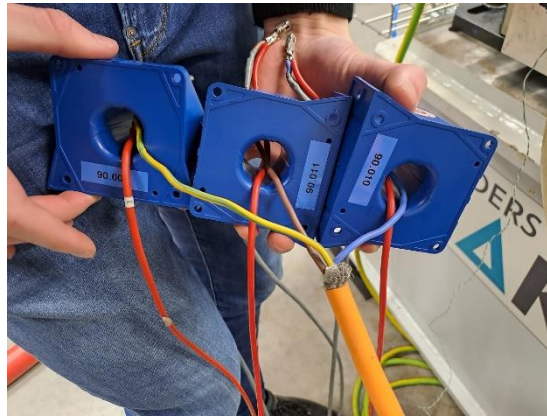


Figuur 2.7.1: Positie versnellingsmeter



Figuur 2.7.2: Assenstelsel versnellingsmeter

Spanningen en stromen: D.m.v. stroomprobes (figuur 2.7.3) en spanningsprobes die intern in de apparatuur verwerkt zitten kan de testbank op ieder ogenblik de spanningen en stromen per fase zichtbaar maken. Dit heeft als voordeel het elektrisch vermogen te kunnen bepalen.



Figuur 2.7.3: Stroomprobes

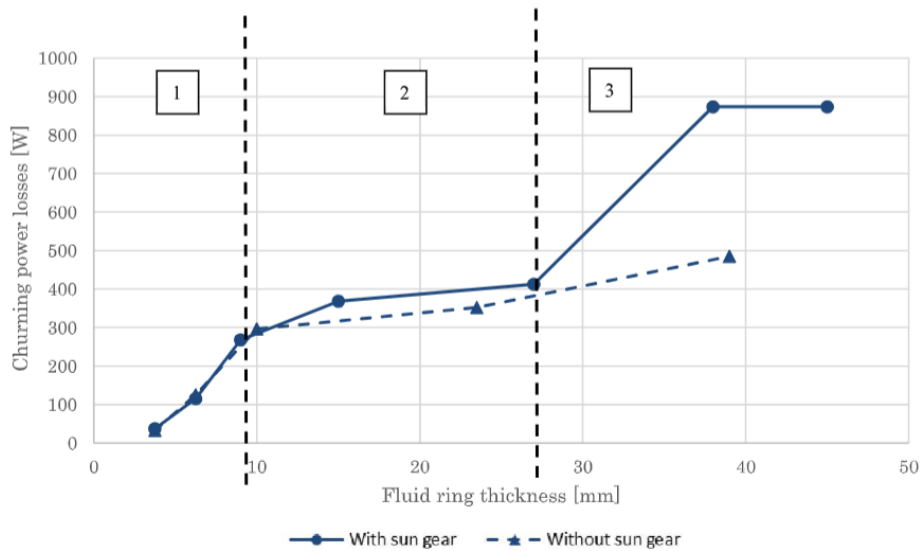
Koppel: M.b.v. een interne load-cell kan deze vermogentestbank een aangeleverd koppel opmeten. Samen met het opgemeten toerental kan hieruit het mechanisch vermogen worden bepaald.

Warmte: Als gevolg van de wet van behoud van energie en een rendement van minder dan 100%, wordt het verloren vermogen omgezet in warmte. Met behulp van een warmtecamera kan een beeld worden gevormd van de warmteconcentraties in het systeem. Dit kan aangeven welke componenten de meeste energie verspillen/verbruiken.

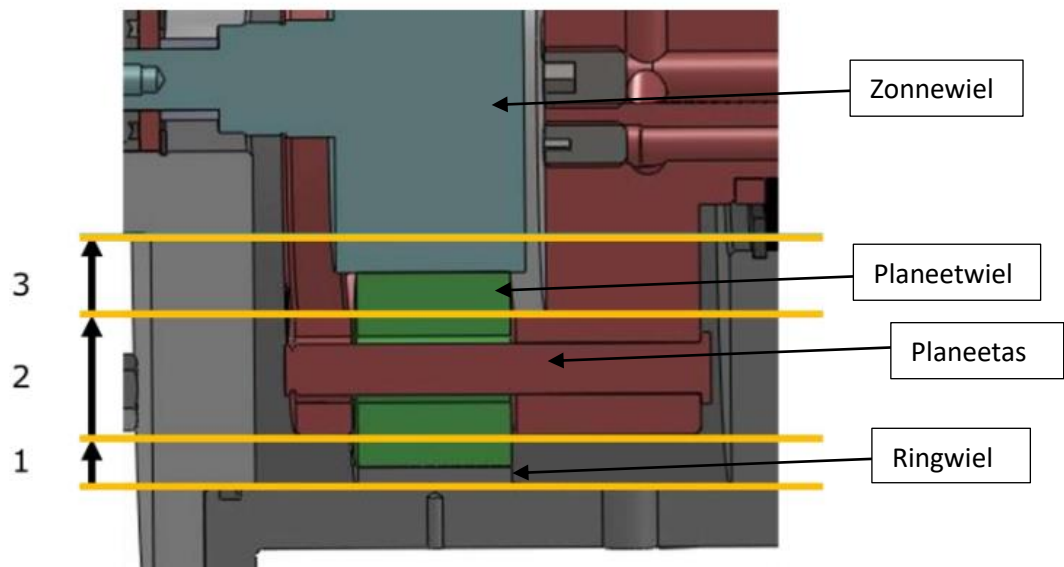
2.8 Kritisch olieniveau

In een planetaire tandwielkast wordt de olie (nodig om de tandwielen te smeren en te koelen) door de centrifugaal kracht rondgeslingerd tot een ring in de tandwielkast. De grote van deze ring (afhankelijk van de hoeveelheid olie in de tandwielkast) heeft effect op de vermogensabsorptie. M.a.w. in hoeverre de olie voor een hydraulische rem zorgt. Figuur 2.8.1 toont een grafiek waarbij drie zones worden afgebakend [10]. Deze zones beschrijven het relatieve olie niveau in een planetaire overbrenging volgens figuur 2.8.2. Hierbij komt het niveau van de olie ring tot aan het Ringwiel, in de tweede tot aan de planeet assen en de derde zone tot aan het zonnwiel. Belangrijk bij figuur 2.8.1 is de uitdrukking van het vermogensverlies. Dit is uitgedrukt in absoluut vermogen. Afhankelijk van elk ingaand vermogen, viscositeit van de olie en temperatuur, is dit verlies vermogen verschillend. Het verloop van deze zones zal echter constant blijven.

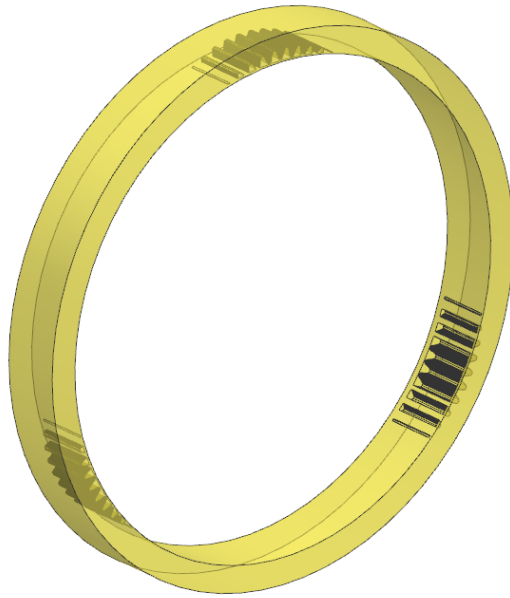
Om te onderzoeken of de huidige Outrunner versnellingsbak ook voldoet aan deze grafiek, waarvan later geverifieerd kan worden welk olieniveau het minste vermogen verbruikt, zijn deze zones gesimuleerd in het CAD-model om zo de volumes te achterhalen (figuur 2.8.3 t.e.m. 2.8.7) . Aangezien er een 1,5-traps versnellingsbak wordt gebruikt zijn er meer tandwielen. Daarom zijn alle niveaus waar tandwielen ingrijpen gesimuleerd. Tabel 2.8-1 toont de volume inhoud per zone.



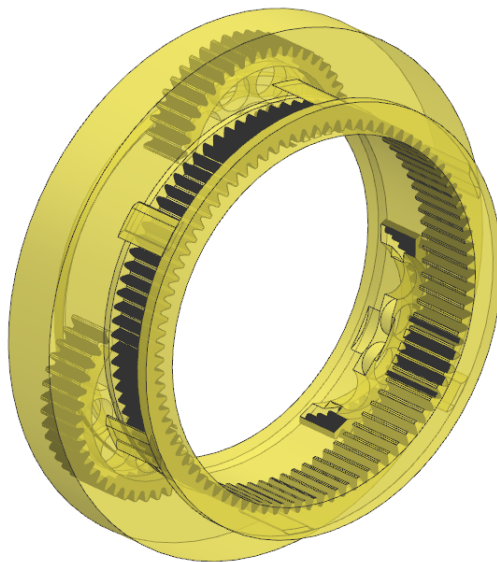
Figuur 2.8.1: Absoluut vermogensverlies door olieniveau



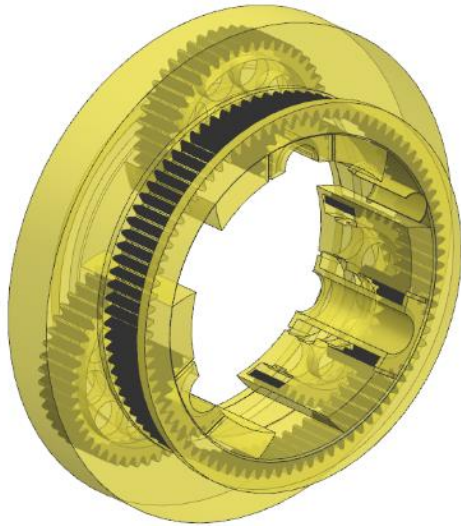
Figuur 2.8.2: Aanduiding zones in planetaire overbrenging



Figuur 2.8.3: Zone 1, grote planeetwielen grijpen in



Figuur 2.8.4: Zone 2, ringwiel grijpt in



Figuur 2.8.5: Zone 3, planeetassen grijpen in



Figuur 2.8.6: Zone 4, kleine planeetwielen grijpen volledig in



Figuur 2.8.7: Zone 5 zonnewiel grijpt in

Tabel 2.8-1: Zones, absoluut uitgedrukt in volume

Volgorde	Niveau (ml)	Extra
		Huidig olieniveau
1	100	
2	120	
3	130	Zone 3
4	140	
5	200	Zone 4
6	275	Zone 5
7	90	Zone 2
8	80	
9	40	
10	30	Zone 1
11	20	
12	100	

3 Methode

Hieronder wordt kort de methode meegegeven waarmee het ontwerp en de fysieke testen benaderd zullen worden.

3.1 Ontwerp

Het ontwerp zal iteratief gebeuren op basis van eigen kennis die aangevuld wordt door te spreken met partners van FEB. Deze gesprekken geven limieten, vereisten en eigenschappen weer van componenten zoals lagers, dichtingen en materiaal. Met deze kennis worden de problemen in het CAD-model rechtstreeks aangepast waardoor er een compleet model ontstaat. Naderhand worden technische tekeningen gemaakt die door de metaalbewerkers omgezet worden in onderdelen.

3.2 Fysieke testen

De fysieke testen die zijn uitgevoerd bij FlandersMake bestaan uit verschillende componenten, elk met hun eigen specifieke doel en aanpak. In hoofdstuk 5.2 worden deze testen afzonderlijk toegelicht in de volgorde waarin ze worden uitgevoerd.

Gezien eerdere testen op motoren van FEB al zijn uitgevoerd bij FlandersMake, zijn zowel het personeel als de benodigde apparatuur bekend. Het doel van de vermogentestbank is om een realistische situatie na te bootsen. De testbank biedt weerstand, waardoor er vermogen door de versnellingsbak stroomt. Dit vermogen veroorzaakt slijtage en vermoeiing. Met behulp van meetapparatuur kan deze slijtage en vermoeiing in functie van de tijd worden gemeten en geplot.

3.3 Verwerking van de resultaten

De gegevens die zijn bekomen tijdens de testen kunnen niet direct worden uitgelezen. Om deze data-analyse uit te voeren, zal gebruik worden gemaakt van MATLAB, waarbij CSV-bestanden van de vermogentestbank worden ingelezen en geanalyseerd met behulp van scripts. Deze scripts zorgen ervoor dat de grote hoeveelheden data snel en efficiënt kunnen worden verwerkt, en stellen toekomstig onderzoek in staat om voort te bouwen op deze scripts.

Na deze verwerking dient deze data geïmplementeerd te worden tot bruikbare resultaten. M.a.w. moeten de oorzaken gelinkt worden aan de gevolgen die uit de data blijken. Naast de data van de testbank wordt het ontwerp ook gevalideerd door dit te onderzoeken met handgereedschappen. Op basis van deze gevolgen worden alle bevinden opgeschreven en oplossingen gevonden.

4 Ontwerpkeuzes

4.1 Ontwerp

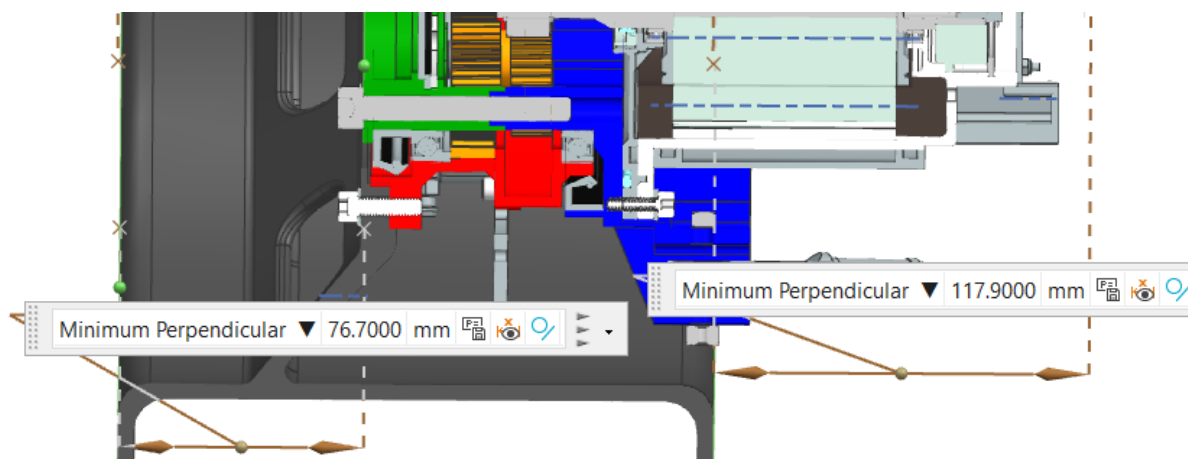
Alle verkregen resultaten worden geïntegreerd om het ontwerp te vormen. Hieronder (sectie 4.2) worden eerst de problemen besproken waarna er voor elk probleem de bijbehorende oplossing wordt gepresenteerd, indien beschikbaar. Er wordt beknopt toelichting gegeven op de ontwerpkeuzes. Het is van groot belang voor toekomstige verantwoordelijken van dit ontwerp om alle aspecten zorgvuldig na te kijken en te evalueren.

4.2 Ontwerpproblemen

4.2.1 Beperkte binnenwerking

Op dit moment bedraagt de afstand vanaf de buitenkant van het wiel tot aan de versnellingsbak 76,7 mm. Het gedeelte dat zich buiten het wiel bevindt, heeft een totale lengte van 117,9 mm, zoals geïllustreerd in figuur 4.2.1. Deze afstand komt overeen met het vorige ontwerp, wat impliceert dat het aerodynamische voordeel niet ten volle wordt benut.

Er zijn geen specifieke richtlijnen vastgesteld voor de minimale of maximale waarde van de interne werking. Echter, indien andere factoren het minimaliseren van deze afstand niet belemmeren, zal deze afstand worden verkleind.



Figuur 4.2.1: Binnenwerking eindresultaat voorgaand onderzoek

4.2.2 Zonnewielbevestiging

Het zonnewiel wordt momenteel bevestigd op de motor-as met behulp van een spiebaan, zoals geïllustreerd in figuur 4.2.2 (waarbij het zonnewiel wordt aangeduid als "B"). Deze spiebaan biedt geen enkel voordeel ten opzichte van het vorige ontwerp waarbij het zonnewiel bevestigd was met een spline. Het is daarnaast een ongetest ontwerp, wat als nadeel kan worden beschouwd.

4.2.3 Motorbevestiging

De bevestiging van de motor gebeurt met behulp van bouten. Volgens de reglementen van de Formula Student-competitie is het echter vereist om boutverbindingen op essentiële plaatsen (zoals boutverbindingen in primaire structuren, stuurinrichting, remmen, vering en versnellingsbak) te zekeren met een 'Lock-wire' [11]. Momenteel is dit niet mogelijk. Figuur 4.2.2 (met de positionering "C") toont de boutbevestiging.

4.2.4 Bevestiging van de velg

Vanwege de compactheid van het Outrunner ontwerp kan FEB 10 inch velgen gebruiken.

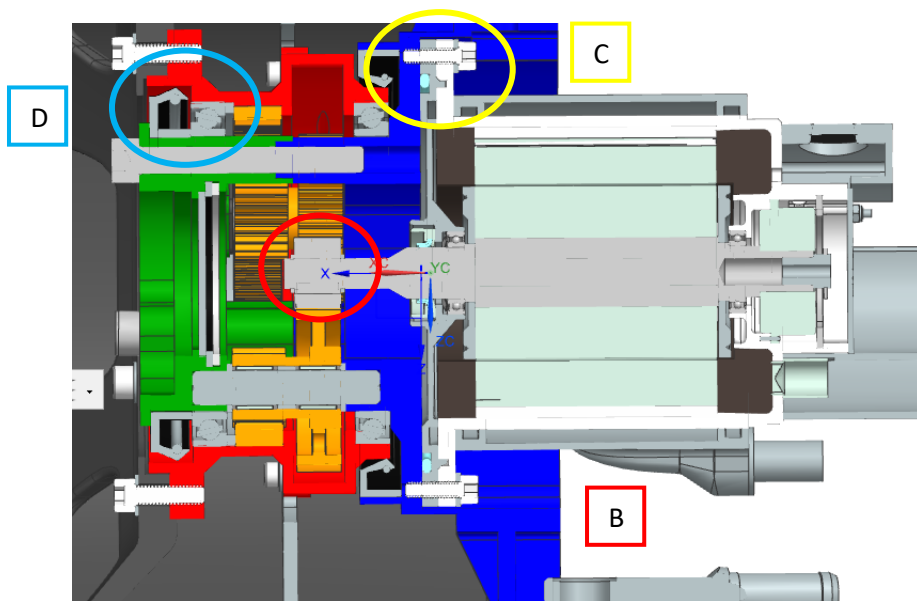
FEB heeft de ambitie om deze wielen intern te vervaardigen om verschillende redenen:

- 10" velgen zijn niet vrij op de markt te krijgen.
- De full-carbon-velgen zorgen voor een gewichtsreductie van $\pm 50\%$.
- Het levert extra punten op in de statische competitie.
- De velg moet compatibel zijn met het Outrunner ontwerp om maximale binnenwerking te waarborgen.

De gebruikte velg van OZ-Racing in het eerste ontwerp, zal daarom niet representatief zijn. Waardoor het boutpatroon voor bevestiging van de velg geen zekerheid is.

4.2.5 Axiale krachtoverdracht

Het Outrunner-ontwerp omvat twee lagers die naast radiale krachten ook axiale krachten opnemen wanneer de wagen een bocht maakt. Aangezien deze krachten voort vloeien uit versnellingen en deze wagen in een race meer dan 2G aan versnelling ondergaat, moet de krachtoverdracht solide zijn. In figuur 4.2.2 wordt aangegeven dat in het vorige ontwerp deze kracht via de oliekeerring wordt overgebracht. Aangezien deze keerring niet voor dit doel is ontworpen, moet er een oplossing worden gevonden. Bovendien is er geen mogelijkheid om de lagers vooraf in te spannen, wat later nader wordt toegelicht.



Figuur 4.2.2: Axiale doorsnede motor/versnellingsbak

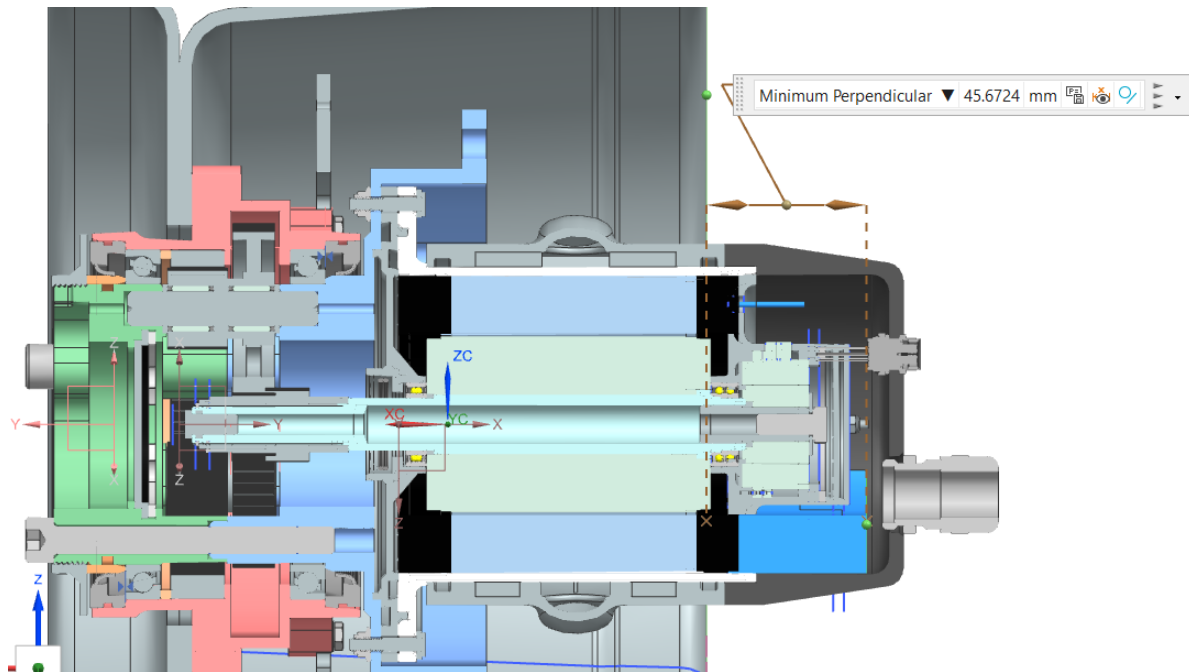
4.2.6 Oliedichtheid/levensduur

Tijdens het raceseizoen van '21-'22 heeft FEB te maken gehad met problemen met olie lekkages van de versnellingsbak. Volgens de regels van de Formula Student-competitie [11] is het lekken van olie ten strengste verboden. Het risico op lekkages neemt toe naarmate de versnellingsbak ouder wordt en meer gebruikt wordt. De versnellingsbak moet zowel oliebestendig zijn als een levensduur hebben van minstens twee raceseizoenen, waarin elk seizoen 10 uur wordt gereden.

4.3 Ontwerpoplossingen

4.3.1 Beperkte Binnenwerking

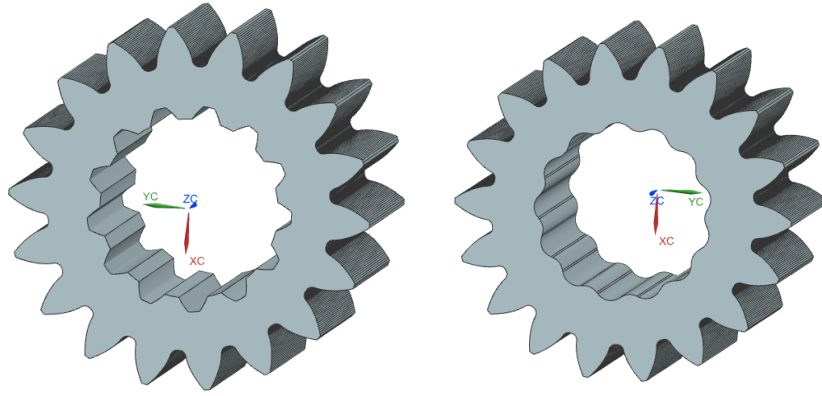
De binnenwerking is vergroot tot 45,67 mm, waarbij de boutkoppen van de carrier worden verwaarloosd. Deze vergroting vertegenwoordigt een verbetering van 62%. Bij deze vergroting is rekening gehouden met een voorlopige versie van de zelfgemaakte carbon-velgen (figuur 4.3.1). Het is mogelijk om de binnenwerking verder te verhogen, zoals toegelicht in sectie 6.3.3.



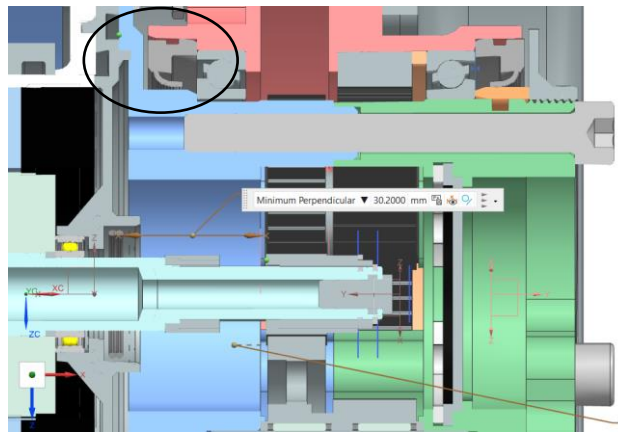
Figuur 4.3.1: Binnenwerking Outrunner

4.3.2 Zonnewielbevestiging

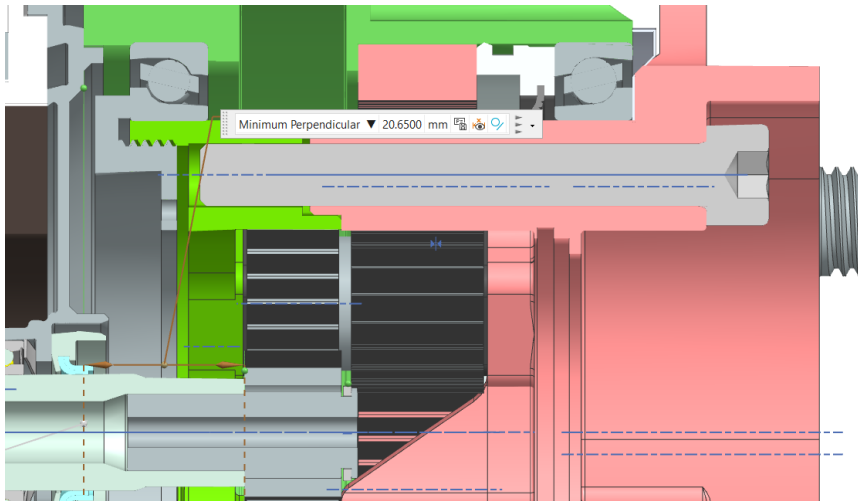
De bevestiging van het zonnewiel wordt uitgevoerd volgens de traditionele methode die FEB altijd heeft toegepast. Dit ontwerp is grondig getest en heeft geen nadelen. Echter, is het spline-profiel aangepast (figuur 4.3.2) en is de lengte van de motor-as vergroot. Hierdoor zijn de motoren voor het seizoen '22-'23 geschikt voor zowel het Inrunner- als het Outrunner-ontwerp. De verlenging van de motor-as is noodzakelijk vanwege de toevoeging van een extra keerring die niet aanwezig is in het Inrunner-ontwerp (zie figuur 4.3.3 & 4.3.4 ter vergelijking). De motor-assen zijn ruim bemeten, zodat er ruimte is voor eventuele toekomstige lengteaanpassingen. Om het planeetwiel op zijn plaats te houden, worden op maat gemaakte afstandsbusen gebruikt. De kosten voor het vervaardigen van nieuwe busen (enkele euro's afhankelijk van de producent) wegen niet op tegen de kosten van het aanschaffen van nieuwe motoren die 2500 euro per stuk kosten.



Figuur 4.3.2: Zonnewiel -> 2022 (links) VS zonnewiel 2022 -> (rechts) Motorbevestiging



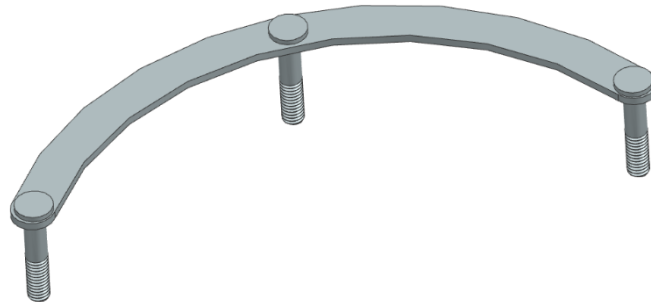
Figuur 4.3.3: Afstand zonnewiel Outrunner



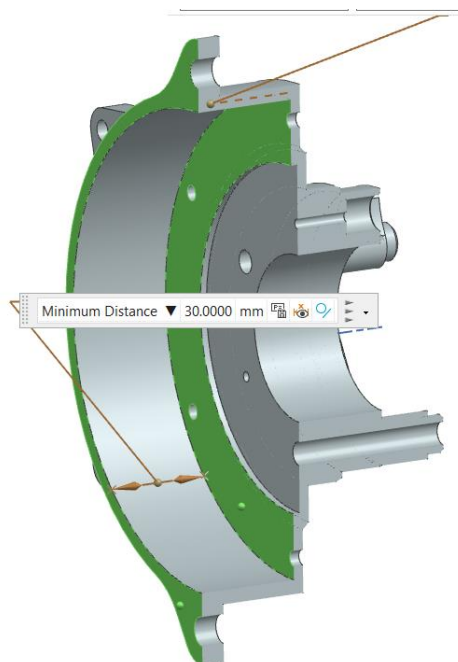
Figuur 4.3.4: Afstand zonnewiel Inrunner

De bevestiging van de motor vindt plaats op dezelfde locatie als bij het Inrunner- en eerste Outrunner-ontwerp, aangezien de behuizing van de motor ongewijzigd blijft. Hoewel deze positie niet optimaal is (zie sectie 6.3.1), is er een module ontworpen om de motor op een reglementaire manier te bevestigen. Deze module wordt bevestigd met 'lock-moeren' (DIN 980 of equivalent) [11]. De module wordt weergegeven in figuur 4.3.5 en elimineert de noodzaak van gereedschap. Dit heeft als

voordeel dat de efficiëntie van de assemblage wordt verhoogd. Het getoonde prototype van de Outrunner in deze scriptie maakt echter nog geen gebruik van deze module, omdat de Upright nog een beperkte diepte heeft (afstand in figuur 4.3.6). In het ontwerp van de competitiewagen zal deze diepte groter worden, aangezien de hardpoints zich buiten de wielen bevinden.



Figuur 4.3.5: Bevestigingsmodule motor



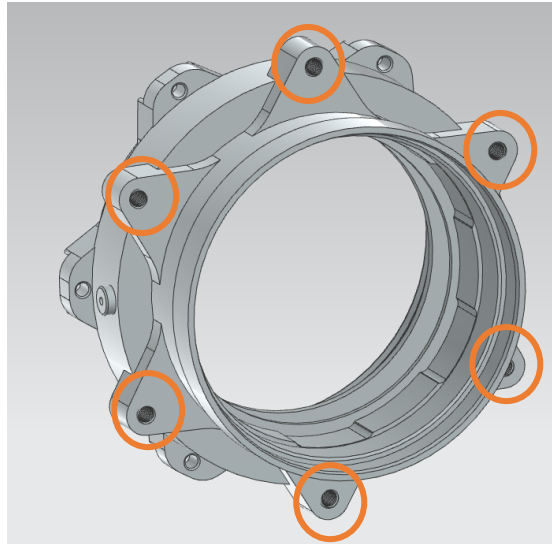
Figuur 4.3.6: Diepte Upright

De bevestigingsmodule bestaat uit een voetplaat en drie lasbouten die met elkaar verbonden zijn door middel van een lasverbinding. De lasbouten kunnen indien nodig vervangen worden door zeskantbouten. Het is belangrijk om rekening te houden met de sterkteklasse van deze bouten. Tot op heden is een sterkteklasse van 8.8 gebruikt. Als in de toekomst een hogere sterkteklasse vereist is, moet er rekening worden gehouden met het feit dat de lasverbinding mogelijk niet dezelfde sterkte heeft als bij bouten van hogere sterkteklassen, en dat het materiaal van de bout hierdoor kan verzwakken.

4.3.3 Bevestiging van de velg

In het prototype is een bevestiging voor de velg voorzien, waarbij rekening is gehouden met de koppeling aan de vermogentestbank zoals besproken in sectie 5.1. Vanwege het ontbreken van een definitief velgontwerp op het moment van ontwerpen, is deze bevestiging geïmplementeerd in relatie

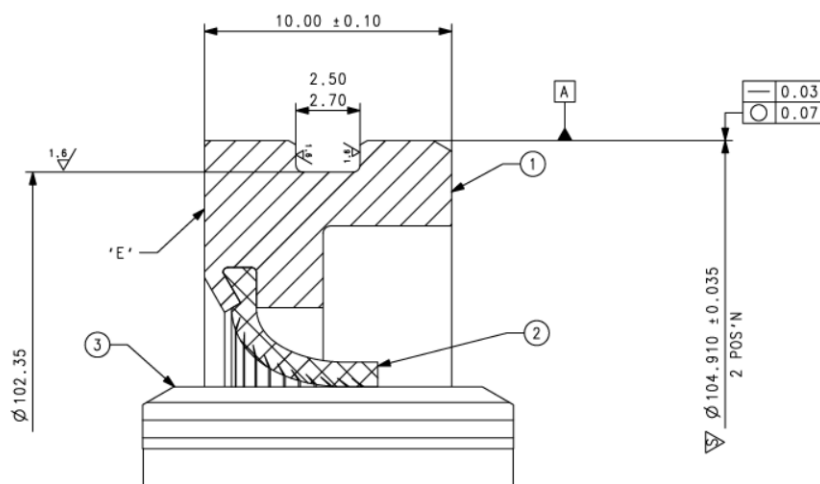
tot de testbankkoppeling. Het gebruik van carbon-boutverbindingen is echter nog niet voldoende onderbouwd. Dit betekent dat er nog geen voldoende kennis beschikbaar is om aan te tonen hoe carbon zich gedraagt wanneer het met bouten wordt bevestigd en wordt blootgesteld aan een raceomgeving. Het prototype zal gebruikmaken van de zes punten die zijn aangegeven in figuur 4.3.7 om een koppeling met de testbank tot stand te brengen. Deze koppeling wordt verder toegelicht in punt 5.1.



Figuur 4.3.7: Bevestigingspunten testbank

4.3.4 Olie dichting

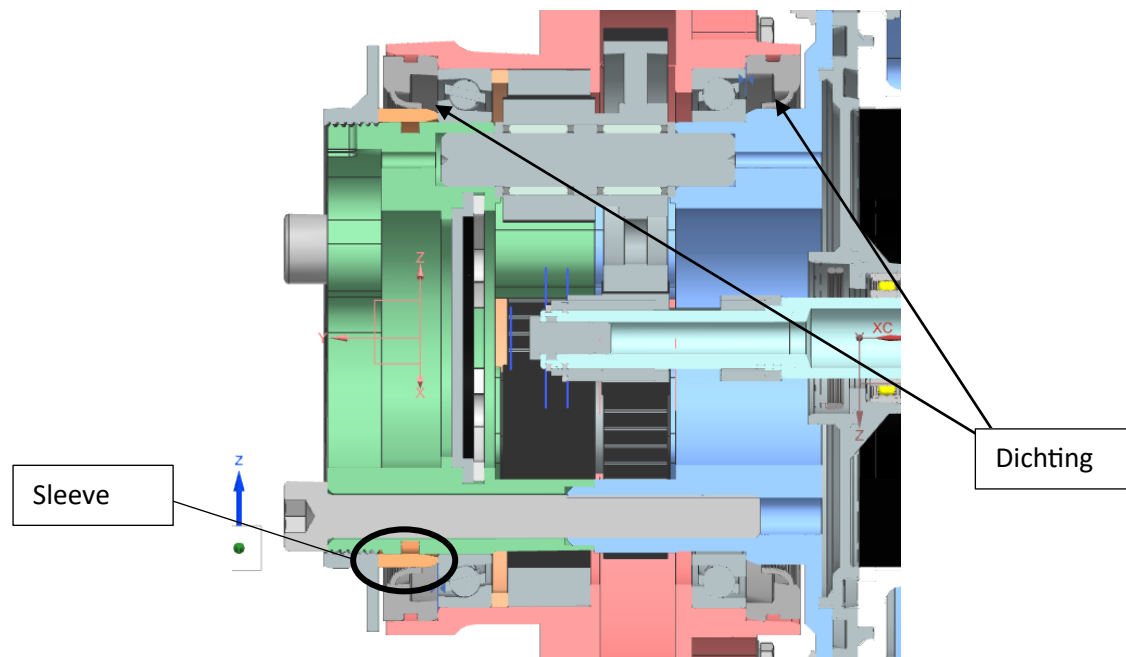
Om de olieafdichting te waarborgen, is gekozen voor een PDR-dichting met een symmetrische opstelling, zoals weergegeven in figuur 4.3.8. Hoewel deze dichting niet het kleinste formaat heeft, is deze geselecteerd vanwege de betrouwbaarheid die is aangetoond in eerdere versnellingsbakken. Niettemin biedt dit het voordeel van het gebruik van twee identieke dichtingen die onderling uitwisselbaar zijn.



Figuur 4.3.8: Technische tekening PDR-dichting

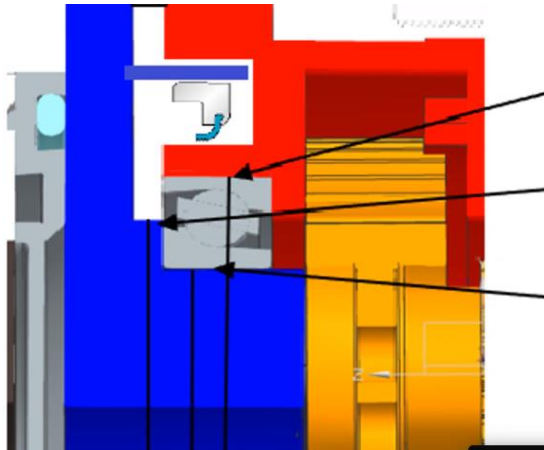
In het prototype is een Sleeve geïntegreerd (raadpleeg figuur 4.3.9), waarop de PDR-dichting zal worden afgedicht. Deze Sleeve zorgt op zijn beurt voor afdichting met de Carrier door middel van een O-ring die wordt geplaatst in de voorziene gleuf. De Sleeve vervult meerdere functies:

- Krachtoverdracht: Zie sectie 4.3.5
- Garantie van de oppervlakte kwaliteit: De Sleeve is een afzonderlijk, makkelijk hanteerbaar, onderdeel. Daardoor kan de oppervlaktekwaliteit die vereist is (zie sectie 2.3) eenvoudiger gecontroleerd en bijgewerkt worden indien nodig.



Figuur 4.3.9: Situering oliedichtingen

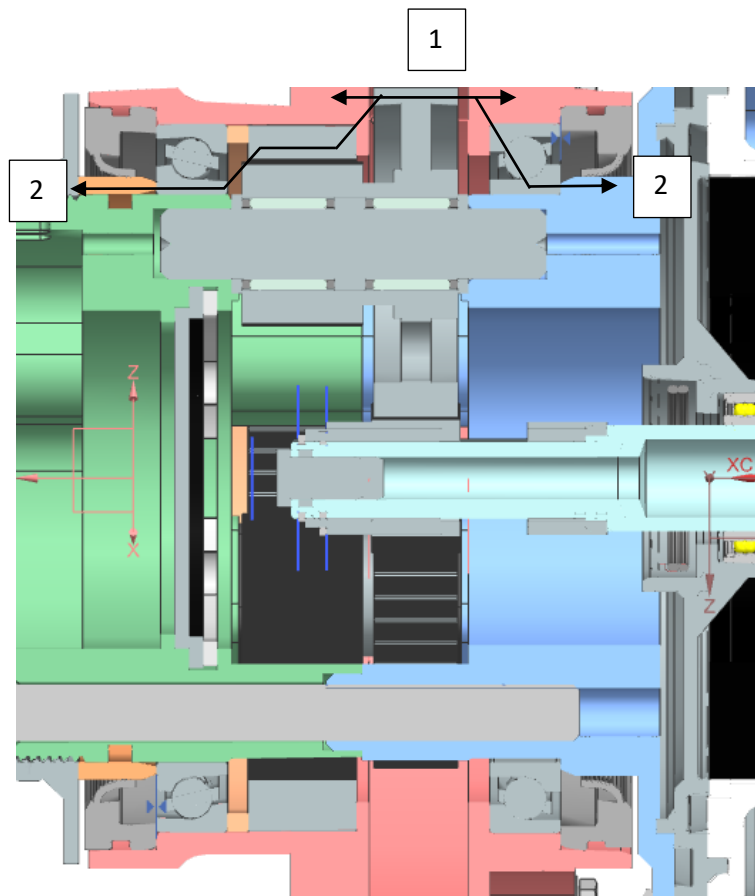
Als gevolg van onzekerheden met betrekking tot de bevestiging van de motor en de velg, is de dichting langs de lagers geplaatst. Deze onzekerheden zijn ontstaan door een gebrek aan informatie tijdens de ontwerpfase. Een alternatieve benadering waarbij een enkele dichting wordt geplaatst, wordt weergegeven in figuur 4.3.10. In deze benadering wordt de dichting boven op de Hub geplaatst, waardoor een grotere binnenwerking mogelijk wordt. Om dit te realiseren, moeten de bevestiging van de motor en de remschijf worden herzien. Deze benadering sluit aan bij de visies en mogelijkheden die worden besproken in hoofdstuk 6.3.



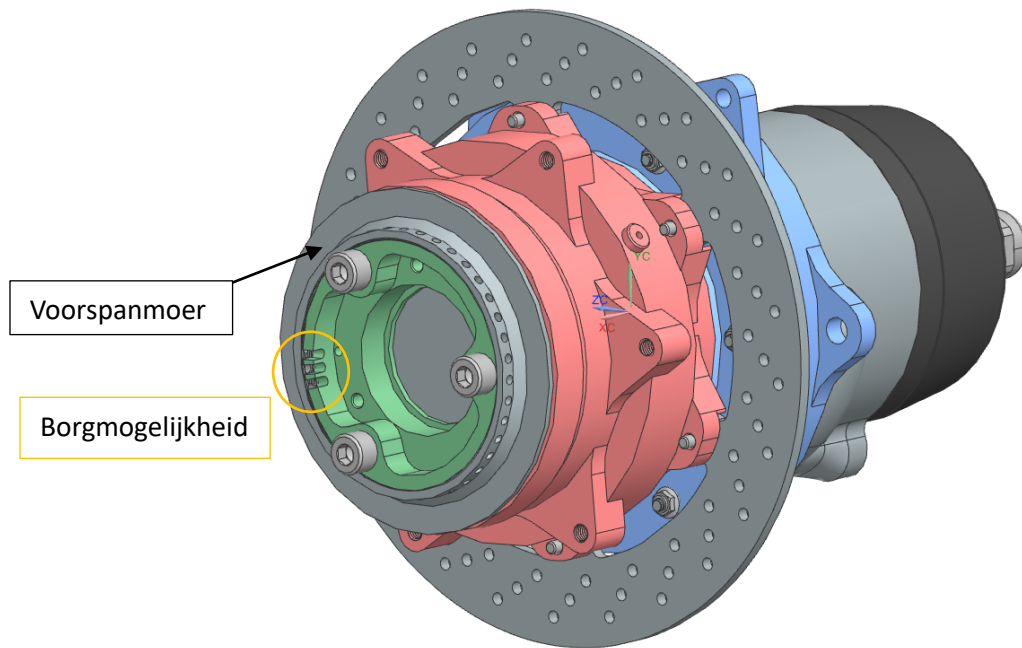
Figuur 4.3.10: Alternatieve positie PDR-dichting

4.3.5 Axiale krachtoverdracht

Figuur 4.3.11 illustreert de variatie van de axiale kracht (aangebracht volgens pijl 1) in relatie tot de richting van de belasting (richting pijl 2). Zoals eerder besproken in sectie 4.3.5, dient de Sleeve hier als een middel om de axiale kracht over te brengen en tegelijkertijd een bevestiging mogelijk te maken. De mechanische vergrendeling van de voorspanmoer wordt bereikt door middel van een splitpen of lock-wire, zoals aangegeven op de aangewezen locatie in figuur 4.3.12, waar de voorspanmoer in zijn geheel te zien is.



Figuur 4.3.11: Verloop Axiale krachtoverdracht



Figuur 4.3.12: Voorspanmoer & borging

4.3.6 Varia

- **Technische tekeningen**

Alle vervaardigde onderdelen zijn gedocumenteerd en digitaal vastgelegd in de interne database van FEB. In het geval dat het prototype opnieuw geproduceerd moet worden, is het noodzakelijk om deze database te raadplegen. Bij het ontwerpen van een productiemodel wordt geadviseerd om een digitale kopie van het prototype te maken en dit als basis te gebruiken voor eventuele aanpassingen. Deze worden meegegeven in

- **Gewichtsoptimalisatie**

Volgens de officiële regels van Formula Student is het vereist dat tandwielkasten vervaardigd uit aluminium een minimale wanddikte van 3 mm hebben. Deze specificatie, bekend als een 'Scattershield', dient te worden nageleefd. Aangezien deze regels strikt gehandhaafd moeten worden, is er geen ruimte om gewicht te besparen, aangezien een wanddikte van 3 mm voldoende sterkte biedt om de optredende krachten te weerstaan [11].

4.4 Gefabriceerde onderdelen & assemblage

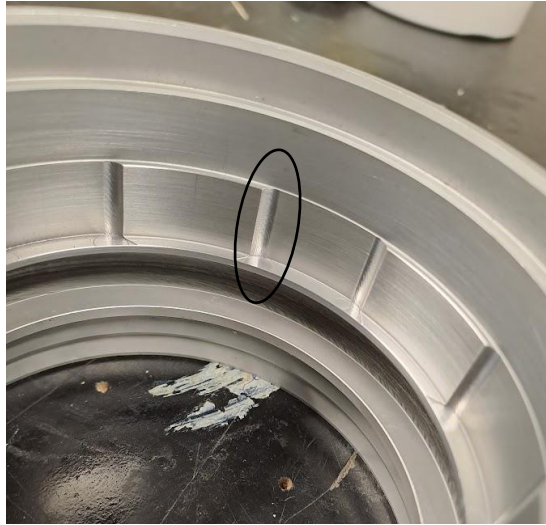
In sectie wordt het fysieke model besproken naast het theoretische model. Alle onderdelen zijn vervaardigd en geassembleerd. Verschillende opmerkingen met betrekking tot de onderdelen worden hier behandeld, samen met de voorgestelde oplossingen voor deze fouten of opmerkingen. Bij het overwegen van de productie van het Outrunner ontwerp is het van het grootste belang om deze oplossingen in acht te nemen. Alleen de componenten waarvoor wijzigingen nodig zijn, zullen hier worden besproken, waardoor niet alle componenten aan bod komen.

4.4.1 Hub

Fouten:

- De radius van de lobben van de zonnwielbevestiging werd verkeerdelijk door de fabrikant op 4,5 mm vastgesteld in plaats van de voorgeschreven 3 mm volgens de tekening. Deze fout

is echter door de fabrikant hersteld door middel van een nabewerking (zie figuur 4.4.1). Als gevolg hiervan heeft het zonnewiel een rotatieve speling van 0,1 mm op een diameter van 99,5mm. Deze speling is gecompenseerd met behulp van Loctite 648.

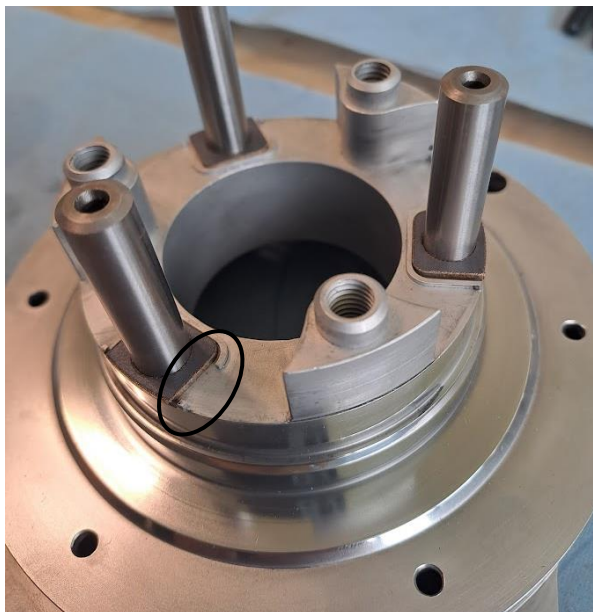


Figuur 4.4.1: Fout ringwiel lobben

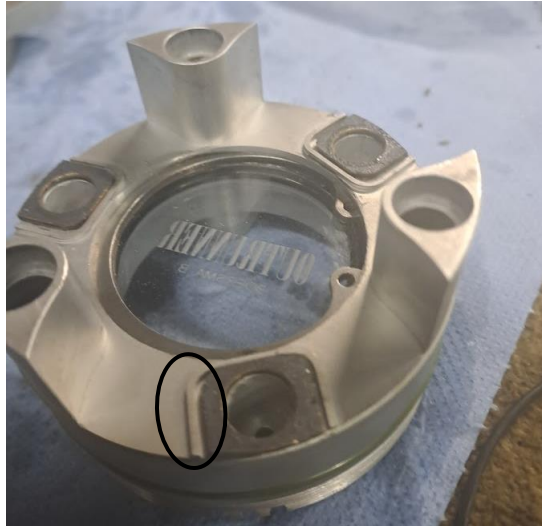
4.4.2 Upright

Fouten:

- De mechanische bevestiging van de Carbon-shims is onjuist gedimensioneerd, waardoor er speling is ontstaan in de lengterichting. Deze dimensionele fout dient gecorrigeerd te worden in het CAD-model. De figuren 4.4.2 en 4.4.3 tonen deze fout, die ook aanwezig is in de carrier. Bovendien heeft de fabrikant van de Upright te veel materiaal weg gefreesd bij deze shimbevestiging, zoals ook zichtbaar is in figuur 4.4.2. Dit leidt echter niet tot verdere problemen.



Figuur 4.4.2: Upright met fout in shimbevestiging



Figuur 4.4.3: Fout in shimbevestiging

Bemerkingen:

- De Upright is onderworpen aan een polijstbehandeling op het gebied waar de PDR-dichting in contact zal komen, met als doel de oppervlaktekwaliteit te verbeteren. Deze polijstbehandeling is persoonlijk uitgevoerd. Figuur 4.4.4 illustreert het resultaat van deze nabewerking. Het effect van deze nabewerking is een Ra-waarde van minder dan $0,1 \mu\text{m}$, wat overeenkomt met de specificaties.



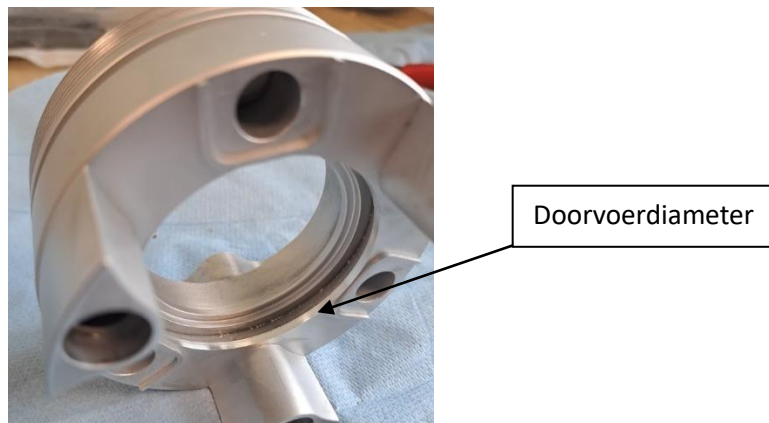
Figuur 4.4.4: Resultaat polierbewerking Upright

4.4.3 Carrier & Sleeve

Fouten:

De borging en dimensionering van het kijkglas is overgenomen uit het ontwerp van het seizoen '21-'22. Tijdens de assemblage is echter gebleken dat deze dimensionering niet overeenkomt met de standaard die FEB normaal gesproken hanteert. Dit heeft geleid tot drie problemen, elk met hun bijbehorende oplossing:

- De circlips zorgt niet voor een gelijkmatige druk om de rubberen afdichting voldoende af te sluiten.
 - Door gebruik te maken van montagekit kan de rubberen afdichting overbodig worden gemaakt.
- Het kijkglas dat FEB normaal gesproken gebruikt, heeft een diameter van 49,5 mm in plaats van de 47,5 mm zoals vermeld in het ontwerp van het seizoen '21-'22.
 - Er wordt een nieuw kijkglas vervaardigd om aan te sluiten bij de standaarddiameter.
- Door een te kleine doorvoerdiameter (48 mm, zoals weergegeven in figuur 4.4.5) is de circlips niet assembleerbaar.
 - De doorvoerdiameter wordt vergroot om de assembleerbaarheid van de circlips te waarborgen.



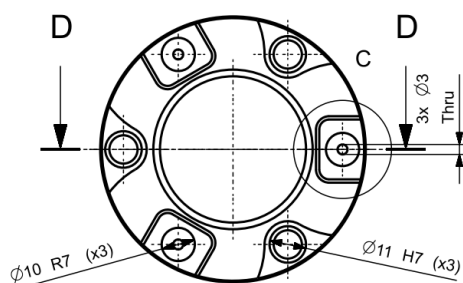
Figuur 4.4.5: Situering doorvoerdiameter Carrier

- Na een volledige montage en demontageprocedure is geconstateerd dat één tandwielas losgekomen is uit de Upright en vast is blijven zitten in de Carrier. Deze gebeurtenis duidt op een te losse passing in de Upright en een te strakke passing in de Carrier. Bovendien is er ook sprake van aanzienlijke braamvorming in de carrier, wat de eerder genoemde bevinding bevestigt (zie figuur 4.4.6). Deze braamvorming kan leiden tot een afwijking in de uitlijning of verontreiniging van de olie.



Figuur 4.4.6: Braamvorming in de Carrier

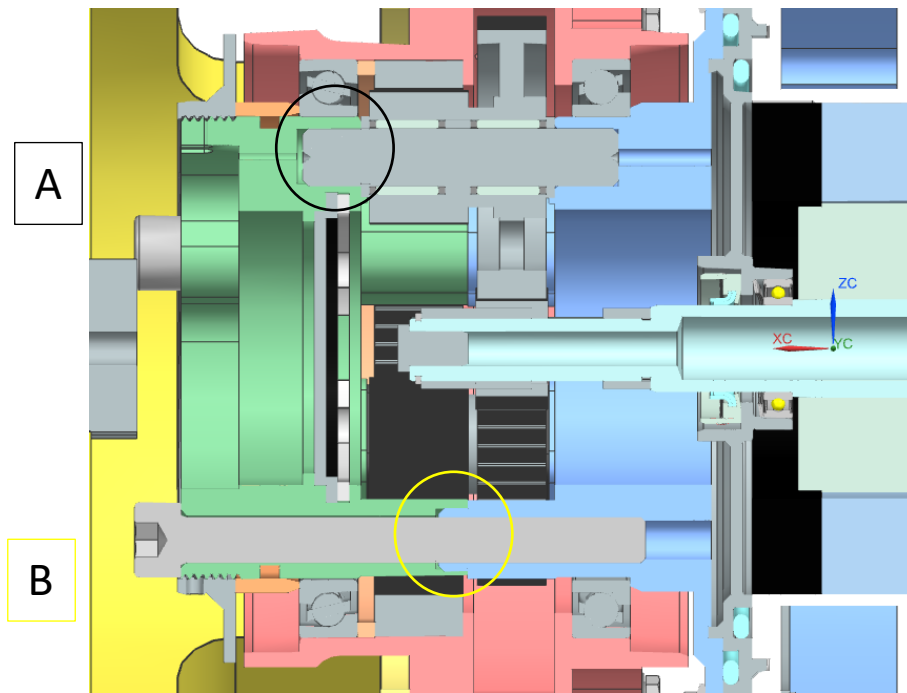
Als oplossing dient de Carrier een losse passing te krijgen i.p.v. de perspassing uit technische tekening in 4.4.7.



Figuur 4.4.7: Technische tekening Carrier

Bemerkingen:

- De montage van de Carrier in de Upright vereist een zorgvuldige uitlijning van deze twee componenten. Echter, het uitlijnproces verliep moeizaam. Om dit probleem te verbeteren, wordt voorgesteld om de passingen op plaats A en B in figuur 4.4.8 te wijzigen naar een schuifpassing in plaats van een klempassing, en de uitlijn stempels op plaats B langer te maken. Deze aanpassingen zullen ervoor zorgen dat de Carrier en Upright soepel over elkaar kunnen schuiven zonder enige aandrukkracht. Hierdoor wordt voorkomen dat er braamvorming ontstaat, wat op zijn beurt kan leiden tot een afwijking in de uitlijning van de componenten.



Figuur 4.4.8: Situering aanpassingen Carrier

- Evenals bij de Upright is er ook een nabewerking uitgevoerd op de Sleeve om de oppervlaktekwaliteit te verbeteren. Het resultaat van deze nabewerking wordt weergegeven in figuur 4.4.9, waar tevens een vergelijking wordt gemaakt met de vorige oppervlaktekwaliteit.



Figuur 4.4.9: Vergelijking Sleeve gepolijst (links), ruw (rechts)

- De Sleeve wordt op de Carrier geplaatst met behulp van een O-ring, specifiek het type ORAR00151-V70GA. Echter, is gebleken dat deze O-ring te dik is voor de toepassing. Hierdoor verloopt de assemblage van de Sleeve zeer moeizaam. Als tijdelijke noodoplossing is de assemblage voortgezet met een dichting van onbekend type, met een diameter van 76 mm en een dikte van 1,5 mm. Voor een langdurige oplossing zijn er twee mogelijke opties beschikbaar:

- De binnendiameter van de Sleeve aanpassen. Dit geeft echter de kans op een hogere concentrische afwijking wat nadelig is voor de PDR-dichting.
- Een kleiner O-ring.

4.4.4 Voorspanmoer

Bemerkingen:

- De aanpassing van de lager voorspanning heeft geleid tot beschadigingen aan de voorspanmoer (figuur 4.4.10). Herhaalde aanpassingen kunnen resulteren in breuk of beschadiging van de schroefdraad, wat de werking van de voorspanmoer kan belemmeren. Om dit te voorkomen, wordt geadviseerd de voorspanmoer te vervaardigen uit een alternatief materiaal, zoals staal of titanium. Dit zal de duurzaamheid en betrouwbaarheid van de voorspanmoer verbeteren.



Figuur 4.4.10: Beschadiging voorspanmoer na gebruik

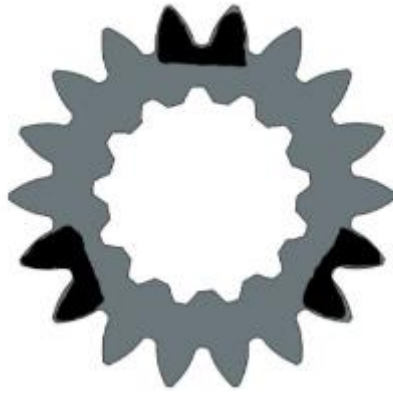
4.4.5 Assemblage

Bemerkingen:

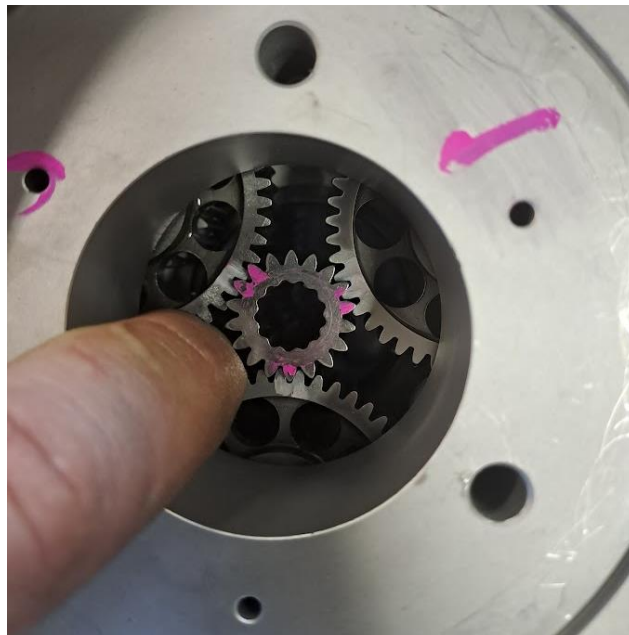
- Er is een afwijking in de hoekverdraaiing van een tand van het grote planeetwiel ten opzichte van het corresponderende kleine planeetwiel. Hierdoor hebben alle planeetwielen een vaste onderlinge oriëntatie. Het naleven van deze oriëntatie is cruciaal om een goede pasvorm van het zonnewiel te waarborgen. Om dit te bewerkstelligen, is het essentieel om zowel de planeetwielen als het zonnewiel te markeren, zoals geïllustreerd in figuur 4.4.11 en 4.4.12. Na montage moeten de markeringen overeenkomen, zoals gedemonstreerd in figuur 4.4.13.



Figuur 4.4.11: Markering planeetwiel

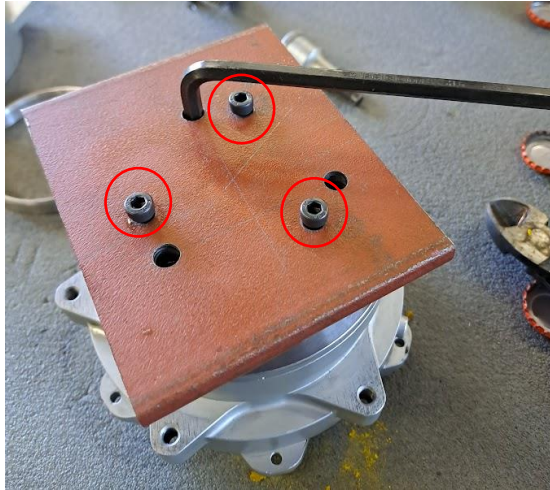


Figuur 4.4.12: Markering zonnewiel



Figuur 4.4.13: Overeenstemming markeringen zonnewiel (paars), planeetwielen (wit)

- Voor het demonteren van het geheel is een speciale tool ontwikkeld, zoals weergegeven in figuur 4.4.14. Deze tool is specifiek ontworpen voor dit specifieke ontwerp. De tool wordt bevestigd met drie M4-bouten, aangegeven door rode cirkels. Vervolgens worden de hoofdibusbouten (aangeduid door gele cirkels in figuur 4.4.15) losgedraaid met behulp van een inbusleutel, waardoor de versnellingsbak uit elkaar wordt getrokken. Het is van groot belang om de inbusbouten gelijkmatig los te draaien, aangezien anders de Carrier, die uit het geheel wordt getrokken, ongewenste kanteling kan ondergaan.



Figuur 4.4.14: Demontage tool gemonteerd.



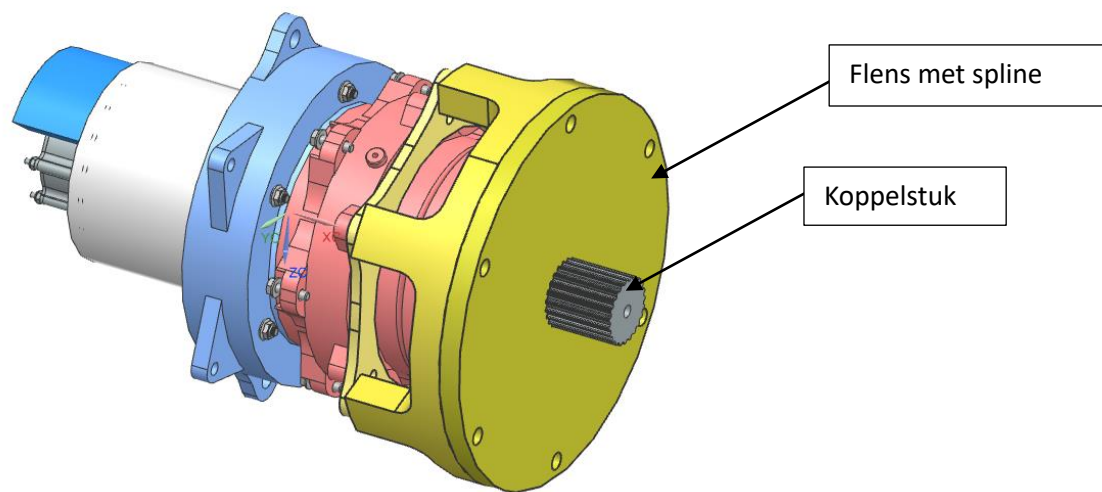
Figuur 4.4.15: Positiëring hoofdinbusbouten

5 Experimentele testen

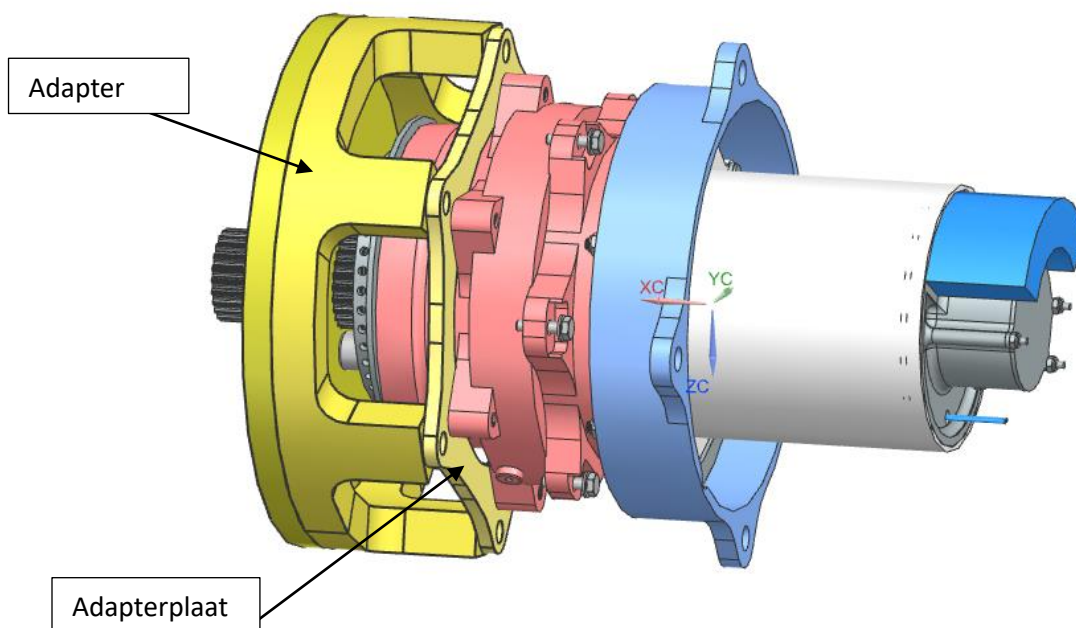
5.1 Testopstelling

Voor het testen van het prototype op de testbank van FlandersMake is een specifiek koppelstuk ontworpen, bestaande uit verschillende onderdelen. De digitale weergave van de koppeling aan de testbank wordt getoond in figuur 5.1.1, 5.1.2 en 5.1.3. Figuur 5.1.4 en 5.1.5 tonen de daadwerkelijke assemblage van het koppelstuk op de testbank.

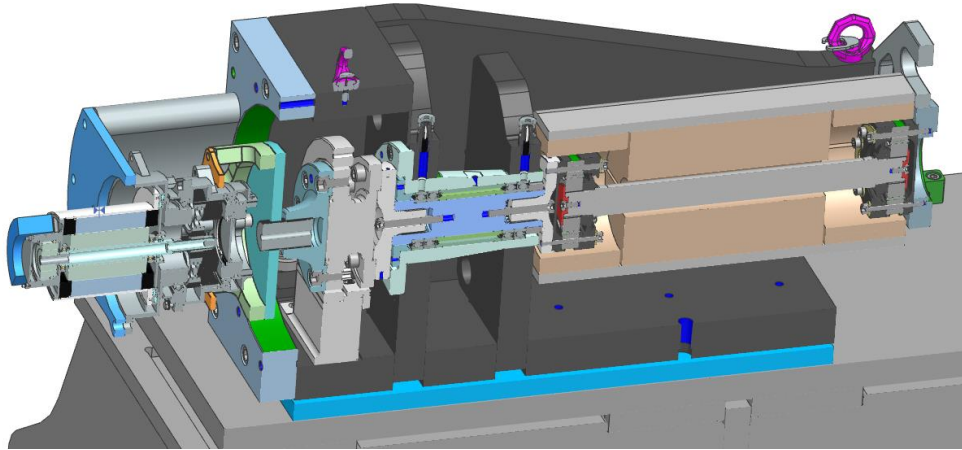
Bij het monteren van deze koppelstukken is een nauwkeurige uitlijning van essentieel belang. Dit dient te gebeuren met behulp van een meetklok. In de handleiding van de versnellingsbakmontage wordt kort verwezen naar deze aandachtspunten.



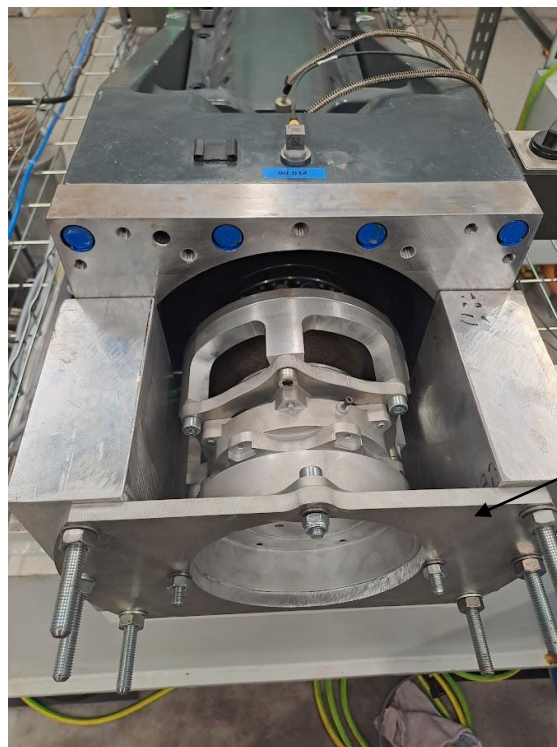
Figuur 5.1.1: Digitale weergave assemblage en koppelstuk, aanzicht 1



Figuur 5.1.2: Digitale weergave assemblage en koppelstuk, aanzicht 2

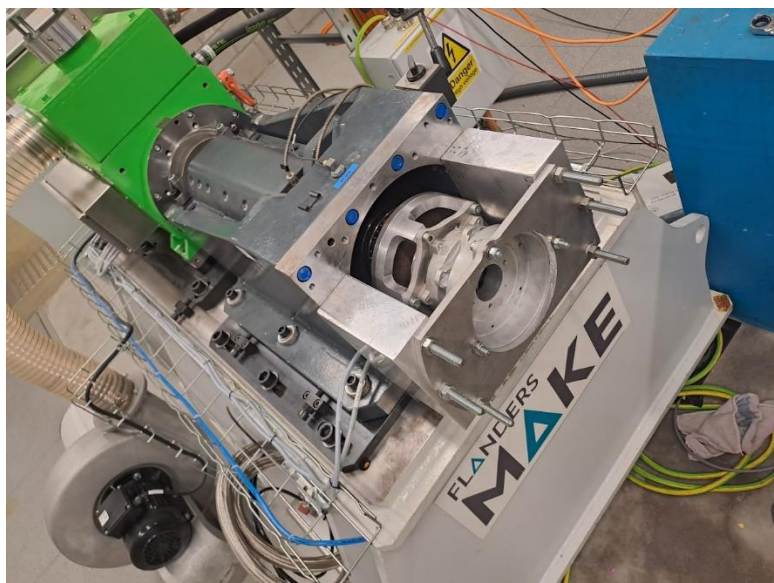


Figuur 5.1.3: Digitale weergave totale assemblage



Montageplaat

Figuur 5.1.4: Werkelijke weergave assemblage op testbank, aanzicht 1



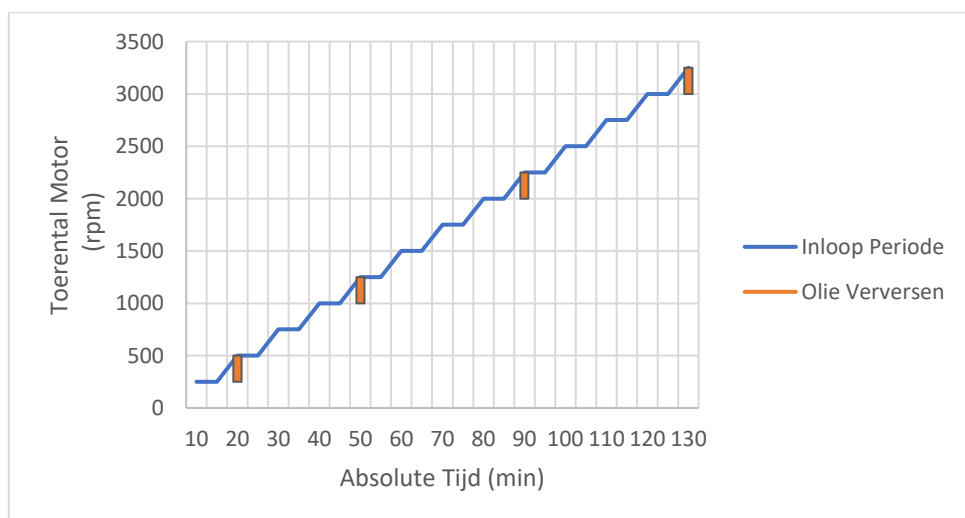
Figuur 5.1.5: Werkelijke weergave assemblage op testbank, aanzicht 2

5.2 Testplanning

Deze sectie ligt kort de intenties van de testperiode toe. In deze periode zullen vier grote testen gebeuren.

5.2.1 Inloop procedure

De tandwielen in het huidige Outrunner ontwerp bestaan uit nieuwe tandwielen. Om een optimaal rendement uit de tandwielen te halen en een zo groot mogelijk raakoppervlak te creëren, is het noodzakelijk dat ze op elkaar ingelopen worden. Dit proces van gecontroleerde slijtage zorgt voor het verminderen van trillingen en het maximaliseren van het raakvlak tussen de tandwielen. FEB hanteert een voorgeschreven inloopprocedure, die tot op heden gebruikt wordt om de versnellingsbaken in te lopen, zoals weergegeven in figuur 5.2.1. Deze inloopprocedure wordt uitgevoerd zonder belasting. Bovendien moet het inloopproces tweemaal worden herhaald. Eén keer wordt de gehele inloopprocedure voorwaarts doorlopen, en vervolgens wordt deze identiek in de tegengestelde richting herhaald. Op deze manier worden beide tandflanken ingelopen om zowel positieve als negatieve koppels met een maximaal raakoppervlak op te vangen.

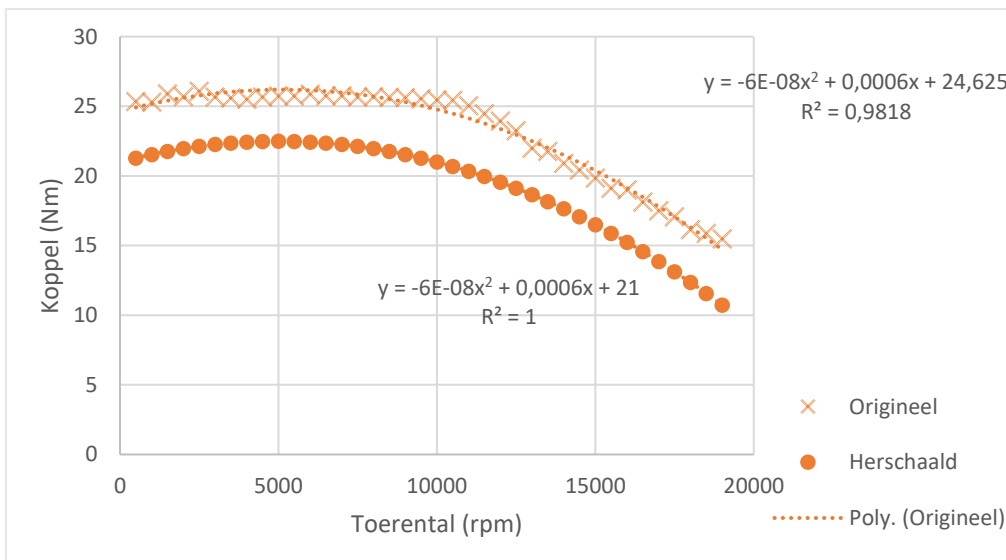


Figuur 5.2.1: Standaard inloopprocedure onbelast

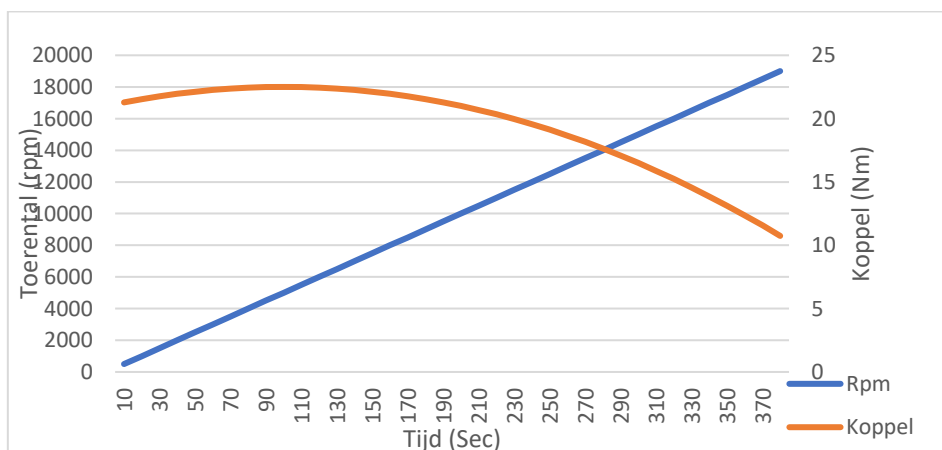
5.2.2 Basis profiel

Na het doorlopen van het inloopproces is het noodzakelijk om een basisprofiel te verkrijgen. Dit profiel dient als referentie voor de conditie van de versnellingsbak voor en na de Endurancetesten, zoals beschreven in sectie 5.3.4. Op basis van de verschillen tussen deze profielen kan een algemene conclusie worden getrokken over de conditie van de versnellingsbak gedurende het gebruik ervan.

Als basisprofiel wordt de koppel-toerental karakteristiek van de motor doorlopen. Dit wordt gedaan vanwege de nauwkeurigheid van de eigenschappen van deze karakteristiek. Figuur 5.2.2 toont de koppel-toerental karakteristiek [12]. Op de oorspronkelijke karakteristiek is een trendlijn toegepast die een ideaal profiel representeert. Dit profiel is geschaald. Het gebruik van een ideaal profiel heeft als voordeel dat schokken afkomstig van de motor, die op maximale prestatie geen geleidelijk profiel vertoont, worden geminimaliseerd. Hierdoor kunnen ruis en uitschieters in de resultaten zo gelijkmatig mogelijk worden gemaakt. Deze herschaling zorgt voor een verlaging van de belasting en heeft ook als doel de ruis te verminderen, zodat de motor de ideale curve kan volgen, aangezien deze curve een gemiddelde vertegenwoordigt. Figuur 5.2.3 toont zowel deze ideale curve als de tijd- en toerentalgrafiek van de motor.



Figuur 5.2.2: Koppel toerental karakteristiek



Figuur 5.2.3: Basis profiel

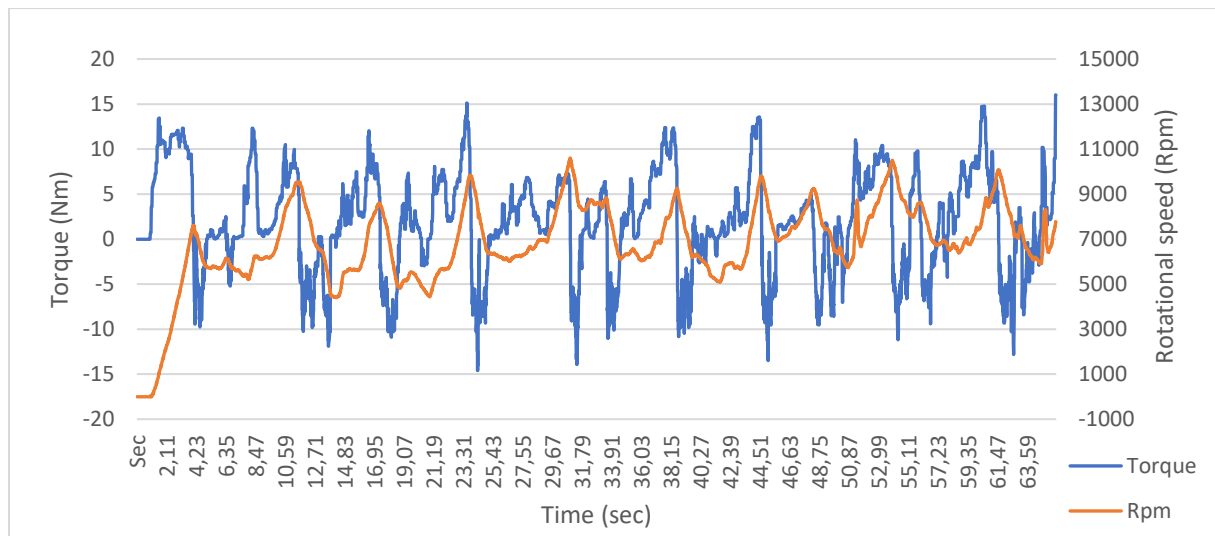
5.2.3 Endurance

De Endurancetesten zullen niet worden gebruikt om data te vergelijken, maar om de vereiste levensduur te bereiken voor de versnellingsbak. Tijdens deze test zal de versnellingsbak worden belast met een werkelijk koppelprofiel. Dit profiel is opgenomen tijdens het autocrossevenement in Kroatië (2022, figuur 5.2.4). Autocross is een discipline binnen de competitie waarin het voertuig wordt onderworpen aan zware omstandigheden.

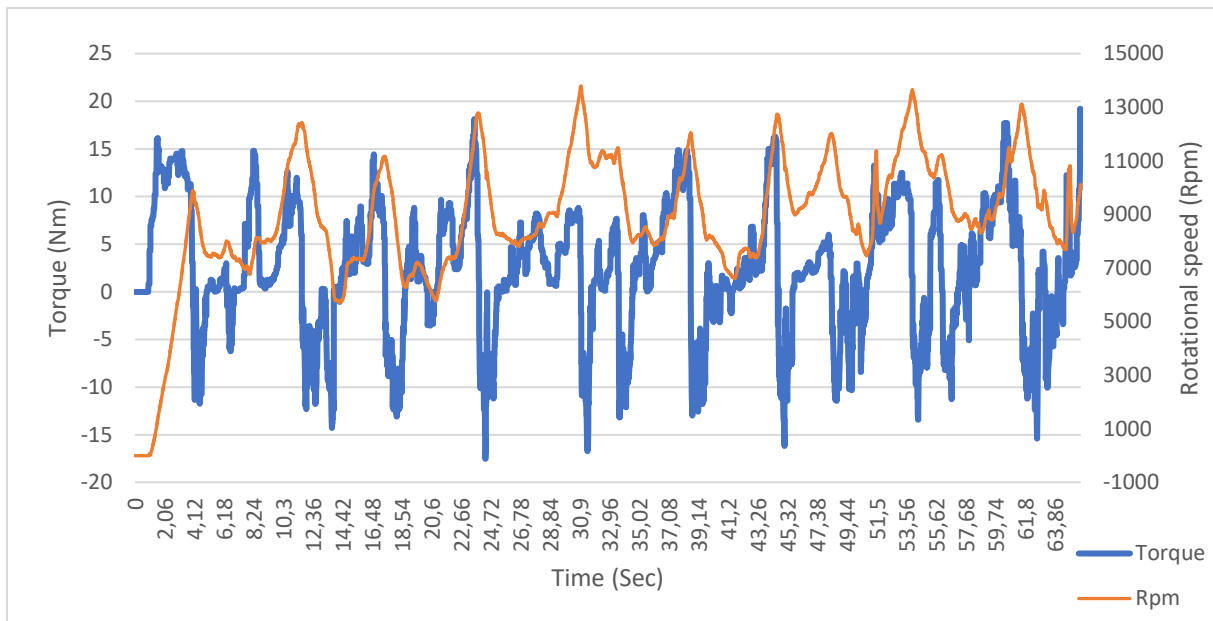
Om de testtijd zo efficiënt mogelijk te benutten, wordt dit profiel geschaald volgens de methode die wordt uitgelegd in sectie 2.4. Het geschaalde profiel zal gedurende 10 uur worden doorlopen, wat impliceert dat de versnellingsbak (onder normale omstandigheden) geschikt is voor 26 uur gebruik. Deze schaling is gebaseerd op een verhoging van de amplitude met 21% (wat resulteert in een verdubbeling van de tijd, zie sectie 2.4) en een verhoging van de frequentie met 35% (wat de tijd proportioneel verhoogt, zie sectie 2.4). Tabel 5.2-1 geeft een overzicht van deze factoren, en figuur 5.2.5 toont het resultaat van de schaling. Tijdens deze periode zal er daarom alleen toezicht worden gehouden op grote fouten.

Tabel 5.2-1: Schaalfactoren Endurancetesten

		Aantal uur testen
		10
Schaalfactor Koppel	1,21	20
Schaalfactor Tijd	10	20
Schaalfactor Rpm	1,3	26



Figuur 5.2.4: Origineel koppel-snelheidsprofiel, Kroatië



Figuur 5.2.5: Herschaald koppel-snelheidsprofiel Kroatië

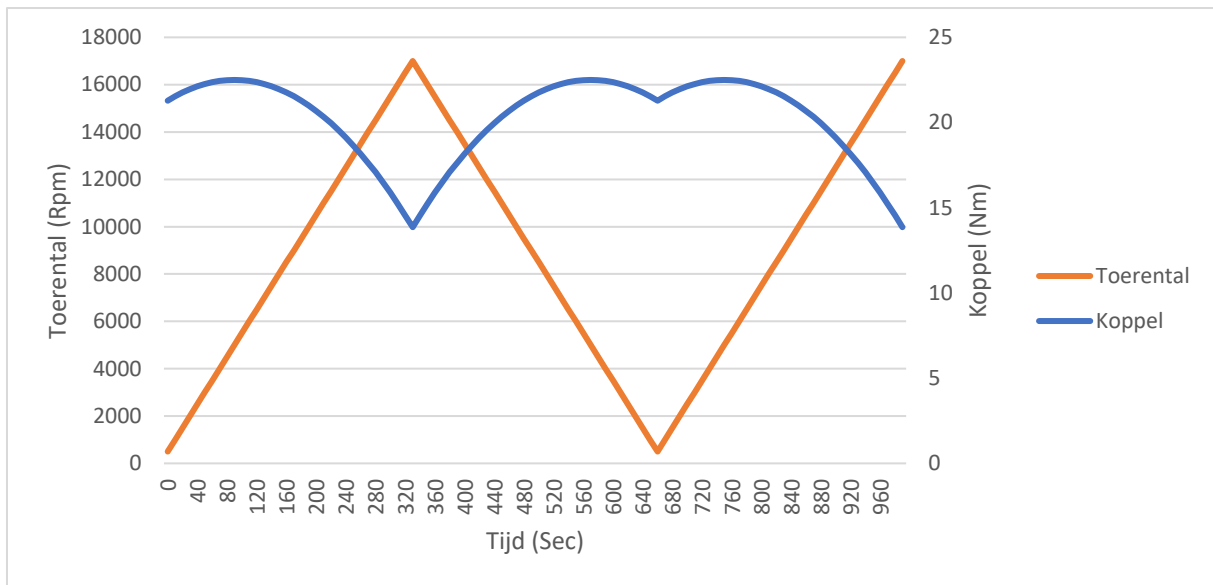
5.2.4 Max belasting

De Endurancetesten zijn uitgevoerd in een realistische omgeving. Aangezien de grenzen van de versnellingsbak in werkelijkheid nooit zijn bereikt (of bewust waargenomen), worden deze afzonderlijk getest of onderzocht. Dit wordt gedaan door een belastingsprofiel te creëren dat overeenkomt met 15% van de koppel-toerental karakteristiek van de motor. De versnellingsbak wordt gedurende een periode van 4 uur aan deze omstandigheden blootgesteld (figuur 5.2.6). Voor deze test zijn de volgende maximale waarden vastgesteld (tabel 5.2-2):

Tabel 5.2-2: Grenswaarde fysieke testen

Maximale grootheden	
Trillingen	10 mm/s
Temp	100 °C
Rendement	-10%

Indien één van deze waarden wordt overschreden, wordt de test onmiddellijk stopgezet. Deze waarden vertegenwoordigen de maximale limieten die niet mogen worden overschreden. Wanneer deze limieten wel worden overschreden, kan kwantitatief de maximale belastbaarheid van de versnellingsbak worden bepaald.



Figuur 5.2.6: koppel-snelheidsprofiel max belastingtest

5.2.5 Olie niveau

Om te voldoen aan de vereiste betreffende het oliepeil, zoals beschreven in paragraaf 2.8, zal er na alle essentiële tests een korte periode volgen om het ideale oliepeil te bepalen. Met als doel het effect van het oliepeil in kaart te brengen, wordt het Basisprofiel twaalf keer doorlopen bij verschillende oliepeilniveaus, zoals vermeld in tabel 5.2-3. Hierbij worden de grootheden zoals gespecificeerd in tabel 5.2-2 gehandhaafd. Op basis van deze gegevens zal worden bepaald welk oliepeil optimaal is voor de versnellingsbak, waarbij een maximale levensduur en prestatie-efficiëntie worden gegarandeerd.

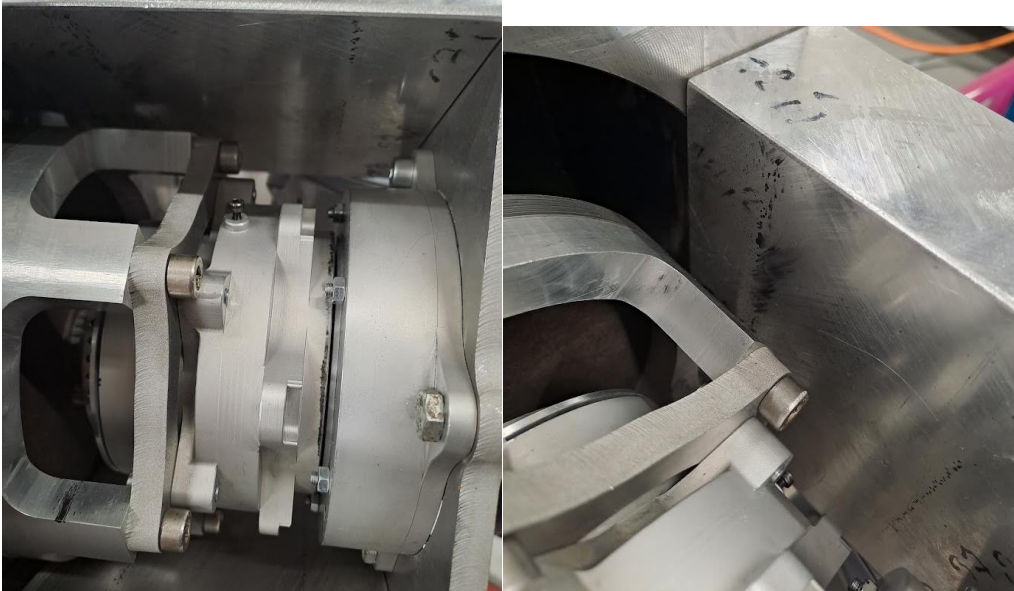
Tabel 5.2-3: Olie niveau volgorde fysieke test

Volgorde	Niveau (ml)	Extra
1	100	Huidig olieniveau
2	120	
3	130	Zone 3
4	140	
5	200	Zone 4
6	275	Zone 5
7	90	Zone 2
8	80	
9	40	
10	30	Zone 1
11	20	
12	100	

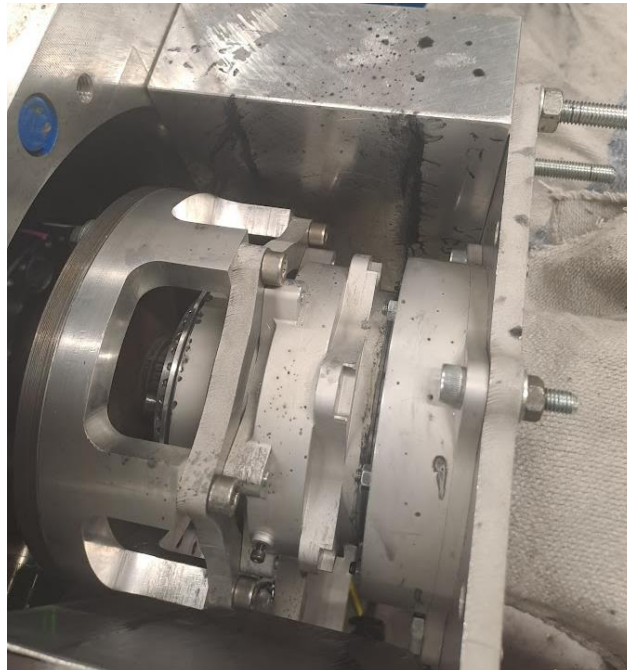
5.3 Resultaten

5.3.1 Oliedichtheid

Na de inlooperperiode zijn er kleine vloeistofdruppels waargenomen bij de afdichtingen. Deze waarnemingen worden geïllustreerd in figuur 5.3.1. Tijdens de testperiode is deze lekkage verergerd, zoals weergegeven in figuur 5.3.2. Het lekken van vloeistof is echter alleen merkbaar tijdens dynamische bewegingen. Dit betekent dat er geen lekkage optreedt wanneer de versnellingsbak stilstaat, maar alleen tijdens rotatie.



Figuur 5.3.1: Olielekkage na inlooperperiode motorzijde en dynamozijde

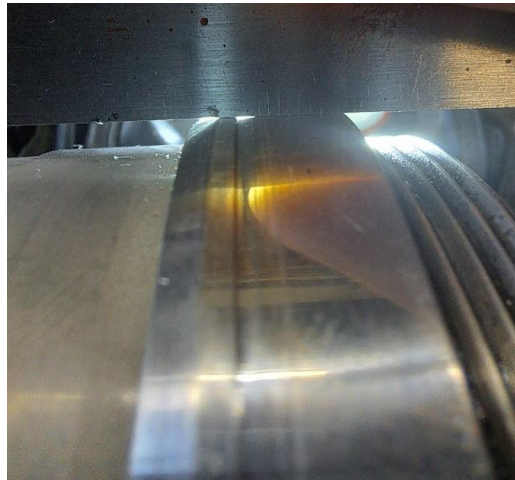


Figuur 5.3.2: Lekkage na testperiode

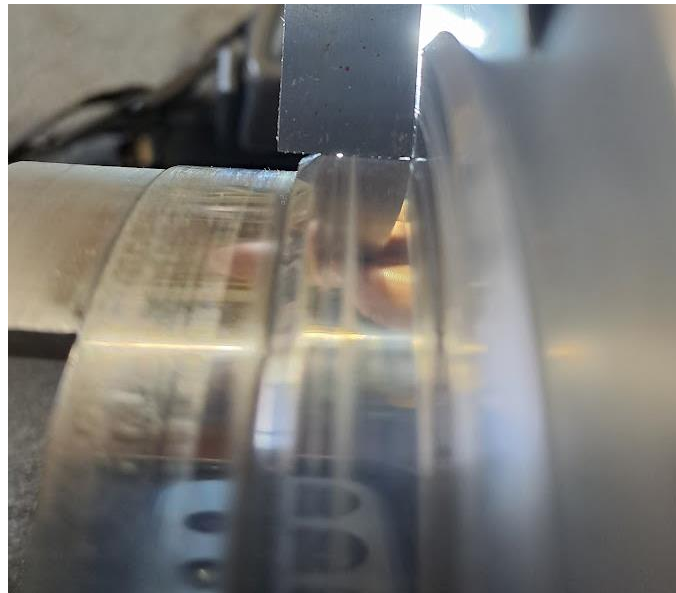
De lekkage wordt veroorzaakt door groeven in de loopvlakken van de dichtingen, zoals te zien is in figuren 5.3.3 en 5.3.4. Deze groeven zijn ontstaan door het gebruik van een te zacht materiaal voor het loopvlak. Er zijn twee mogelijke oplossingen voor dit probleem:

- Het loopvlak, dat momenteel gemaakt is van aluminium, kan geanodiseerd worden om de hardheid ervan te verhogen.
- Een alternatieve oplossing is om het loopvlak te vervaardigen uit een harder materiaal zoals staal of titanium.

Aangezien de versnellingsbak symmetrisch is opgebouwd, kan de Sleeve dubbel worden uitgevoerd, zoals weergegeven in sectie 6.3.5. Dit heeft als voordeel dat slechts een klein onderdeel van de dichting een harder oppervlak hoeft te hebben. Dit resulteert in besparingen op productietijd, productiekosten en gewicht.



Figuur 5.3.3: Slijtage loopoppervlak Sleeve

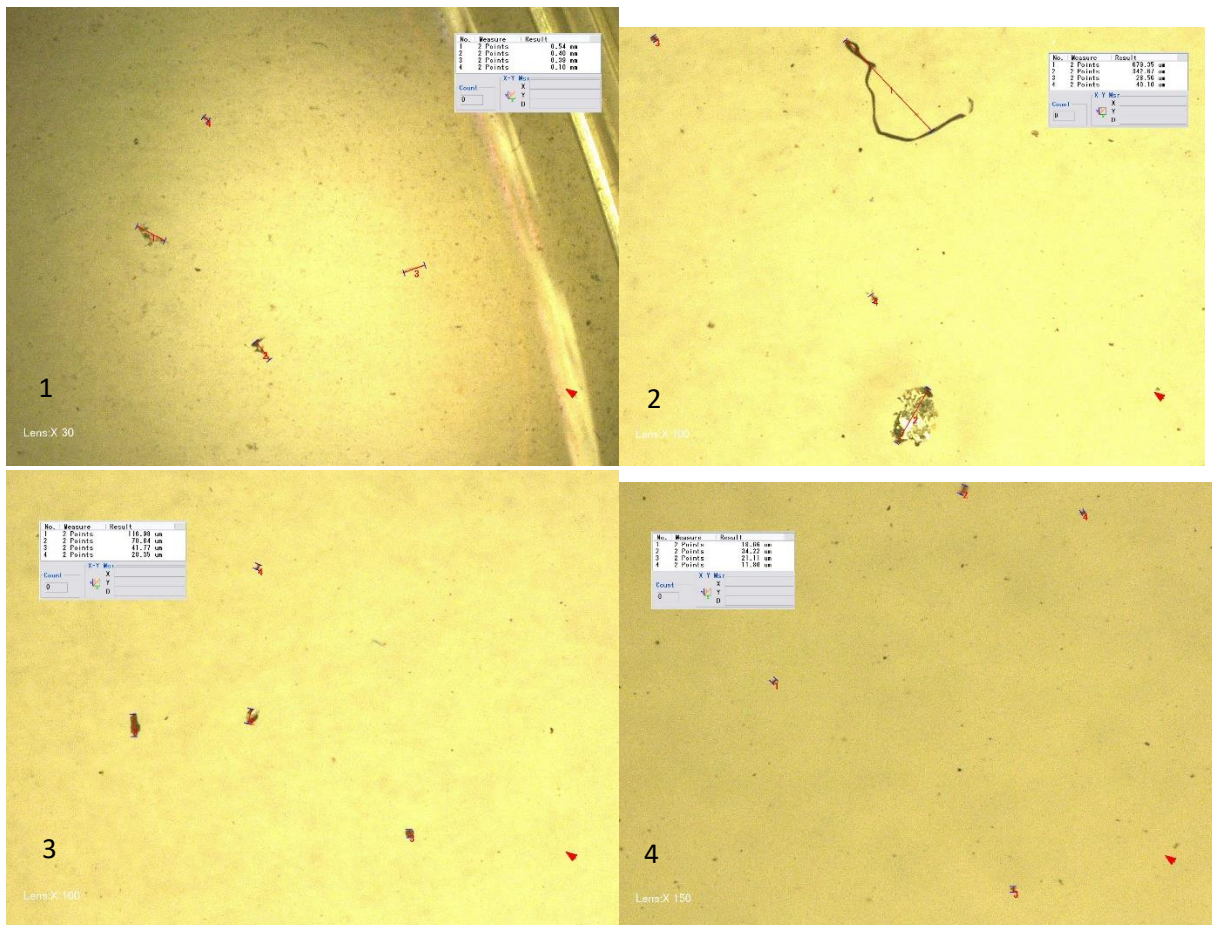


Figuur 5.3.4: Slijtage loopoppervlak Upright

5.3.2 Inlooppcedure

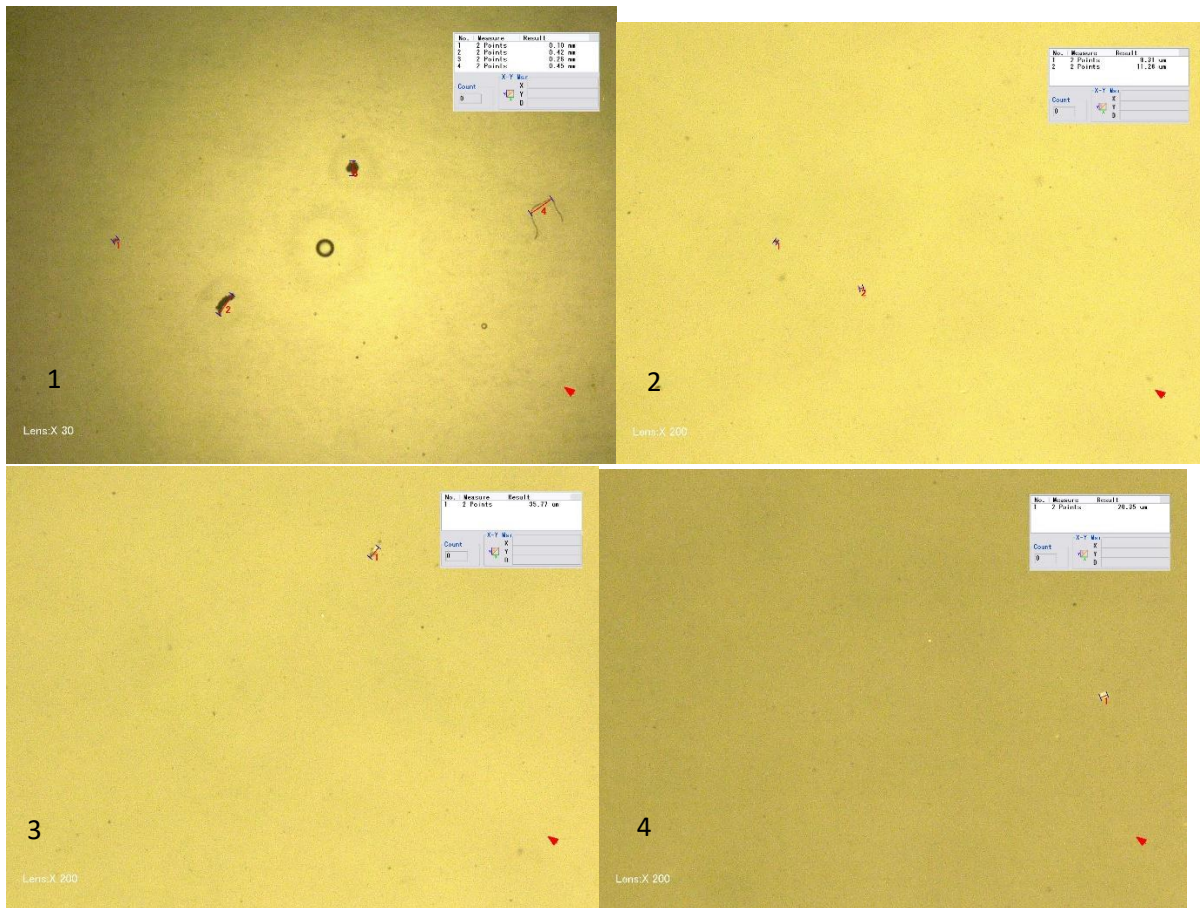
Door technische problemen met de vermogentestbank en tijdsgebrek, is de inlooppcedure uitgevoerd door de motor rechtstreeks aan te sturen vanuit de drive. Hierdoor is er geen data beschikbaar over het gedrag van de versnellingsbak doorheen deze inlooperperiode. Echter, is er van elk punt in de inlooppcedure een oliesample bewaard en onderzocht onder de microscoop. Deze methode is niet nauwkeurig genoeg om de concentratie en grote aan metaal deeltjes mee te geven maar geeft wel een beeld wat er met de olie doorheen de tijd gebeurt.

In de figurenreeks 5.3.5 worden achtereenvolgens de vier grootste metaal deeltjes per sample aangeduid.

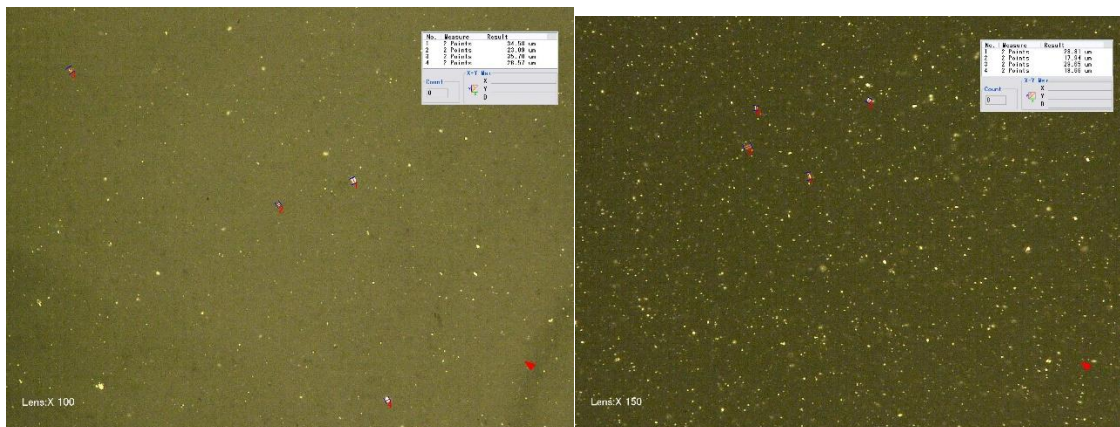


Figuur 5.3.5: Afbeldingreeks vooruit inlopen

Figurenreeks 5.3.6 geeft achtereenvolgens de vier grootste metaaldeeltjes (indien deze er zijn) per sample weer.



Figuur 5.3.6: Afbeeldingreeks achteruit inlopen



Figuur 5.3.7: Oliesample na Basisprofiel (links) & Endurancetest (rechts)

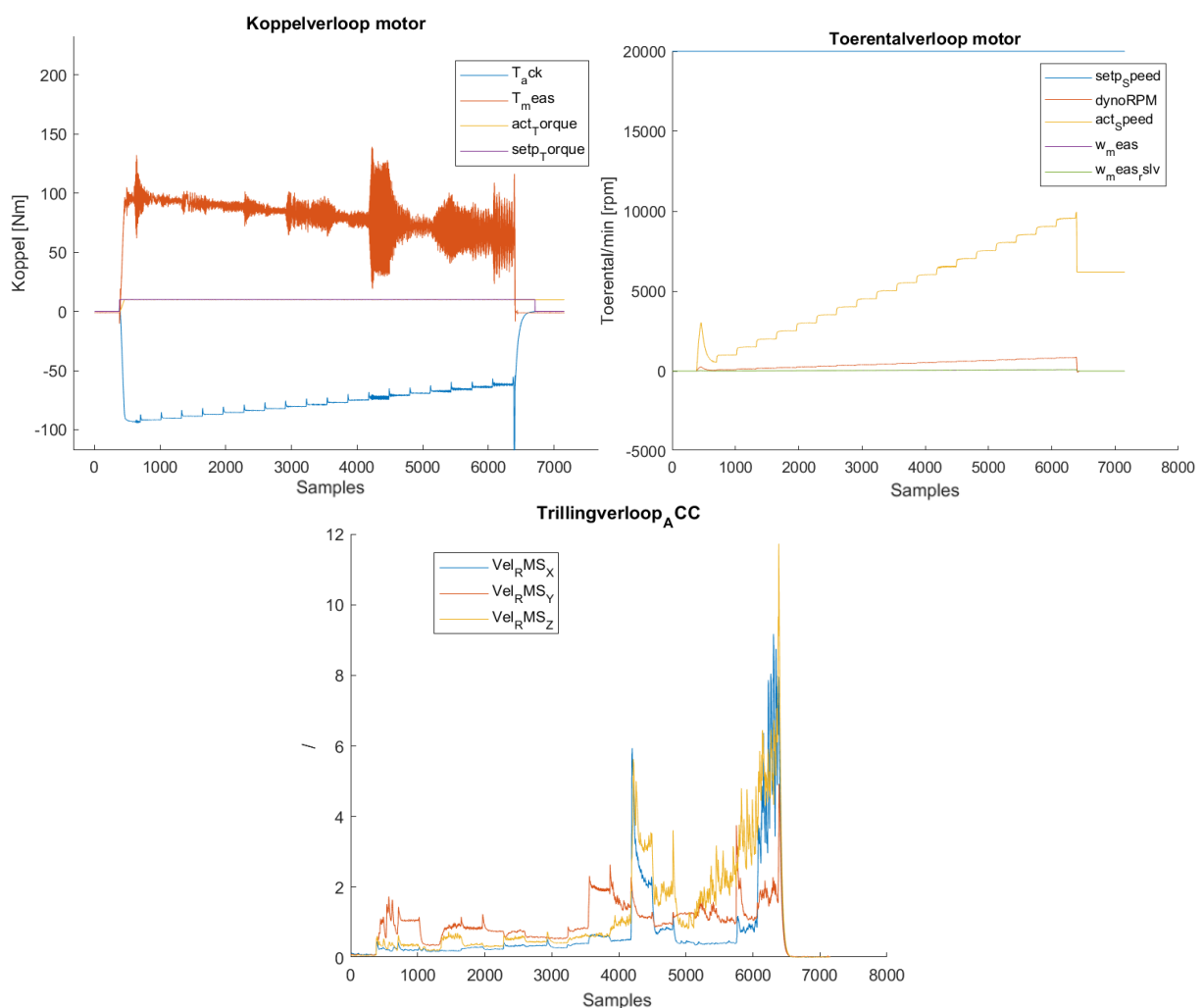
In een algemeen besluit over de inlooppcedure kan geconstateerd worden dat de metaaldeeltjes kleiner worden en in aantal afnemen. Dit is te verklaren omdat de tandwielen op elkaar inslijten en onder de belasting van het Inloopprofiel, niet verder op elkaar inslijten. Als het samples na het Basisprofiel en het Endurancetesten in vergelijking worden gebracht blijken er, naarmate een hogere belasting is aangelegd, meer metaaldeeltjes terug te vinden. Hiervoor zijn twee verklaringen mogelijk. Als eerste verklaring kan dit normale slijtage zijn. Als tweede optie is mogelijk dat deze tandwielen niet genoeg zijn ingelopen. Dit kan enkel geweten worden indien er een volledige

levensduur wordt bepaald (tot breuk) en daarvan de tussentijdse samples worden genomen en vergeleken. Aangezien deze metaaldeeltjes op geen enkel vlak een mogelijk falen tot gevolg hebben, is er geen nood om dit aan te pakken.

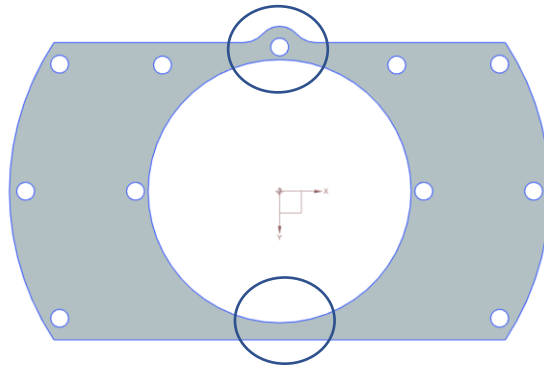
5.3.3 Basis profiel

In de bestaande configuratie is het niet mogelijk gebleken om het basisprofiel volgens figuur 5.2.3 uit te voeren vanwege een resonantiefrequentie bij ongeveer ± 10.000 rpm. Figurenreeks 5.3.8 toont de resultaten waaruit blijkt dat deze resonantie leidt tot een piek (volgens het Z-vlak) die de kritische waarde van het trillingsniveau overschrijdt. De trilling die de piek veroorzaakt volgens het assenstelsel van de versnellingsmeter (figuur 2.7.2) bevindt zich in het vlak waar de Montageplaat uit figuur 5.1.4 het zwakst is (zie figuur 5.3.9 voor verduidelijking).

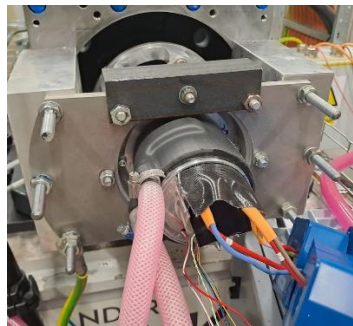
Om de plaat te versterken, is er een hoekprofiel aangebracht (figuur 5.3.10), maar dit heeft geen verbetering laten zien. De resultaten hiervan zijn vergeleken met het basisprofiel in figurenreeks 5.3.11.



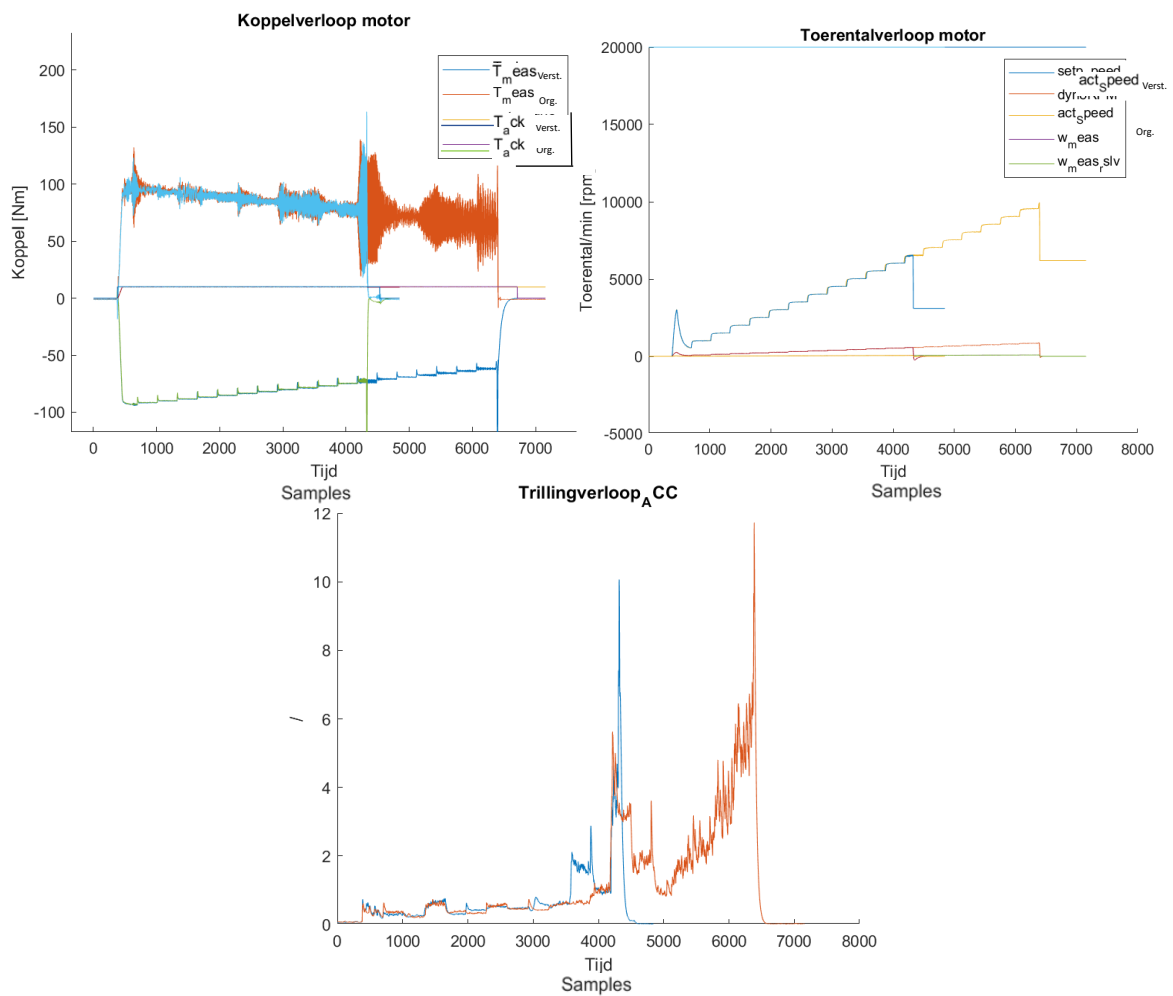
Figuur 5.3.8: Resultatenreeks origineel basisprofiel



Figuur 5.3.9: Kritische punten Montageplaat

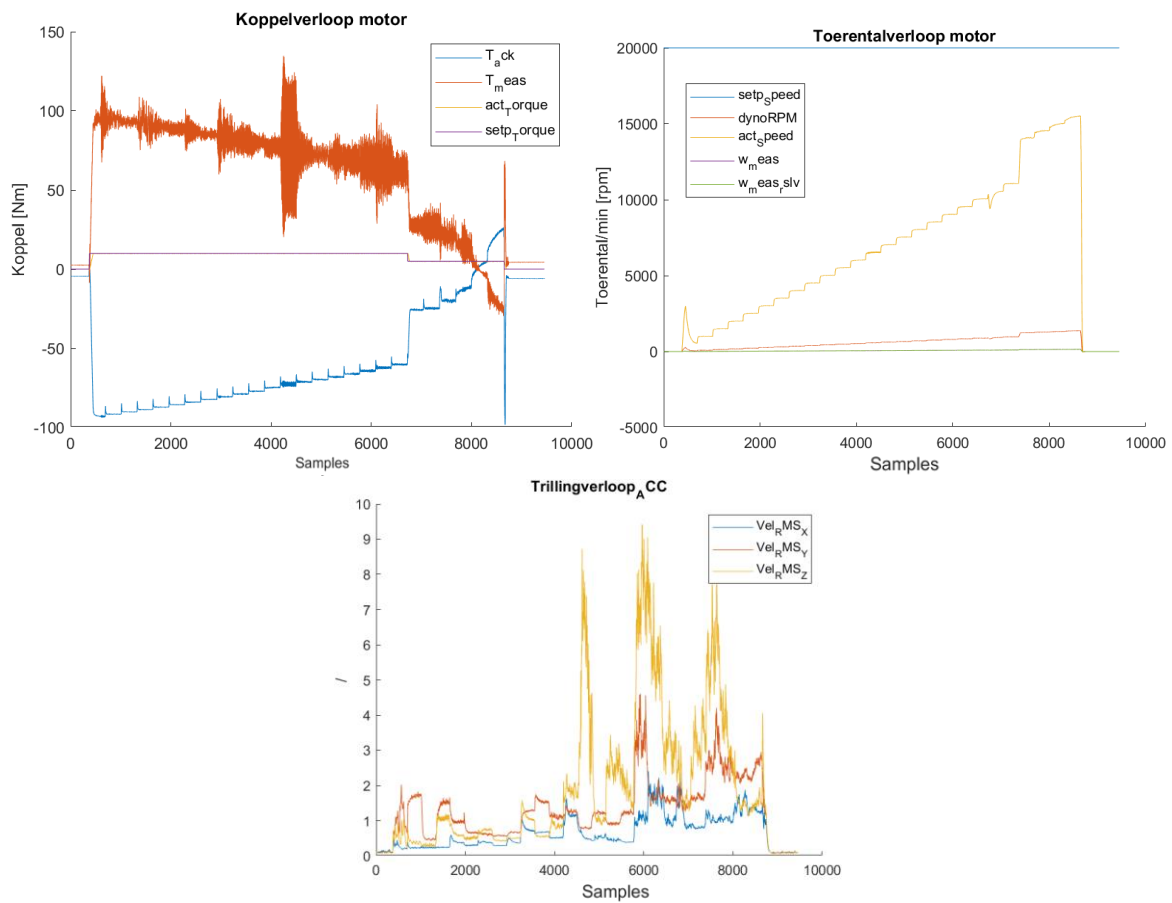


Figuur 5.3.10: Versteving Montageplaat



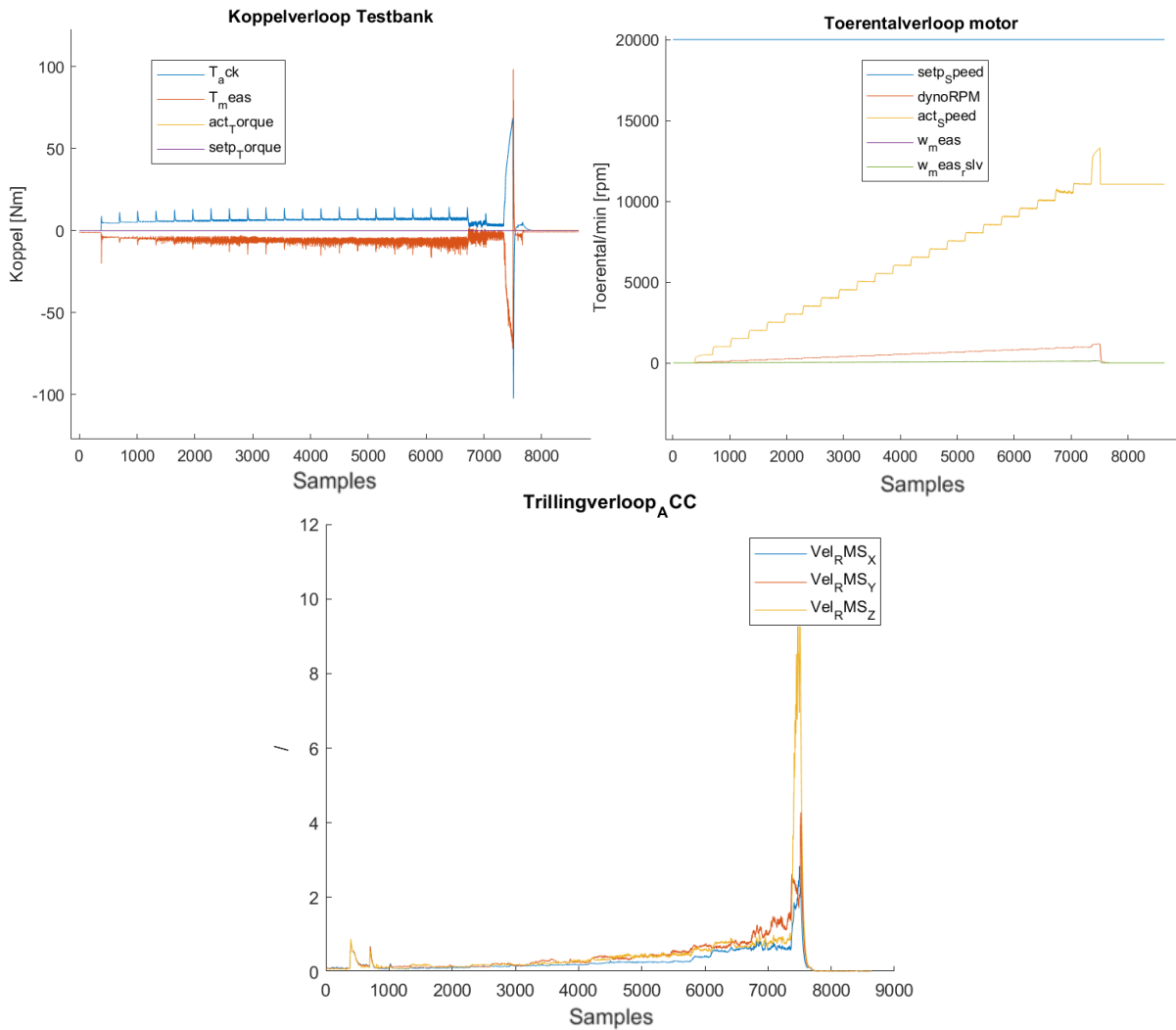
Figuur 5.3.11: Vergelijking resultatenreeks origineel basisprofiel, met versteving (blauw), zonder versteving (rood)

Een alternatieve aanpak om de resonantiefrequentie te vermijden, is het uitschakelen van het toerental waarbij de resonantie optreedt. De resultaten van deze aanpak worden weergegeven in figurenreeks 5.3.12. Uit de analyse blijkt dat de ruis op de signalen dermate groot is dat deze gegevens onbruikbaar zijn voor verdere interpretatie en analyse.



Figuur 5.3.12: Resultatenreeks Basisprofiel verhoogde acceleratie op de resonantiefrequentie

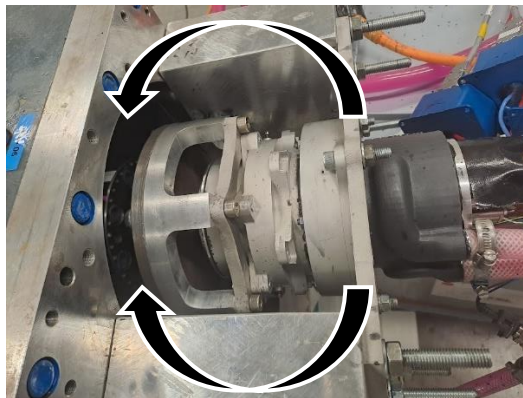
Om de oorzaak achter de ruis en hoge trillingsniveaus te achterhalen, werd het toerentalbereik van de motor doorlopen zonder enig koppel toe te passen. De resultaten van deze experimenten zijn weergegeven in figurenreeks 5.3.13. Op basis van deze resultaten kunnen de volgende conclusies worden getrokken:



Figuur 5.3.13: Resultatenreeks toerentalbereik zonder koppel

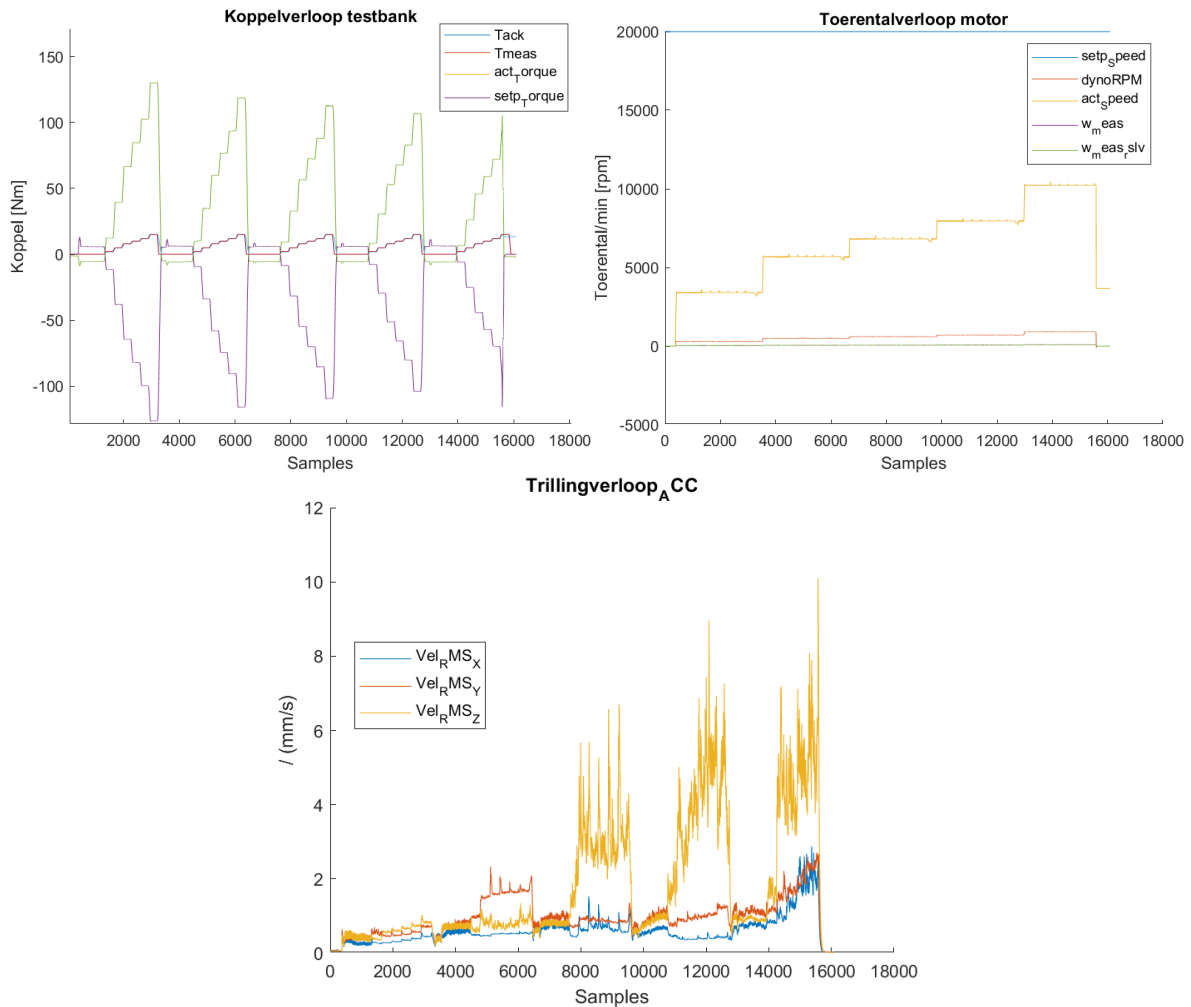
- **Trillingsniveaus:** Tot het maximale toerental van 15.000 rpm blijven alle trillingsniveaus zeer laag en stabiel. Echter, zodra dit maximale toerental wordt bereikt, vertoont het trillingsniveau een piek rond de Z-as. Aangezien er geen koppel wordt toegepast, kunnen deze trillingen alleen worden veroorzaakt door een mechanische onbalans. De oorzaak van deze onbalans wordt geïdentificeerd als de centrifugale kracht, aangezien deze onbalans niet wordt waargenomen bij lagere toerentallen. De "Flens met spline", die zich het verst van het enige steunpunt bevindt, wordt beschouwd als de oorzaak van deze onbalans. Figuur 5.3.14 toont schematisch welk moment deze flens veroorzaakt volgens het X-Z-vlak van figuur 2.7.2.
 - Een mogelijke oplossing om dit probleem op te lossen, is het verminderen van het gewicht van deze flens door volume te elimineren of door de plaat uit een ander materiaal te vervaardigen. Beide oplossingen vereisen echter aandacht. Als volume wordt bespaard, moet de flens worden uitgebalanceerd. Als een ander materiaal wordt gekozen, moet de ductiliteit ter hoogte van de spline-verbinding worden geëvalueerd.
 - Een tweede mogelijkheid om de trillingen te dempen, is door de Montageplaat met een dempend materiaal te bevestigen.

- **Ruis:** De ruis op het koppelprofiel is nog steeds aanwezig. De oorzaak hiervan ligt in de regellus van de opstelling, waar de drive (die de motoren aanstuurt) niet correct is afgesteld op de testbank (die tegenkoppel biedt). Hierdoor ontstaat oscillatie rond het gewenste setpoint, wat resulteert in de waargenomen ruis. Bovendien versterkt de versnellingsbak deze oscillatie met zijn overbrengingsverhouding.
 - De oplossing voor dit probleem ligt in het aanpassen van de instellingen van zowel de drive als de regellus. Dit vereist echter tijd en expertise om deze instellingen precies goed te krijgen, aangezien ze uniek zijn voor elke opstelling (in termen van overbrengingsverhouding, toerentalbereik, enz.).
 - Een filter zal worden toegepast op het gebruikte basisprofiel om deze ruis weg te filteren.
- **Koppel:** Bij het vergelijken van de resultaten met en zonder koppel kan worden geconcludeerd dat het aangebrachte koppel alleen impact heeft op de trillingsniveaus, en niet op de ruis. Dit kan worden verklaard door de volgende redenen:
 - **Trillingsniveau:** Het aangebrachte koppel zorgt voor een tegenwerkende kracht ter hoogte van het “Koppelstuk”. Omdat hier geen ondersteuning aanwezig is, uit dit zich op dezelfde manier als de centrifugale kracht. Een mechanische onbalans die op zijn beurt voor de trilling piek zorgt. Een mogelijke oplossing is de “Flens met spline” te ondersteunen.
 - **Ruis:** De ruis is nog steeds aanwezig wat impliceert dat deze niet afhankelijk is van het aangebrachte koppel.



Figuur 5.3.14: Schematische voorstelling moment van “Flens met spline”

Een nieuw Basisprofiel is gemaakt wat gebruikt zal worden om verschillen te bemerken voor en na de levensduur testen. Dit alternatief profiel is weergegeven in figuren reeks 5.3.15 alsook het koppelverloop en de trillingsniveaus.



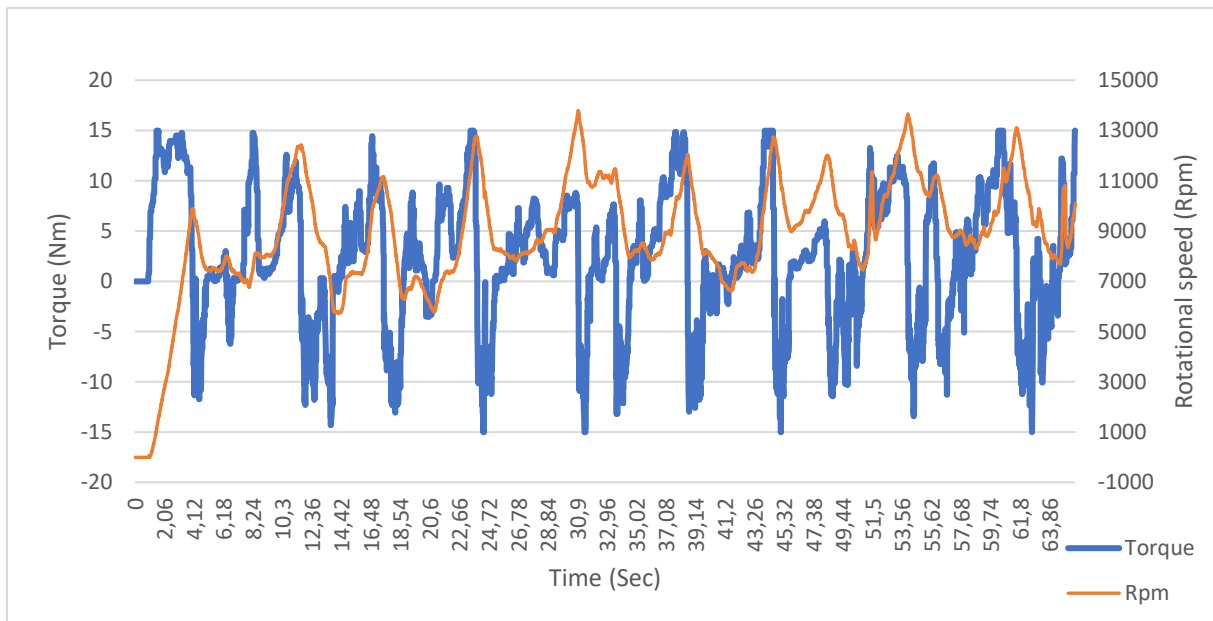
Figuur 5.3.15: Resultatenreeks alternatief Basisprofiel

Gedurende het proces van het identificeren van de oorzaken en het zoeken naar oplossingen voor de bovengenoemde problemen, heeft de versnellingsbak een bedrijfstijd van ongeveer $\pm 1,5$ uur (1,53u exact) doorlopen. Deze schatting is gebaseerd op het logboek, waarin vermeld wordt dat er in totaal 9,2 uur besteed is aan het oplossen van deze problemen, waarbij de versnellingsbak gedurende 1/6de van die tijd in bedrijf was. Gedurende deze tijd werd de versnellingsbak telkens belast tot aan de kritische parameters. Deze bedrijfstijd wordt daarom meegerekend als onderdeel van de totale levensduur.

5.3.4 Endurance

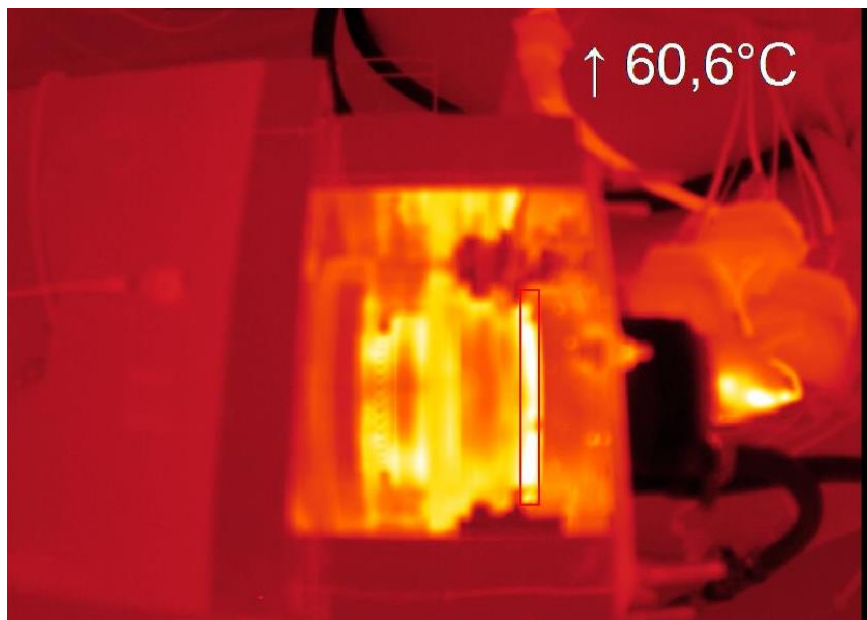
Net zoals bij het Basisprofiel, is het niet mogelijk het voorziene Endurance-profiel (figuur 5.2.5) te gebruiken omwille van het overschrijden van de trilling limiet door de centrifugaal krachten van de hoge toerentallen. Het Endurance-profiel is daarom aangepast tot hetgeen figuur 5.3.13 waarbij enkel het koppel is herschaald t.o.v. het origineel uit figuur 5.2.4.

Dit profiel heeft gedurende 12,5 uur gelopen.



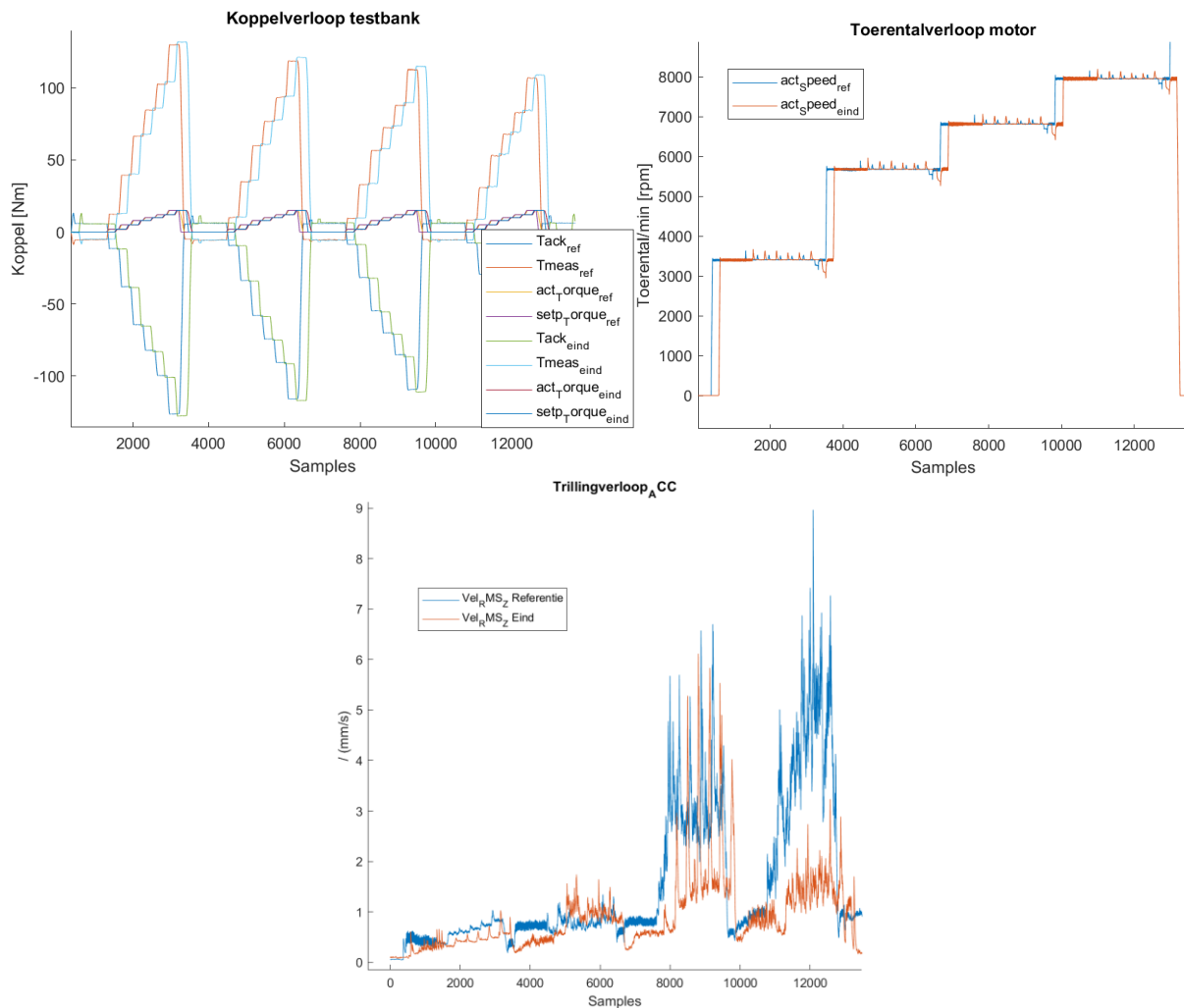
Figuur 5.3.16: Gebruikt Enduranceprofiel

Tijdens de Endurancetesten is de temperatuur ook gemonitord. Hierbij is deze gedurende de gehele periode constant gebleven volgens figuur 3.5.14. Hierin is duidelijk te zien dat de dichting, aan de motorzijde, het warmst wordt. Echter valt dit nog ver buiten de maximale temperatuur van 200 °C die deze dichting kan hebben en de maximale temperatuur van 100 °C die de versnellingsbak mag hebben.



Figuur 5.3.17: Temperatuur profiel versnellingsbak in gebruik

Figuur 5.3.18 toont het vergelijking tussen het eerste Basisprofiel (referentie) en het laatste Basisprofiel na 12,5u Edurancetesten en 92min Basisprofiel-testen. Hier zijn geen significante verschillen te zien om een besluit gestaafd besluit te trekken.



Figuur 5.3.18: Vergelijkende figuren referentie voor en na het Endurancetesten

5.3.5 Max Belasting

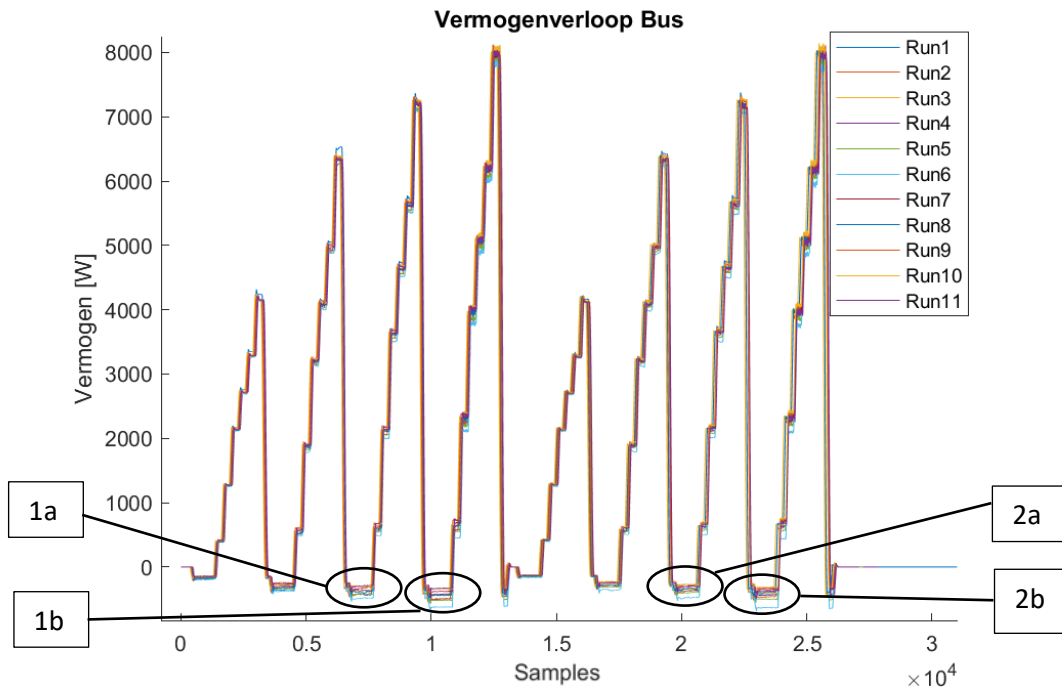
Door de technische problemen die in 5.3.3 zijn toegelicht, is de test waarin de limieten van de versnellingsbak moeten blijken niet uitgevoerd. Hier zijn verschillende redenen voor:

- De constante temperatuur van de versnellingsbak (die niet is gewijzigd doorheen 12,5u testen) wijst op een zeer constante aan en afvoer van de temperatuur in een reële situatie.
- Door het bereiken van de trilling limieten (die veroorzaakt worden door de opstelling en niet door de versnellingsbak zelf), blijkt deze parameter niet representatief.
- Voorrang van essentiële testen (Olie niveaus) in combinatie met een tijdsgebrek

5.3.6 Olie niveau

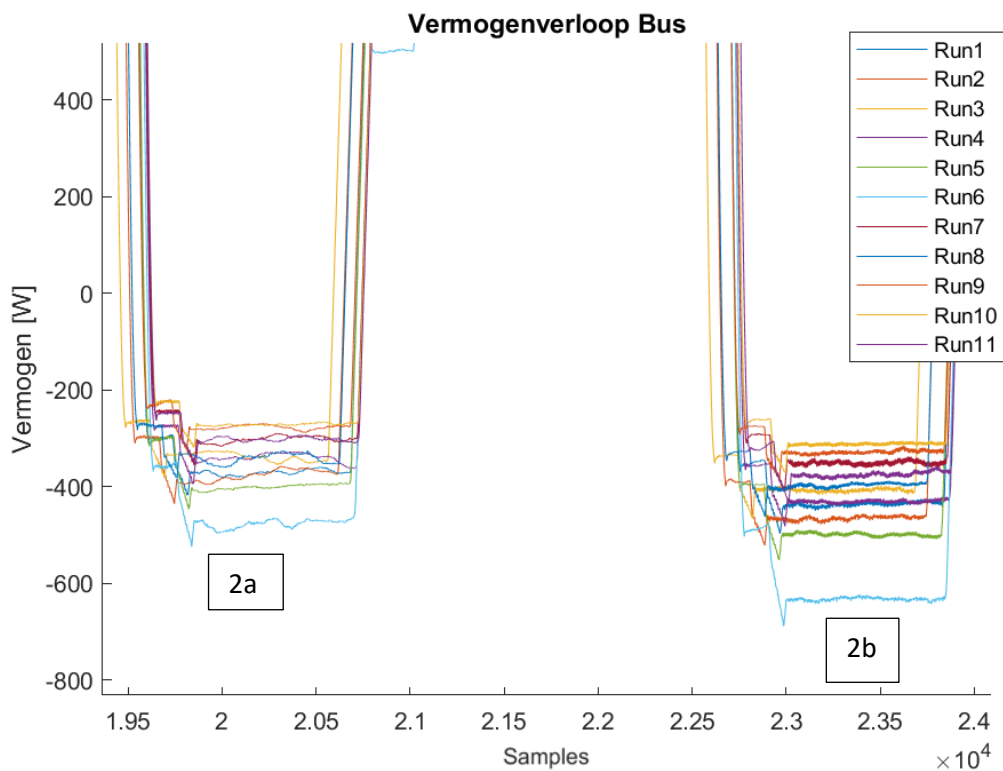
Door de eerder genoemde technische problemen is ook hier het alternatief Basisprofiel gebruikt i.p.v. het origineel. Dit heeft verder geen grote gevolgen.

Als referentie wordt het verbruikte vermogen op nul last vergeleken. Hiervoor is het alternatieve twee maal achter elkaar doorlopen om meerdere meetwaarden van dezelfde situatie te kunnen vergelijken in figuur 5.3.16. Bij elk olieniveau wordt er twee keer hetzelfde verbruikte vermogen vergeleken (a of b) bij twee verschillende toerentallen (6800 motor rpm is reeks 1 & 8000 motor rpm is reeks 2).



Figuur 5.3.19: Overzicht resultaten; vermogenverloop olie niveau

Ondanks deze resultaten uitgemiddeld zijn is er nog een grote variatie te zien op de curves. Vermoedelijk heeft dit te maken met versterkingsfactor die versnellingsbak teweeg brengt. Een kleine variatie aan de motorzijde, door de eerder besproken regullus die niet optimaal is afgesteld, wordt deze door de overbrengingsverhouding 11,35 keer versterkt. Indien er beslissingen genomen worden op basis van deze resultaten dient men hier rekening mee te houden. Figuur 5.3.17 vergroot regio 2 waar deze variatie te zien is.



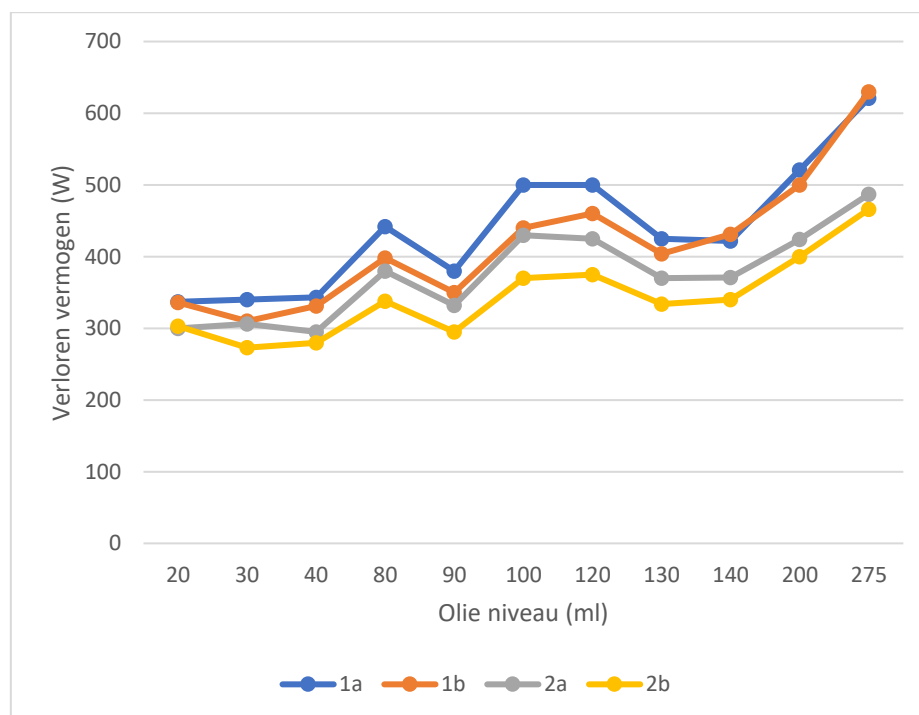
Figuur 5.3.20: Resultaten olieniveau, regio 2

Op basis van regio 1&2 is de grafiek in figuur 5.3.18 gemaakt. Hier is telkens een gemiddelde waarde genomen van elke regio (1a, 1b, 2a en 2b). De drie zones uit figuur 2.8.1 zijn niet onmiddellijk herkenbaar in figuur 5.3.18. Door tijdsgebrek zijn er sprongen in de niveaus gemaakt die mogelijk een breder beeld kunnen scheppen waardoor de drie zones uit blijken.

Het dalen van het verloren vermogen op het niveau van 90ml (figuur 2.8.4) kan enkel verklaard worden door de smering van het Ringwiel wat de wrijving vermindert. Echter, is dit tegenstrijdig indien men deze filosofie toepast op de tweede daling bij het niveau van 120ml (figuur 2.8.5). Hier grijpen de planeet assen in wat enkel een verlies zou zijn.

De voorziene warmtecamera is defect gebleken bij aanvang van deze test. Hierdoor zijn er geen warmte beelden beschikbaar die eventuele fluctuaties in de temperatuur van de tandwielkast kunnen blijken door het verhogen of verlagen van het olieniveau. Het gebrek aan warmtebeelden en bovenstaande resultaten, is het niet mogelijk een eenduidig besluit te trekken wat het ideale niveau zou zijn. Echter, is dit wel een goede start om het onderzoek opnieuw te doen en het volledige spectrum te bekijken aangezien deze 1,5-traps versnellingsbak niet het stijgende profiel vertoont als de 1-traps versnellingsbak uit 2.8.

Er kan wel besloten worden dat het verschil tussen het maximaal niveau (275ml) en het minimaal niveau (20ml), het dubbel van het verliesvermogen vergt.



Figuur 5.3.21: Resultaten olie niveaus

Deze testen worden in absolute eenheden meegerekend in de levensduur. Door een aantal defecten tijdens deze testen, is het profiel 19 keer uitgevoerd i.p.v. de geplande 12 keer. Met een tijd van 4,5min per profiel, kunnen er 85,5 minuten aan de getest levensduur worden toegevoegd.

6 Conclusie

6.1 Ontwerp

Het ontwerp van Outrunner vormt momenteel een gevalideerde basis. Vanaf dit punt kan het worden aangepast om compatibel te worden met de racewagens. Er moeten echter eerst verschillende essentiële parameters worden onderzocht, zoals de bevestiging van de velg en de positie van de hardpoints. Zodra deze vraagstukken zijn opgelost, kan het ontwerp opnieuw worden ontwikkeld op basis van de eerder besproken principes en de benodigde aanpassingen. Deze benadering op minimaal niveau zal resulteren in een werkbaar ontwerp. Als de beschreven punten uit hoofdstuk 6.3 worden geïmplementeerd in het ontwerp, of als er mogelijkheden zijn tot implementatie, gezien de noodzaak om meerdere componenten aan te passen, kan dit ontwerp volledig profiteren van compactheid, flexibiliteit en gewichtsvoordelen. Aangezien er verder onderzoek nodig is, is het belangrijkste aspect in de conclusie van dit ontwerp het vaststellen van de doelstellingen. Door een afweging te maken tussen de beschikbare tijd en de benodigde functies, zal duidelijk worden welke functies kunnen worden geïntegreerd en welke niet.

6.2 Resultaten

Met een hoge mate van zekerheid kan geconcludeerd worden dat het Outrunner ontwerp een minimale levensduur van 28 uur (27,9 uur) onder reële omstandigheden kan weerstaan. Bovendien is de versnellingsbak niet volledig oliedicht. Het is van groot belang om de voorgestelde oplossing (beschreven in hoofdstuk 5.3.1) te implementeren.

Verder is het momenteel niet mogelijk om verdere kwantitatieve conclusies te trekken over het gedrag van deze versnellingsbak. Zo is het rendement niet te bepalen door de afwezigheid van het rendement van de motor. De verzamelde data van de uitgevoerde tests vertonen namelijk ook geen significante verschillen die een gegrond oordeel kunnen ondersteunen, zowel met betrekking tot de Inlooppcedure als de Maximale belastingtesten. Twee factoren dragen hieraan bij. Ten eerste is er de nauwkeurigheid van de verzamelde data, waarover sectie 5.3.3 kort inlicht. Daarnaast speelt de duur van het gebruik een rol.

De componenten in deze versnellingsbak, zoals lagers, dichtingen, tandwielen en behuizingen, zijn zo gedimensioneerd dat een langdurige testperiode van meer dan 1000 uur nodig zou zijn om hun grenzen te kunnen vaststellen. Aangezien deze tijdspannen niet is gehanteerd, is het niet mogelijk deze limieten op de huidige manier te testen.

Over het algemeen kan geconcludeerd worden dat de ontwerpen van de versnellingsbak zodanig zijn uitgevoerd dat er geen zichtbare grenzen zijn bereikt. Hierdoor kan deze versnellingsbak, in de huidige configuratie, gebruikt worden in de Formula Student racewagen. Indien verder onderzoek wordt uitgevoerd naar de levensduur van deze versnellingsbak, moet opnieuw een afweging worden gemaakt tussen de winst die hieruit voortkomt en de benodigde inspanningen, energie en tijd die hiervoor nodig zijn.

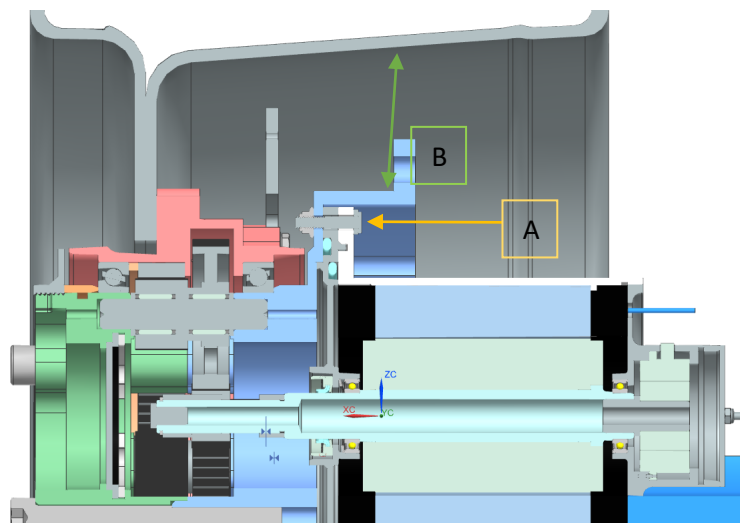
6.3 Toekomst Outrunner

Hier worden perspectieven gepresenteerd die het Outrunner-ontwerp naar een hoger niveau tillen. Het is van groot belang dat men er zich van bewust is dat het Outrunner-ontwerp nog aanzienlijk potentieel heeft. Dit betreft onder andere aspecten zoals bevestiging, compactheid, gewicht en andere details die zich in de loop van het gebruik kunnen manifesteren. De reden waarom niet alle optimalisaties in dit proefschrift zijn uitgevoerd, heeft te maken met verschillende factoren zoals tijd en prioriteiten. Om deze verbeteringen te realiseren, zullen verschillende afdelingen binnen FEB moeten samenwerken.

6.3.1 Bevestiging motor

In het testontwerp van de Outrunner wordt de motor op dezelfde manier bevestigd als in het Inrunner-ontwerp. Dit wordt om twee redenen gedaan. Ten eerste worden de motoren gebruikt gedurende meerdere seizoenen. Daarom is het vermijden van aanpassingen aan de motoren vanuit kosten oogpunt gunstig. Ten tweede vereist een herziening van het motorontwerp uitgebreid onderzoek en tijdsinvestering. Indien de bovengenoemde redenen niet van toepassing zijn, kan er echter tijd worden genomen om het motorontwerp te herzien en zo het Outrunner-ontwerp te verbeteren.

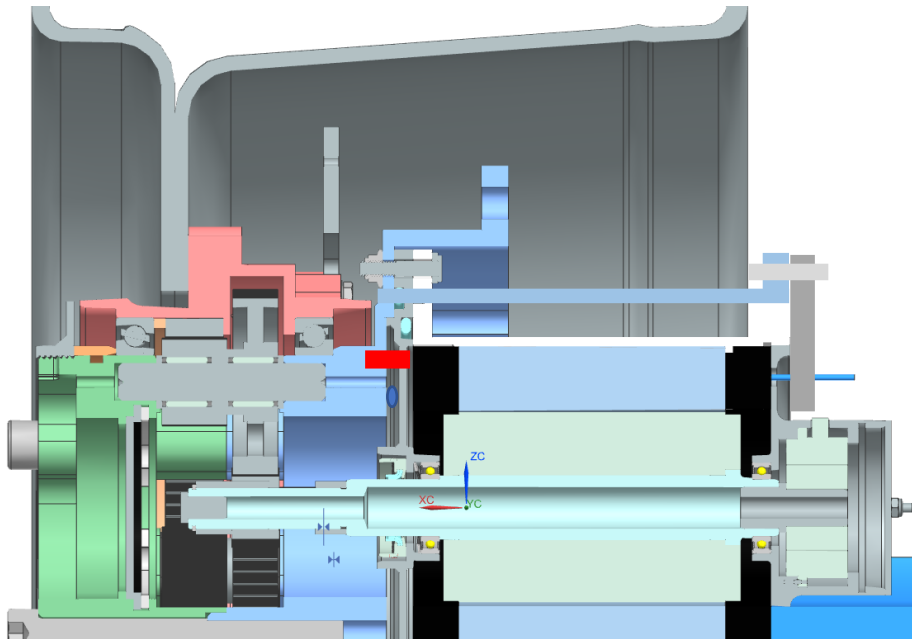
In figuur 6.3.1 wordt met label "A" aangegeven waar de motorbevestiging zich bevindt in het Outrunner-ontwerp. Deze bevestiging zorgt ervoor dat de hardpoints van de upright buiten deze straal liggen. Als gevolg hiervan wordt de afstand "B" tussen de upright en de 10" velg onnodig kleiner. Dit kan worden verholpen door de bevestigingspunten dichter bij het centrum van de as te plaatsen. Hieronder worden enkele schematische oplossingen getoond die ruw zijn geschat.:



Figuur 6.3.1: Motorbevestiging Outrunner

- Indien de O-ringen dichter naar het centrum van de motor worden verplaatst, ontstaat er ruimte aan de rand van de motor voor een bevestigingspunt. In figuur 6.3.2 wordt dit geïllustreerd door de aanwezigheid van blauwe ovalen. Het is belangrijk om onderscheid te maken tussen de krachten die door de bevestiging worden opgevangen. Er zijn twee soorten krachten, namelijk drukkracht en momentum. Het momentum kan worden opgevangen door gebruik te maken van paspennen, zoals weergegeven door de rode cilinder in de simulatie.

In de werkelijke racewagen moeten de hardpoints, waarmee de Upright aan het chassis van de wagen wordt bevestigd, zich verder naar de buitenrand van de velg bevinden. Dit zorgt ervoor dat er ruimte ontstaat aan de achterzijde van de motor, waar een boutverbinding kan worden aangebracht. In de simulatie wordt de Upright weergegeven in donkerblauw, de boutverbinding in donkergrijs en de motoraanpassing in grijs. Het is belangrijk om op te merken dat de koelmantel ontbreekt, waardoor er speling is voorzien tussen de motor en de Upright.



Figuur 6.3.2: Alternatief bevestiging motor

- Een tweede mogelijke oplossing is gelijkaardig aan het bovenstaande. Enkele zal hier de functie van de koelmantel over genomen worden door de Upright. Zo kan de zone tussen de Upright en de motor gebruikt worden om het water door te sturen. Hierdoor wordt de wanddikte van de koelmantel weer bespaard.
- Als derde oplossing kan de Upright deel van de motor worden. Zo wordt de deze de motor behuizing. Hier worden O-ringen, bevestigingsbouten en dubbele structuren (constructie van de Upright en constructie van de motor) uitgespaard. Het nadeel ervan zijn, de elk jaar wisselende hardpoints die telkens mee moeten veranderen. Hier is ook een oplossing voor in sectie 6.3.2.

6.3.2 Hardpoints Upright

Elk jaar worden de hardpoints opnieuw berekend voor de Upright, afhankelijk van de ophangingsgeometrie die wordt bepaald door het departement 'Vehicle Dynamics'. Dit resulteert in de noodzaak om de gehele Upright jaarlijks opnieuw te ontwerpen en te fabriceren, wat een nadelig effect heeft. Een mogelijke oplossing hiervoor is om een basisvlak op de Upright te creëren waarop verschillende hardpoints kunnen worden bevestigd. De hardpoints zullen dus modules worden die d.m.v. boutverbindingen bevestigd kunnen worden op het basisvlak. Dit zou leiden tot een kortere ontwerptijd en lagere fabricagekosten, aangezien het grootste deel van de Upright behouden kan blijven. Bovendien zou dit de uitvoering van de derde oplossing zoals beschreven in sectie 6.3.1 mogelijk maken.

6.3.3 Verhogen van de binnenwerking

De binnenwerking van het Outrunner ontwerp kan nog verhoogt worden. Dit is mogelijk door bovenstaande punten van hoofdstuk 6.3 te combineren. Om deze punten te combineren dienen randvoorwaarden zoals een velgontwerp, hardpoints en krachtwerking gekend te zijn. Raadzaam is een afweging te maken wat deze verhoogde binnenwerking zal opleveren t.o.v. de moeite die het zal kosten.

6.3.4 Tandwiel validatie

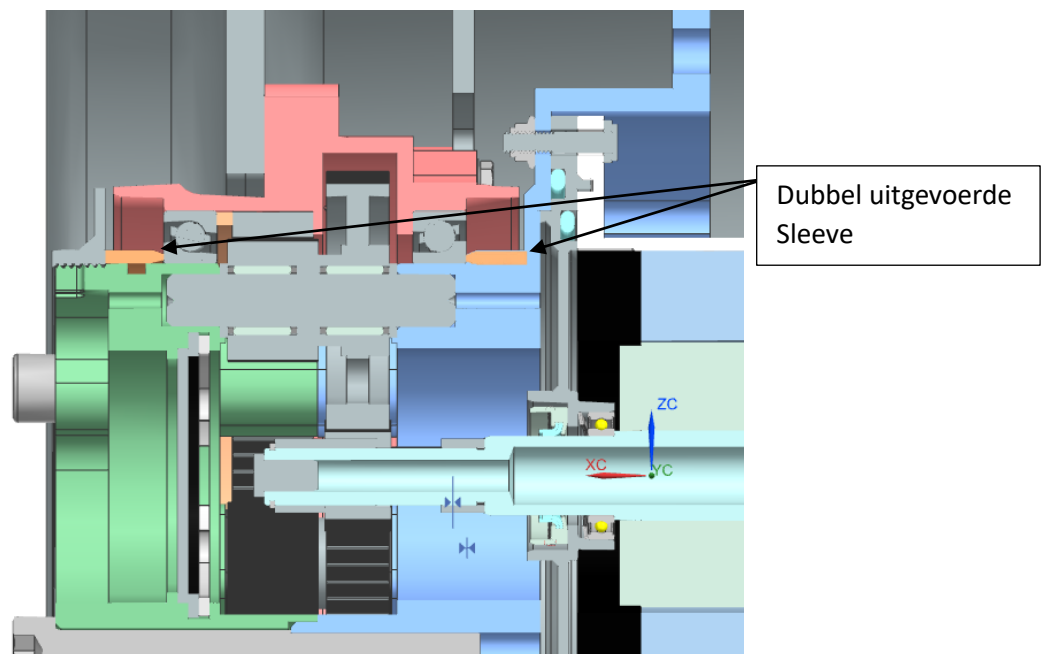
Vanwege beperkte tijd is het niet mogelijk geweest om de loopvlakken van de gebruikte tandwielen te analyseren. Door de tandwielen onder een microscoop te bestuderen, kan het loopvlak zichtbaar worden en kan worden bepaald of deze tandwielen sneller slijten dan verwacht.

Eerdere onderzoeken hebben het profiel van deze tandwielen gedimensioneerd om een levensduur van 1000 uur te bereiken. Echter, slechts een fractie van deze levensduur is tot nu toe doorlopen. Na analyse van het loopvlak kunnen toekomstige generaties versnellingsbakken de tandwielen slanker ontwerpen en deze nieuwe configuratie vergelijken met de bestaande configuratie (A/B-vergelijking). Dit stelt ons in staat om een compacter ontwerp te realiseren met tandwielen die zijn geoptimaliseerd voor de juiste levensduur.

6.3.5 Dubbele uitvoering van de Sleeve

Het ontwerp van de Outrunner kenmerkt zich door een symmetrische structuur van zowel de lagers als de dichtingen. Deze symmetrie biedt verschillende voordelen, zoals het vereenvoudigen van reserveonderdelen, assemblage en productieprocessen. In een volgende generatie van het ontwerp kan deze symmetrie verder worden verhoogd door het dubbel uitvoeren van de Sleeve, zoals weergegeven in figuur 6.3.3.

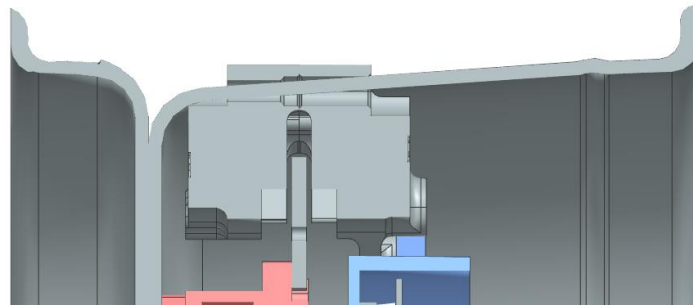
Deze verbetering brengt verschillende voordelen met zich mee. Allereerst maakt het de bewerking en controle van de oppervlaktekwaliteit van beide loopvlakken eenvoudiger. Bovendien resulteert het in een vereenvoudiging van de Upright, wat gunstig is voor de fabricage ervan en verdere verbeteringen mogelijk maakt.



Figuur 6.3.3: Dubbel uitgevoerde Sleeve

6.3.6 Omgedraaid remsysteem, remleiding door de assen.

Door de onzekerheden over het velg ontwerp, is er op dit moment te weinig ruimte om te remklauw te plaatsen zoals in figuur 6.3.4. FEB heeft besloten dit niet in rekening te nemen om het prototype te testen. Echter, is het nodig dit op te lossen indien het Outunner ontwerp in gebruik wordt genomen. Hiervoor zal het velgontwerp afgestemd moeten worden op de remklauw.



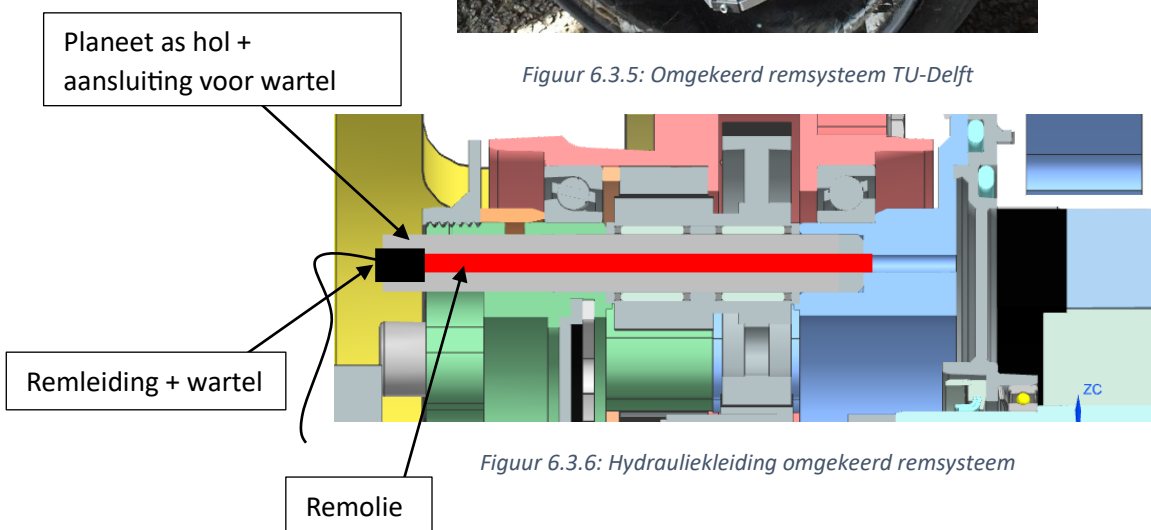
Figuur 6.3.4: Te kleine ruimte tussen velg en remklaus

Het Formula Student-team van de TU Delft [13] heeft het probleem aangepakt door de remklaus aan de binnenzijde van de remschijf te plaatsen, zoals weergegeven in figuur 6.3.5. Hierdoor wordt het zelfs mogelijk om kleinere velgen van 10 inch te gebruiken. Het Outrunner ontwerp biedt echter de mogelijkheid om dit systeem ook toe te passen door de hydraulische leidingen door een van de planeetassen te laten lopen. In dit geval is het gunstig om de planeetas zelf als leiding te gebruiken en deze volledig door de versnellingsbak te leiden. Figuur 6.3.6 illustreert deze configuratie, waar ook een aansluiting voor de remleiding aanwezig is.

Hoewel het doorvoeren van de leidingen door de as geen algehele oplossing biedt, vereist het wel aanpassingen aan de Upright, Carrier, hub, remschijf en remklaus. Niettemin is er een potentieel om het belangrijkste knelpunt, namelijk het doorvoeren van hydrauliek door de versnellingsbak, op te lossen.



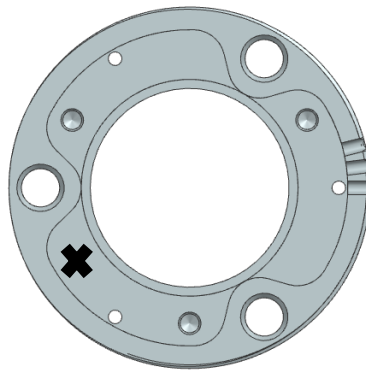
Figuur 6.3.5: Omgekeerd remsysteem TU-Delft



Figuur 6.3.6: Hydrauliekleiding omgekeerd remsysteem

6.3.7 Opvangmagneet

Zoals aangetoond in hoofdstuk 5.3.2 blijkt uit langdurige werking van de versnellingsbak dat er metaaldeeltjes aanwezig zijn in de versnellingsbakolie. Tot op heden heeft dit nog geen schade veroorzaakt. Niettemin kan dit op de lange termijn voorkomen worden door een magneet in de versnellingsbak te plaatsen. Gezien de aanwezigheid van de roterende Hub is het echter niet mogelijk om de magneet daar te positioneren, omdat er een risico bestaat op loskomen. Daarom wordt geadviseerd om de magneet te plaatsen op het voorvlak van de Carrier, zoals aangeduid in figuur 6.3.7 bij het zwarte kruis. Deze magneet wordt bevestigd op een bout met behulp van een lijmverbinding, waardoor deze verwijderbaar is voor reiniging en inspectie van de hoeveelheid metaaldeeltjes. Uiteraard wordt de bout gemonteerd door een draadvoorziening in de Carrier, en wordt deze afgedicht met een voorziene rubberen dichting. Voor een werkzame magneet dient de bout minimaal een grote van M5 te hebben.



Figuur 6.3.7: Aanduiding opvangmagneet

Referenties

- [1] F. & L. Coding, „Formula Electric Belgium,” [Online]. Available: <https://formulaelectric.be/about-us/#:~:text=Formula%20Electric%20Belgium%20unites%20a%20group%20of%20motivated,to%20apply%20all%20their%20technical%20and%20soft%20skills.>
- [2] Y. Bogaerts en M. Verbist, „Ontwerp en validatie van een buitenloper transmissie voor een Formula Student wagen,” KU Leuven, Leuven, 2022.
- [3] Trelleborg, „Trucon Varilip PDR,” Trelleborg, 2022.
- [4] Formula Electric Belgium, *Inrunner ontwerp*, 2022.
- [5] V. Willem, Interviewee, *Lagers Outrunner*. [Interview]. 12 10 2022.
- [6] S. Van Der Merwe, Interviewee, *Bespreking Sealings Outrunner*. [Interview]. 24 11 2022.
- [7] P. Schaldenbrand, „Some Thoughts on Accelerated Durability Testing,” Siemens, 2019.
- [8] P. Schaldenbrand, „What is a SN-Curve,” Siemens, 2019.
- [9] A. A. Sahran, „A Fuzzy Logic Based Model to Predict the Fretting Fatigue Life of Aerospace Al7075-T6 Alloy”.
- [10] J.-B. Bony, A. Neurouth, C. Changenet en F. Ville, „Axperimental investigations on churning power losses generated in a planetary gear set,” Universiteit Lyon, Lyon, France, 11-6-2017.
- [11] *Formula Student Rules 2023*, 2023.
- [12] D. Van Lommel, „Overzicht testen 2023-1_Before,” Formula Electric Belgium, 2023.
- [13] F. S. Delft, „TUD,” Technische Universiteit Delft, [Online]. Available: <https://www.fsteamdelft.nl/cars.> [Geopend 2023].
- [14] Formula Electric Belgium, „Assembly Guide Inwheel,” Formula Electric Belgium, Leuven, 2021.
- [15] F. & L. Coding, „Formula Electric Belgium,” [Online]. Available: <https://formulaelectric.be>.