

2016•2017
FACULTEIT INDUSTRIËLE INGENIEURSWETENSCHAPPEN
master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

Masterproef

Topologische optimalisatie van wielagerhuis en ontwerp van remschijf voor
Formula Student wagen

Promotor :
dr. ir. Kris HENRIOULLE

Promotor :
ing. WOUTER LUTIN

Sébastien Porignon

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

Gezamenlijke opleiding Universiteit Hasselt en KU Leuven

2016•2017

Faculteit Industriële

ingenieurswetenschappen

master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

Masterproef

Topologische optimalisatie van wiellagerhuis en ontwerp
van remschijf voor Formula Student wagen

Promotor :
dr. ir. Kris HENRIOULLE

Promotor :
ing. WOUTER LUTIN

Sébastien Porignon

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

Woord vooraf

Geachte lezer,

Deze masterproef is een deel van het immense werk dat binnen Formula Electric Belgium wordt geleverd. Deze masterproef binnen Formula Electric Belgium is meer dan het hoogtepunt van mijn studies als Industrieel Ingenieur aan de U Hasselt/KuLeuven. Naast het verwerven van nieuwe technische inzichten die al dan niet in deze thesis aan bod komen, was het persoonlijk een grensverleggende ervaring die ervoor gezorgd heeft dat ik uitdagingen heb overwonnen die ik voordien niet voor mogelijk hield. Dit allemaal gevoed door de gedrevenheid en passie waarmee het hele team samenwerkt naar het prestigieuze doel om de meest performante Formula Student wagen neer te zetten. Deze samenwerking leidt ertoe dat iedereen bereid is tijd te maken voor elkaar om samen naar innovatieve oplossingen te zoeken.

Daarom wil ik graag mijn dank uiten naar het volledige Formula Electric Belgium team.

Daarnaast wil ik ook mijn promotor dr. Ir. K. Henriouille bedanken, niet enkel voor de hulp op technisch vlak en bij het schrijven van de scriptie, maar ook voor het geduld, de tijd en de energie die nodig was om dit project tot een goed einde te brengen.

Ook gaat mijn dank uit naar Ing. J. Jespers van het bedrijf COMATE die mij het hele jaar heeft bijgestaan en hielp bij het maken van technische keuzes. Daarnaast heeft hij ook geholpen bij het maken van keuzes die voor een groot deel de inhoud van deze masterproef hebben bepaald.

Ten slotte wil ik alle andere personen en instellingen bedanken die mij hebben geholpen deze masterproef te maken. In het bijzonder mijn ouders die mij altijd gesteund hebben gedurende mijn studies.

Inhoudsopgave

Woord vooraf	I
Lijst van tabellen.....	V
Lijst van figuren	VII
Abstract	IX
Abstract in English	XI
1. Inleiding	1
1.1. Probleemstelling.....	1
1.2. Doelstelling.....	2
1.3. Methode.....	3
2. Berekening van de krachten op het wiel en in de ophanging	5
2.1. Krachten die aangrijpen op het wiel	5
2.2. Omzetting van wielkrachten naar krachten in de ophangingstaven	10
3. Ontwerp van de upright	13
3.1. Ontwerp m.b.v. parametrische optimalisatie	13
3.2. Ontwerp m.b.v. topologische optimalisatie	17
3.3. Conclusie	29
4. Optimalisatie van de remschijf.....	31
4.1. Materiaalselectie	31
4.2. Geometrie van de remschijf	33
4.3. Productie van de remschijf.....	40
4.4. Warmtebehandeling	40
4.5. Testen	42
4.6. Conclusie	45
5. Besluit	46
Bibliografie	47
Bijlagen	49

Lijst van tabellen

TABEL 1: PARAMETERS VAN DE WAGEN EN DE BANDEN	5
TABEL 2: RESULTATEN VAN DE KRACHTENBEREKENINGEN VOOR DE ACHTERSTE UPRIGHT	9
TABEL 3: KRACHTEN OP DE ACHTERSTE OPHANGINGSTAVEN	12
TABEL 4: MATERIAALEIGENSCHAPPEN AL 7075-T6	14
TABEL 5: VON MISES SPANNING EN VERVORMING VAN PARAMETRISCH GEOPTIMALISEERDE UPRIGHT	16
TABEL 6: MATERIAALEIGENSCHAPPEN VAN GEPRINT TI-6AL-4V [8]	20
TABEL 7: VON MISES SPANNINGEN EN VERVORMING VAN TOPOLOGISCHE UPRIGHT UIT ALUMINIUM.....	25
TABEL 8: VON MISES SPANNINGEN EN VERVORMING VAN TOPOLOGISCHE UPRIGHT UIT TITANIUM GR5.....	28
TABEL 9: EIGENSCHAPPEN VAN TI-6AL-4V	33
TABEL 10: OPPERVLAKTERUWHEID EN VICKERS HARDHEID VAN WARMTE BEHANDELD TITANIUM -6AL-4V.....	41
TABEL 11: SPECIFICATIES VOORSTE REMSCHIJF UMICORE ISAAC	42
TABEL 12: HOOGSTE TEMPERATUUR EN ENERGIE TOENAME VAN VOORSTE REMSCHIJF BIJ REMTESTEN.....	42
TABEL 13: BEREKENDE CONVECTIECOËFFICIËNTEN VOOR SNELHEDEN VAN 0 KM/H, 50 KM/H EN 80 KM/H.....	44
TABEL 14: EIGENSCHAPPEN VAN VOORSTE TITANIUM REMSCHIJF.....	44

Lijst van figuren

FIGUUR 1: VOORBEELD VAN DE INWIELCOMPONENTEN	1
FIGUUR 2: VRIJLICHAMSSHEMA BIJ VERSNELLEN	6
FIGUUR 3: VRIJLICHAMSSHEMA BIJ AFREMMEN	7
FIGUUR 4: VRIJLICHAMSSHEMA BIJ HET NEMEN VAN EEN BOCHT	7
FIGUUR 5: WRIJVINGSELLIPS VAN EEN BAND	9
FIGUUR 6: MULTI-LINK OPHANGING VAN DE ACHTERKANT MET BENOEMING VAN STAVEN	10
FIGUUR 7: ONTWERP OP BASIS VAN VORM VAN VORIGE JAREN	15
FIGUUR 8: GATEN LOODRECHT OP DE WIELAS	15
FIGUUR 9: VERSTEVIGINGSRIB AAN BOVENKANT VAN DE UPRIGHT	16
FIGUUR 10: VERVORMING BIJ HET ZWAARSTE BELASTINGSGEVAL	17
FIGUUR 11: PENALISATIEFACTOREN	18
FIGUUR 12:CHECKERBOARDING	19
FIGUUR 13: CLEAN MODEL VAN ACHTERSTE UPRIGHT	21
FIGUUR 14: ONTWERPPROCES VOOR TOPOLOGISCHE OPTIMALISATIE	21
FIGUUR 15:LINKS:EERSTE TOPOLOGISCHE OPTIMALISATIE	22
FIGUUR 16: TWEDE TOPOLOGISCHE OPTIMALISATIE	23
FIGUUR 17: TOPOLOGISCH GEOPTIMALISEERDE UPRIGHT OVERGETEKEND IN SOLIDWORKS	24
FIGUUR 18: VERVORMING VAN DE TOPOLOGISCH GEOPTIMALISEERD UPRIGHT UIT ALUMINIUM	26
FIGUUR 19:LINKS: CLOSE-UP VAN OPPERVLAK. RECHTS: OPTIMALISATIE VAN UPRIGHT VOOR 3DPRINTING	27
FIGUUR 20: POLYNURBS MODEL VAN TOPOLOGISCH GEOPTIMALISEERD UPRIGHT	27
FIGUUR 21: AANPASSING OM SPANNINGSPIEKEN TE VOORKOMEN	28
FIGUUR 22:VERVORMING VAN TITANIUM UPRIGHT BIJ ZWAARSTE BELASTINGSGEVAL	29
FIGUUR 23: BCC MICROSTRUCTUUR OM BINNEN EN BUITENWAND GESCHEIDEN TE HOUDEN	30
FIGUUR 24:SPECIFIEKE WARMTECAPACITEIT VS SPECIFIEKE STERKTE	33
FIGUUR 25: SENSIVITEITSANALYSE VAN DE VOORSTE REMSCHIIF	34
FIGUUR 26: KRACHTEN SIMULATIE VAN DE VOORSTE REMSCHIIF IN MEEST BELASTENDE TOESTAND	35
FIGUUR 27: TEMPERATUUR VAN VOORSTE REMSCHIIF	36
FIGUUR 28:SNELHEID EN REMENERGIËN I.F.V. TIJD VOOR EEN VOORSTE REMSCHIIF	37
FIGUUR 29: TEMPERATUUR VAN DE VOORSTE REMSCHIIF TIJDENS ÉÉN RONDE	37
FIGUUR 30: MINIMALE TREKSTERKTE IN FUNCTIE VAN TEMPERATUUR [22]	38
FIGUUR 31: TEMPERATUURTOENAME VAN DE ACHTERSTE REMSCHIIF	39
FIGUUR 32: SPANNINGSVERLOOP VAN ACHTERSTE REMSCHIIF	39
FIGUUR 33: MICROSTRUCTUUR VAN TITANIUM	41
FIGUUR 34 TEMPERATUURMETING VAN STILSTAANDE REMSCHIIF	44

Abstract

Bij de ontwikkeling van een racewagen staat gewichtsbesparing altijd centraal. Extra belangrijk is het verlagen van de onafgeveerde massa omdat hoe lager deze is, hoe dynamischer het wiel is. Deze masterproef ontwikkelt twee onderdelen die deel uit maken van de onafgeveerde massa van een elektrische *Formula Student* wagen met vier inwielmotoren, met name de remschijf en de upright. De upright is het centrale onderdeel van de inwielcomponenten dat de ophangingstaven met de wiellagers verbindt, maar ook dient als tandwielkast en bevestiging voor de inwielmotor. Alle krachten die op de band aangrijpen moeten dus door de upright naar de ophanging. De upright moet dus stevig genoeg zijn om niet te breken tijdens het racen.

Deze masterproef onderzoekt welke gewichtsbesparing men met een topologische optimalisatie van de upright kan behalen. Hiervoor worden drie uprights ontworpen en vergeleken. Een eerste upright (uit aluminium gefreesd) wordt parametrisch geoptimaliseerd, een tweede (ook uit aluminium) wordt topologisch geoptimaliseerd. De derde topologisch geoptimaliseerde upright zou geprint worden uit titanium.

Anderzijds wordt de remschijf geoptimaliseerd naar maximale temperatuur, slijtage en gewicht. Zo is getracht een massaverlaging te bekomen terwijl een goede remwerking gegarandeerd blijft.

Uiteindelijk is de topologische geoptimaliseerde upright uit aluminium bijna 10 % lichter dan de parametrisch geoptimaliseerde upright.

De nieuwe titanium remschijf is 30 % lichter dan de standaard stalen remschijf.

Abstract in English

In this master thesis two components of an electric formula student car with four in-wheel motors are being developed. The brake disc and the upright. The upright is the main part of the in-wheel components and connects the suspension rods to the wheel bearings, but also provides housing for the gearbox and fixation for the in-wheel motor. All acting forces on the tire are transferred to the suspension through the upright. The upright must be sufficiently strong in order to not break while racing.

The main goal of this thesis is to examine the weight reduction topological optimization can bring. Therefore, three upright were designed. A first (aluminium milled) upright was designed and optimized using parametrical optimization. This upright was compared to uprights that were optimized using topological optimization. One upright was designed to be milled out of aluminium, and another was designed to be 3D-printed from titanium Gr5.

For the brake disc a good performance must always be maintained. This is achieved by limiting the maximum temperature while racing as well as making sure the system is not prone to excessive wear.

The brake disc was optimized with considerations to temperature increase, wear and weight.

Eventually topological optimization of the upright for a milled part lead to a weight reduction of almost 10% compared to parametric optimization. The weight of the new titanium brake disc was reduced by 30% compared to a similar steel brake disc.

1. Inleiding

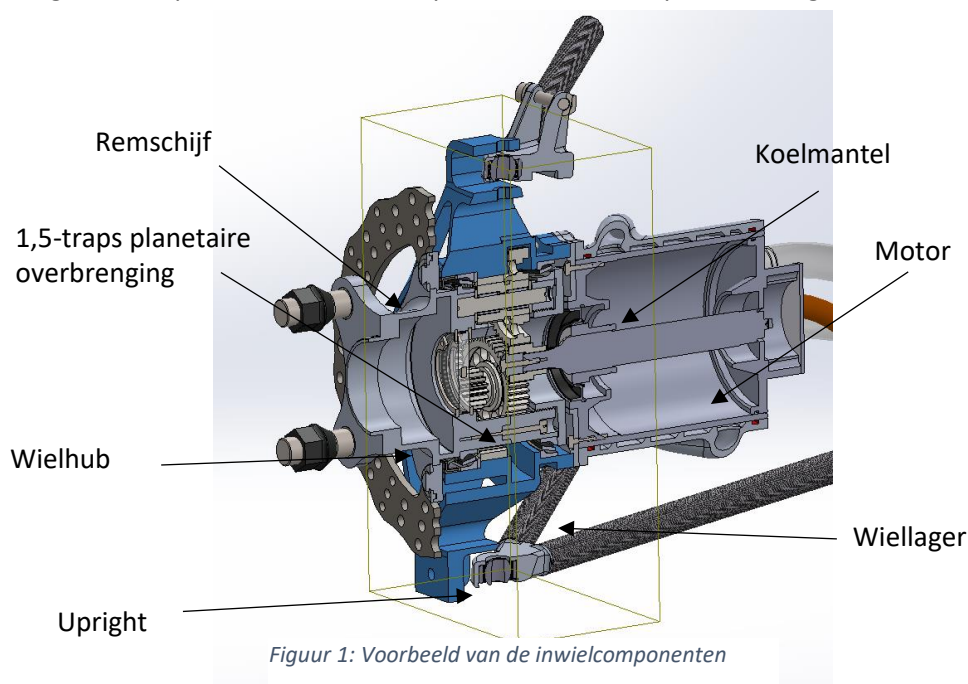
De *Formula-student*competitie is een internationaal gerenommeerd kampioenschap waarbij universiteitsstudenten van over de hele wereld hun instelling vertegenwoordigen in een bikkelharde competitie om een zo performant mogelijke éénzitswagen te ontwikkelen, te bouwen en ermee te racen op een aantal evenementen die plaatsvinden op internationale circuits doorheen Europa.

Formula Electric Belgium is een team dat voornamelijk bestaat uit thesisstudenten en postgraduatoren van de ingenieursopleiding van KU Leuven. En aangevuld wordt met bachelor studenten Thomas More. Met als enige doel om in negen maanden een zo competitief mogelijke elektrisch aangedreven wagen neer te zetten, wordt iedereen aangespoord om zijn/haar deel van de wagen zo optimaal mogelijk uit te werken.

1.1. Probleemstelling

Tot nu toe werden de wagens gemaakt met achterwielaandrijving. Dit is een licht en eenvoudig systeem dat over het algemeen goed werkte. Toch is er dit jaar is besloten om een vierwielaangedreven auto te ontwerpen. Het voordeel hiervan is dat de wagen bochten tegen een hogere snelheid kan nemen omdat de verdeling van het vermogen over de vier wielen gebeurt. Qua plaatsing van de motoren is er geopteerd voor inwielmotoren. Dit betekent dat er aan elk wiel een elektromotor is bevestigd die apart wordt aangestuurd om zo op elk moment het optimale vermogen te kunnen leveren. Een centrale motor die het vermogen verdeelt met behulp van differentiëlen was geen optie omdat we de monocoque zo klein mogelijk willen houden. Een kleine monocoque is niet alleen lichter het is ook beter voor de aerodynamica van de wagen. Bovendien zouden de differentiëlen een grote complexiteit met zich meebrengen. Er moet dus een volledig nieuw wiellagerhuis ontworpen worden.

De omschakeling van achterwielaandrijving naar vier inwielmotoren brengt immers grote veranderingen mee op vlak van het ontwerp van de inwielcomponenten Figuur 1.



Figuur 1: Voorbeeld van de inwielcomponenten

De inwielcomponenten zijn-zoals de naam het zegt- alle componenten die zich in het wiel bevinden, met name het wiellagerhuis, de wielnaaf, de remschijf en remblok, en de versnellingsbak en motor.

De inwielcomponenten maken deel uit van de onafgeveerde massa. De onafgeveerde massa is de massa die zich tussen het wegdek en de schokdemper van de wagen bevindt. Dit is een cruciale component voor de werking van de wagen, aangezien deze zorgt voor de verbinding tussen de ophanging en het wiel, maar ook plaats biedt voor de tandwielkast en de motor eraan bevestigd moet worden. Aangezien het onderdeel dat in deze masterproef besproken wordt meer moet doen dan plaats bieden voor de wiellagers. Zal verderop vooral de algemenere term “*upright*” gebruikt worden.

Het tweede deel van deze thesis beschouwt de remschijf. Vorig jaar werd deze uit AISI 4340 gemaakt omdat dit materiaal vlot te verkrijgen was. De remschijf voldeed ruimschoots aan de eisen qua maximale temperatuur en sterkte. Deze remschijf is echter redelijke zwaar en er is zeker ruimte voor verbetering. De remschijf zal in eerste instantie niet veel gebruikt worden. Het remmen zal voornamelijk via regeneratie gebeuren door de motoren als generatoren te schakelen. Doordat de maximale gerecupereerde energie maximaal 40 % van het totale motorvermogen gedurende 1 seconde kan zijn zal de rem gedurende korte periodes wel gebruikt moeten worden. Daarnaast moet volgens het regelement de wagen een mechanisch remsysteem hebben dat volledig onafhankelijk is van het elektrisch systeem. De remschijf is dus meestal dood gewicht, waardoor het van groot belang is dat deze lichter wordt.

1.2. Doelstelling

Deze thesis richt zich op het ontwerp en de optimalisatie van het wiellagerhuis (*upright*) en de remschijf van de wagen. Wat het wiellagerhuis betreft moet er rekening gehouden worden met de monteerbaarheid van het stuk, de beschikbare ruimte en de maakbaarheid van het stuk.

Om te beginnen moeten deze componenten stevig genoeg zijn om aan alle optredende krachten te kunnen weerstaan. Vervolgens moeten de inwiel componenten zo licht mogelijk zijn om de beste wegligging te garanderen. Het doel is om de massa van de *upright* onder 700 gram te houden.

Voor de remschijf is het doel een massavermindering van ten minste 10% te bekomen ten opzichte van vorig jaar. Daarnaast mag de remschijf niet te warm worden omdat er anders *brake fade*¹ zou kunnen optreden. Naar volgende jaren toe is het ook van belang dat men de simulatieparameters die tot op heden nog werden geschat, een beter benadering van de reële waarde krijgen. Zo kan volgend jaar de remschijf verder geoptimaliseerd worden.

¹ Brake fade is het afnemen van de remcapaciteit doordat de temperatuur in het remsysteem te hoog oploopt. Er zijn twee soorten *brake fade*; De eerste, *out gassing*, treedt op wanneer de remschijf een te hoge temperatuur heeft hetgeen ertoe kan leiden dat er zich een gaslaag vormt tussen de remblok en de remschijf. De tweede vorm van *brake fade* is *vapor lock*, hierbij zorgt een hoge temperatuur gedurende lange tijd ertoe dat de hydraulische olie in de remleiding kookt. Het gas dat dan ontstaat is samendrukbaar en vermijdt dat er een drukopbouw gecreëerd kan worden [23].

1.3. Methode

Er zal een vergelijking gemaakt worden tussen een upright die werd ontworpen zoals dit afgelopen jaren werd gedaan, en een nieuwe upright die gebruikmaakt van topologische optimalisatie met behulp van de optimalisatie software Inspire. Topologische optimalisatie werkt op basis van een eindige elementenanalyse die selectie maakt van de meest nuttige elementen in het model en hier dan een lichter en efficiënter onderdeel teruggeeft. Aangezien het de eerste keer is dat topologische optimalisaties worden toegepast binnen Formula Electric Belgium, moet deze thesis een basis vormen waarop volgende jaren verder kan worden gebouwd.

Het ontwerpen van de nieuwe remschijf zal men doen door eerst een materiaalselectie uit te voeren rekening houdend met de optredende belastingen zowel de thermische als de krachten. Vervolgens gaan de we geometrie aanpassen om de koeling te verbeteren. Uiteindelijk gaan we de remschijven laten produceren en op de wagen monteren. Zodat we remtesten kunnen uitvoeren waarbij we de temperatuur variatie monitoren. Uit deze gegevens kunnen we een betere benadering vormen van de parameters voor energie en convectiecoëfficiënt.

2. Berekening van de krachten op het wiel en in de ophanging

Om een upright te ontwerpen die voldoende sterk en stijf is moeten de krachten die op de ophangingpunten aangrijpen gekend zijn. Deze worden bekomen door in eerste instantie de krachten die van het wegdek op de band aangrijpen te berekenen. Deze zijn afhankelijk van de eigenschappen van de band, algemene geometrie van de wagen en de situatie waarin de wagen zich bevindt. Op basis van de wagen van vorig jaar worden nieuwe parameters geschat. Deze parameters staan in Tabel 1. De verschillende situaties waarin de auto zich gaat bevinden worden verder besproken. De formules voor de wrijvingscoëfficiënten werden door een ander teamlid berekend en komen uit de bandendata van Continental. [1]

Tabel 1: Parameters van de wagen en de banden.

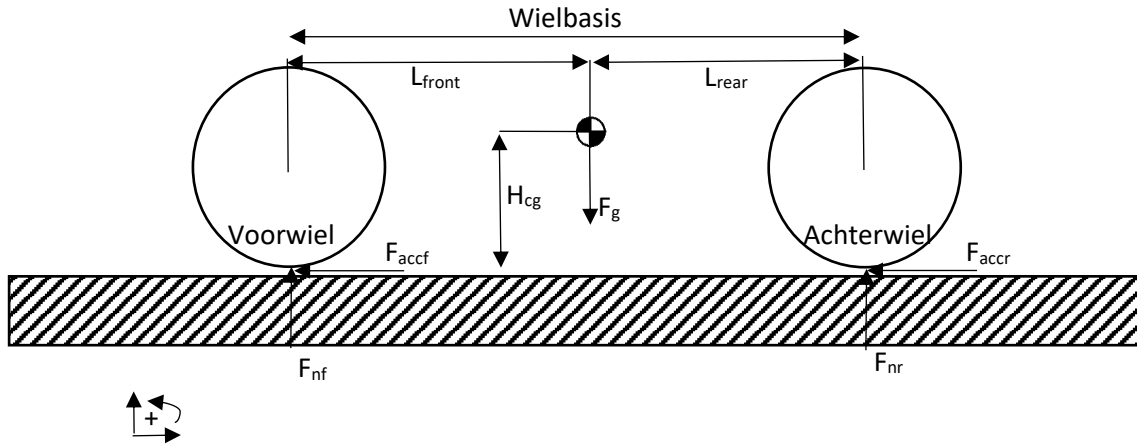
Gewicht F_g (Wagen +Piloot)	260 kg x 9,81 N/kg
Gewichtsverdeling (Voor-Achter)	48 % - 52 %
Spoorbreedte S_b	1,2 m
Hoogte zwaartepunt H_{cg}	0,29 m
Lengte wielbasis W_b	1,535 m
Longitudinale wrijvingscoëfficiënt	$(3,19-(0,0004318 \times F_n)) \times 0,65$
Laterale wrijvingscoëfficiënt	$(3,20-(0,0006330 \times F_n)) \times 0,65$

2.1. Krachten die aangrijpen op het wiel

Eerst worden de krachten die op de band aangrijpen berekend. We beschouwen het gewicht F_g als een puntmassa die in het zwaartepunt van de wagen aangrijpt. Het zwaartepunt wordt verbonden met het wegdek via starre verbindingen. Aangezien we hier met starre verbindingen werken worden de effecten van het bewegen van de ophanging genegeerd. We stellen vervolgens evenwichtsvergelijkingen op waarbij we ervan uitgaan dat het moment rond het zwaartepunt nul is, dat er geen versnelling in de verticale richting is, en dat de verhouding tussen de kracht in de horizontale richting en de kracht in de verticale richting de wrijvingscoëfficiënt van de banden op het wegdek is. Deze wrijvingscoëfficiënt is trouwens niet constant en is afhankelijk van de normaalkracht. Eerst zullen de belastingsgevallen 'versnellen' en 'remmen' besproken worden, vervolgens wordt het nemen van een bocht besproken, daarna houden we rekening met een bumpbelasting, ten slotte combineren we deze krachten.

2.1.1. Versnellen & remmen

Hieronder wordt uitgelegd hoe voor we te werk gaan om deze krachten te berekenen voor respectievelijk accelereren en remmen. In Figuur 2 staat het vrijlichaamsschema dat we gebruiken bij het versnellen.



Figuur 2: vrijlichaamsschema bij versnellen

Op basis van dit vrij lichaamsschema bepaalt men de krachten die optreden aan het contactoppervlak tussen de banden en het wegdek.

De situatie wordt als statisch beschouwd en er wordt een krachten- en momenten-evenwicht opgesteld. De acceleratiekrachten die op de banden aangrijpen zorgen voor een versnelling in de negatieve richting van het assenkruis.

$$-F_{nf} \cdot L_{front} - F_{accf} \cdot H_{cg} + F_{nr} \cdot L_{rear} - F_{accr} \cdot H_{cg} = 0 \quad (1)$$

$$F_{nf} + F_{nr} = F_g \quad (2)$$

$$F_{nf} \cdot \mu_f = -F_{accf} \quad (3)$$

$$F_{nr} \cdot \mu_r = -F_{accr} \quad (4)$$

Deze vergelijkingen kunnen met behulp van matrices worden opgelost.

De matrices ziet eruit als volgt.

$$\begin{bmatrix} -L_{front} & L_{rear} & -H_{cg} & -H_{cg} \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ \mu_f & 0 & -1 & 0 \\ 0 & \mu_r & 0 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{nf} \\ F_{nr} \\ F_{accf} \\ F_{accr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_g \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

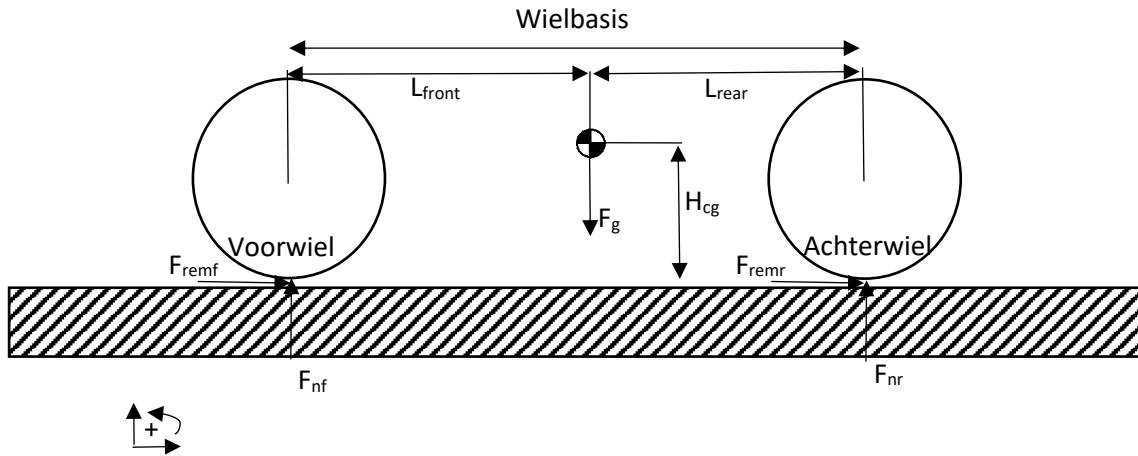
Met

$$L_{front} = Wb \cdot 0,48 \quad (6)$$

$$L_{rear} = Wb \cdot 0,52 \quad (7)$$

Voor de wrijvingscoëfficiënt gebruikt met hier de longitudinale wrijvingscoëfficiënt. De exacte wrijvingscoëfficiënt is afhankelijk van de normaalkracht op de band, en deze normaalkracht is op zijn beurt afhankelijk van de gewichtsverplaatsing van de wagen en dus van de wrijvingscoëfficiënt. Daarom moeten we hier iteratief te werk gaan. Er wordt eerst een schatting gemaakt van de

wrijvingscoëfficiënt. Vervolgens kan met de berekende normaalkrachten een correctere μ bepalen door de formules uit Tabel 1 te gebruiken. Deze iteratie wordt ongeveer 5 keer handmatig uitgevoerd.



Figuur 3: Vrijlichaamsschema bij afremmen

De vergelijkingen voor dit vrij lichaamsschema worden op dezelfde manier gemaakt als de vergelijkingen voor versnellen.

$$-F_{nf} \cdot L_{front} + F_{remf} \cdot H_{cg} + F_{nr} \cdot L_{rear} + F_{remr} \cdot H_{cg} = 0 \quad (8)$$

$$F_{nf} + F_{nr} = F_g \quad (9)$$

$$F_{nf} \cdot \mu_f = -F_{remf} \quad (10)$$

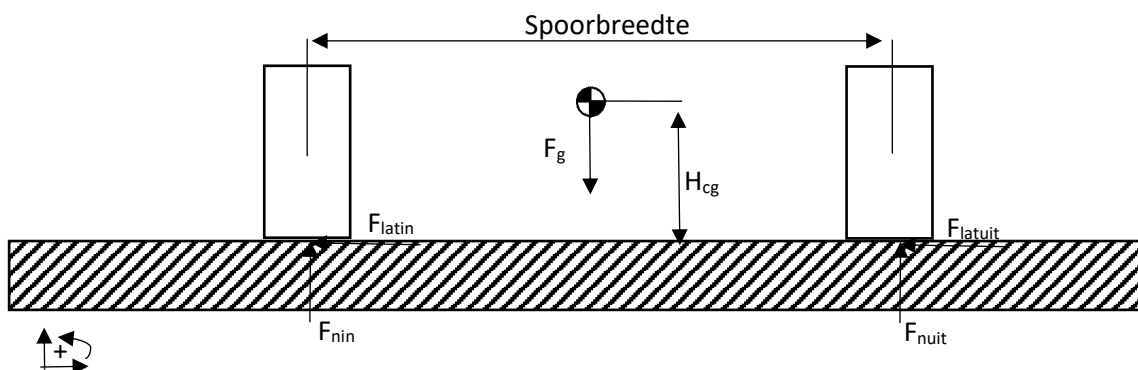
$$F_{nr} \cdot \mu_r = -F_{remr} \quad (11)$$

Dit wordt

$$\begin{vmatrix} -L_{front} & L_{rear} & H_{cg} & H_{cg} \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ \mu_f & 0 & -1 & 0 \\ 0 & \mu_r & 0 & -1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} F_{nf} \\ F_{nr} \\ F_{remf} \\ F_{remr} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ F_g \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (12)$$

Wat de wrijvingscoëfficiënt betreft gaan we hier ook weer iteratief te werk.

2.1.2. Bocht nemen



Figuur 4: Vrijlichaamsschema bij het nemen van een bocht

$$-F_{nin} \cdot \frac{sb}{2} + F_{nuit} \cdot \frac{sb}{2} - F_{latin} \cdot H_{cg} - F_{latuit} \cdot H_{cg} = 0 \quad (13)$$

$$F_{nin} + F_{nuit} = F_g \quad (14)$$

$$F_{nin} \cdot \mu_{in} = -F_{latin} \quad (15)$$

$$F_{nuit} \cdot \mu_{uit} = -F_{latuit} \quad (16)$$

De matrix die bij deze vergelijkingen hoort is de volgende.

$$\begin{pmatrix} -\frac{sb}{2} & \frac{sb}{2} & H_{cg} & H_{cg} \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ \mu_{in} & 0 & -1 & 0 \\ 0 & \mu_{uit} & 0 & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{nin} \\ F_{nuit} \\ F_{latin} \\ F_{latuit} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ F_g \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (17)$$

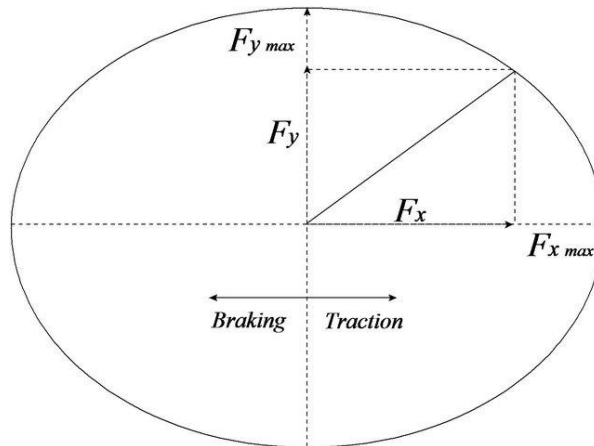
Ook hier werken we iteratief om de μ te bepalen.

2.1.3. Bump

Normaliter is het circuit redelijk vlak maar toch moet er rekening gehouden worden met het rijden over hobbels en putten in het wegdek. Hiervoor brengt men de bump in rekening. Dit staat gelijk aan een verticale versnelling van 2G. [2] Het lijkt dus alsof de auto opeens dubbel zo zwaar is. Een bump kan in elk van de bovenstaande situaties voorkomen alsook bij combinaties hiervan.

2.1.4. Combinaties

De zwaarste belastingsgevallen komen voor wanneer er een combinatie van verschillende situaties optreedt, zoals remmen en een bocht nemen en bump. Wanneer men het nemen van een bocht combineert met accelereren of remmen moet er rekening gehouden worden met het feit dat de wrijvingscoëfficiënt niet dezelfde waarde behoud. Dit wordt aangetoond in de wrijvingsellips (Figuur 5) [3]. De wrijvingsellips geeft aan dat wanneer men de laterale en longitudinale belastingsgevallen combineert men deze krachten niet zomaar scalair mag optellen omdat dit een overdimensionering zou teweegbrengen. Om dit op te lossen werd door een ander lid van het team op basis van de bandendata [1] een wrijvingscoëfficiënt van 1,2 geschat.



Figuur 5: wrijvingsellips van een band

2.1.5. Uitgewerkte resultaten

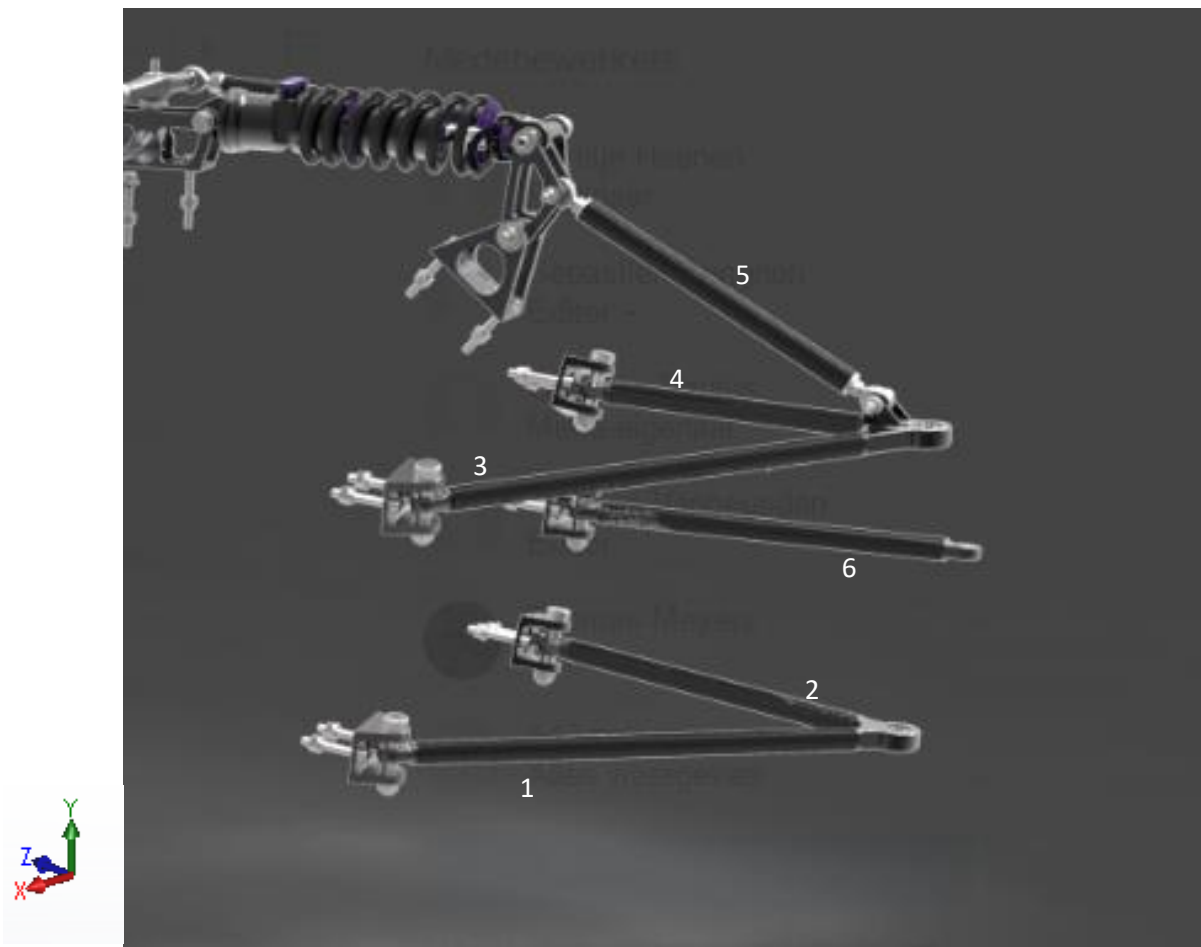
Tabel 2: Resultaten van de krachtenberekeningen voor de achterste upright

	ACC	REM	BOCHT INNER	BOCHT OUTER	BUMP
Fx	1653	-475	0	0	0
Fy	1102	395	158	1244	2104
Fz	0	0	-317	-1928	0
Mx	-661	-237	-95	-746	-1262
My	0,00	0	487	2960	0
Mz	-1384	-915	-243	-1909	-3230
	REM+BOCHT INNER	REM+BOCHT OUTER	REM+BUMP	REM+BOCHT INNER+BUMP	REM+BOCHT OUTER+BUMP
Fx	-199	-750	-1424	-598	-2250
Fy	166	625	1186	498	1875
Fz	-199	-750	0	-598	-2250
Mx	-99	-375	-712	-299	-1125
My	306	1151	0	918,	3454
Mz	-563	-1267	-2129	-1073	-3186
	ACC+BOCHT INNER	ACC+BOCHT OUTER	ACC+BUMP	ACC+BOCHT INNER+BUMP	ACC+BOCHT OUTER+BUMP
Fx	555	2089	3968	1666	6269
Fy	462	1741	3306	1388	5224
Fz	-555	-2089	0	-1666	-6269
Mx	-277	-1044	-1984	-833	-3134
My	852	3208	0	2558	9624
Mz	-402	-2365	-4768	-1823	-7712

In de bovenstaande tabel kan men kan duidelijk zien dat het belastingsgeval: accelereren + bocht + bump de grootste krachten op het contactoppervlak tussen de band en het wegdek geeft. Echter voor de simulaties leggen we de krachten niet aan op de onderkant van de band maar op de ophangingspunten aan. Hiervoor moeten we de krachten die op de band aangrijpen omzetten naar de krachten in elke van de ophangingstaven.

2.2. Omzetting van wielkrachten naar krachten in de ophangingstaven

De ophangingstaven kunnen enkel op trek of druk belast worden. Het zijn deze trek- of drukkrachten die aangrijpen op de upright en in de simulaties aangelegd zullen worden. De coördinaten van de ophangingspunten aan de monocoquezijde en de uprightzijde zijn gekend. Hiermee kunnen we de richting bepalen van elke vector die de wielkrachten zal opvangen. Om de grootte van de vectoren te achterhalen, gaan we opnieuw uit van een statische situatie. We verwaarlozen ook het veranderen van de coördinaten door indrukking van de vering. In de onderstaande figuur is te zien hoe de achterste multi-link ophanging van de wagen is opgebouwd en welke namen aan de staven worden gegeven.



Figuur 6: Multi-link ophanging van de achterkant met benoeming van staven

In de onderstaande vergelijkingen staan de krachten en momentenevenwichten uitgeschreven voor de x, y en z -richting.

$$F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x} = F_{wx} \quad (18)$$

$$F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y} = F_{wy} \quad (19)$$

$$F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + F_{4z} + F_{5z} + F_{6z} = F_{wz} \quad (20)$$

$$M_{1x} + M_{2x} + M_{3x} + M_{4x} + M_{5x} + M_{6x} = M_{wx} \quad (21)$$

$$M_{1y} + M_{2y} + M_{3y} + M_{4y} + M_{5y} + M_{6y} = M_{wy} \quad (22)$$

$$M_{1z} + M_{2z} + M_{3z} + M_{4z} + M_{5z} + M_{6z} = M_{wz} \quad (23)$$

Hierbij is F_{nx} de x-component is van de kracht in staaf n, en is M_{nx} de x-component van het moment om staaf n. F_{wx} is de wielkracht in de x-richting die eerder werd berekend, M_{wx} is het moment op het wiel in de x-richting dat eerder werd berekend.

Als we de richting van elke ophangingstaaf kennen, kunnen we krachten in de staven zelf berekenen. Hiervoor gebruiken we de coördinaten van de ophangingspunten aan de monocoquezijde en de uprightzijde. Deze zijn respectievelijk:

$$(X_{nm}, Y_{nm}, Z_{nm})$$

$$(X_{nu}, Y_{nu}, Z_{nu})$$

We berekenen hieruit ook de lengte van de staaf

$$L_n = \sqrt{(X_{nu} - X_{nm})^2 + (Y_{nu} - Y_{nm})^2 + (Z_{nu} - Z_{nm})^2} \quad (24)$$

Het berekenen van elke component gebeurt als volgt.

$$\vec{V}_{nx} = \frac{X_{nu} - X_{nm}}{L_n} \quad (25)$$

$$\vec{V}_{ny} = \frac{Y_{nu} - Y_{nm}}{L_n} \quad (26)$$

$$\vec{V}_{nz} = \frac{Z_{nu} - Z_{nm}}{L_n} \quad (27)$$

$$\vec{M}_{nx} = (\vec{V}_{nz} \cdot Y_{nu}) - (\vec{V}_{ny} \cdot Z_{nu}) \quad (28)$$

$$\vec{M}_{ny} = (\vec{V}_{nx} \cdot Z_{nu}) - (\vec{V}_{nz} \cdot Y_{nu}) \quad (29)$$

$$\vec{M}_{nz} = (\vec{V}_{ny} \cdot X_{nu}) - (\vec{V}_{nx} \cdot Y_{nu}) \quad (30)$$

$$\begin{pmatrix} \vec{V}_{1x} & \vec{V}_{2x} & \vec{V}_{3x} & \vec{V}_{4x} & \vec{V}_{5x} & \vec{V}_{6x} \\ \vec{V}_{1y} & \vec{V}_{2y} & \vec{V}_{3y} & \vec{V}_{4y} & \vec{V}_{5y} & \vec{V}_{6y} \\ \vec{V}_{1z} & \vec{V}_{2z} & \vec{V}_{3z} & \vec{V}_{4z} & \vec{V}_{5z} & \vec{V}_{6z} \\ \vec{M}_{1x} & \vec{M}_{2x} & \vec{M}_{3x} & \vec{M}_{4x} & \vec{M}_{5x} & \vec{M}_{6x} \\ \vec{M}_{1y} & \vec{M}_{2y} & \vec{M}_{3y} & \vec{M}_{4y} & \vec{M}_{5y} & \vec{M}_{6y} \\ \vec{M}_{1z} & \vec{M}_{2z} & \vec{M}_{3z} & \vec{M}_{4z} & \vec{M}_{5z} & \vec{M}_{6z} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{wx} \\ F_{wy} \\ F_{wz} \\ M_{wx} \\ M_{wy} \\ M_{wz} \end{pmatrix} \quad (31)$$

Waarbij F_n de kracht in de staaf is. In Tabel: 3 staan de uitgerekende krachten op de achterste ophangingstaven. Een negatieve kracht is een drukkracht.

Tabel: 3 Krachten op de achterste ophangingstaven

	ACC	REM	BOCHT INNER	BOCHT OUTER	BUMP
F1	-1926,8	-1587,5	-1782,1	-1688,0	-1237,1
F2	3558,6	1060,0	1478,1	1370,4	1954,5
F3	166,5	2266,1	1729,4	1647,6	1862,8
F4	-1942,9	-820,9	-1303,7	-1176,1	-306,2
F5	-1600,0	-378,1	-317,3	-1455,2	-2786,6
F6	956,4	-371,6	-163,6	-382,3	-21,3
	REM+BOCHT INNER	REM+BOCHT OUTER	REM+BUMP	REM+BOCHT INNER+BUMP	REM+BOCHT OUTER+BUMP
F1	-1746,7	-1554,5	-1130,0	-1607,5	-1031,0
F2	1268,6	582,2	145,8	771,6	-1287,6
F3	1947,1	2466,6	3280,5	2323,3	3882,0
F4	-1184,0	-726,1	237,0	-852,4	521,4
F5	-108,8	-670,6	-1323,6	-515,6	-2201,0
F6	-254,7	-724,9	-945,9	-595,2	-2005,8
	ACC+BOCHT INNER	ACC+BOCHT OUTER	ACC+BUMP	ACC+BOCHT INNER+BUMP	ACC+BOCHT OUTER+BUMP
F1	-1900,2	-2132,2	-1905,3	-2068,2	-2764,1
F2	2069,1	3593,6	6549,8	3173,1	7746,6
F3	1161,1	-490,0	-2031,4	-34,5	-4988,1
F4	-1656,7	-2504,4	-2455,5	-2270,6	-4813,5
F5	-610,7	-2558,7	-4849,6	-2021,3	-7865,2
F6	134,0	737,3	2432,7	570,9	2380,6

Ook hier merken we op dat bij versnellen, buitenbocht en bump over het algemeen de grootste krachten optreden. Maar niet enkel de grootte van de kracht is belangrijk, men moet ook rekening houden met de richting van de kracht en hoe de andere krachten die op hetzelfde punt aangrijpen effect hebben.

3. Ontwerp van de upright

De upright is het onderdeel dat alle inwielcomponenten samenbrengt. Het verbindt de ophanging met de wielnaaf via lagers. Vandaar dat het ook wel het wiellagerhuis genoemd wordt. Aangezien dit jaar werd overgeschakeld naar vierwielaandrijving met inwielmotoren, bevindt de versnellingsbak zich in de upright. Deze dient dus ook als tandwielkast en moet ook de mogelijkheid bieden om de motor met de koelmantel te verbinden. Er moet ook een bevestiging worden voorzien voor de remklauw van de rem. Het is van groot belang dat de upright zeker stevig genoeg is om alle krachten op te kunnen vangen. Moest dit onderdeel falen, zou dit dramatische gevolgen hebben voor onder andere de velg, motor, tandwielkast en monocoque. Anderzijds wil men de massa zo laag mogelijk houden om de wagen licht te maken, maar ook om de onafgeveerde massa te beperken. Een lage onafgeveerde massa heeft een positieve invloed op de wegligging van de wagen doordat de dynamiek van het wiel verbetert. De stijfheid van het onderdeel moet ook in het oog gehouden worden. Een te grote vervorming heeft een slechte invloed op de vermoeiing van het stuk. Uiteindelijk moet er ook rekening gehouden worden met de beschikbare ruimte en de monteerbaarheid van het stuk. De ophangingsstaven mogen nergens in contact komen met de upright. Dit zou zorgen voor een buigbelasting op de staven. De staven zijn enkel op trek en druk gedimensioneerd.

Rekening houdende met deze aspecten hebben we gekozen voor een minimale veiligheidsfactor van 1,5 en een maximale vervorming van 0,3 mm. Deze veiligheidsfactor dient om afwijkingen van de effectieve materiaaleigenschappen t.o.v. het materiaal waarmee de simulaties gebeuren op te vangen. Afgelopen jaren werd met een veiligheidsfactor van 1,3 gewerkt [2]. Dit jaar werken we met een hogere veiligheidsfactor omdat het breken van de upright ervoor zou zorgen dat de motor, versnellingsbak en koelmantel volledig kapotgaan. Dit zijn dure onderdelen waarmee we geen risico's willen nemen.

3.1. Ontwerp m.b.v. parametrische optimalisatie

Het parametrisch optimaliseren van een component begint met het ontwerpen van een stuk is bepaald. Een eerste eindige elementenanalyse geeft aan op welke plaatsen problemen zijn met grote piekspanningen of te grote vervorming. Het eerste model wordt bijgewerkt tot het voldoet aan de randvoorwaarden. Vervolgens gaan we in het CAD-programma aangeven welke afmetingen mogen variëren en welke waardes deze afmetingen mogen aannemen. Het tekenprogramma zal met elke combinatie van verschillende afmetingen een ander model maken en hierop een eindige elementenanalyse uitvoeren met de krachten die voordien werden berekend. Van elke analyse zal het programma de maximale spanning en vervorming bijhouden. Als deze waardes onder een opgegeven grens blijven, is het een mogelijk ontwerp. Het programma rangschikt de mogelijke ontwerpen volgens stijgende massa. Ten slotte selecteren we het ontwerp met de laagste massa.

3.1.1. Materiaalkeuze en productiemethode

Als materiaal is voor Aluminium 7075 -T6. Dit is een aluminiumlegering met een zeer lage massadichtheid die toch een sterkte heeft die vergelijkbaar is met staal. Het heeft met andere woorden een zeer hoge specifieke sterkte. Om deze reden wordt deze legering ook vaak in de luchtvaartindustrie gebruikt. In Tabel 4 staan de belangrijkste materiaaleigenschappen van dit aluminium. Dit zijn de materiaaleigenschappen van het aluminium 7075 T6 die in Solidworks gebruikt worden om de simulaties mee uit te voeren.

Tabel 4: Materiaaleigenschappen Al-7075-T6

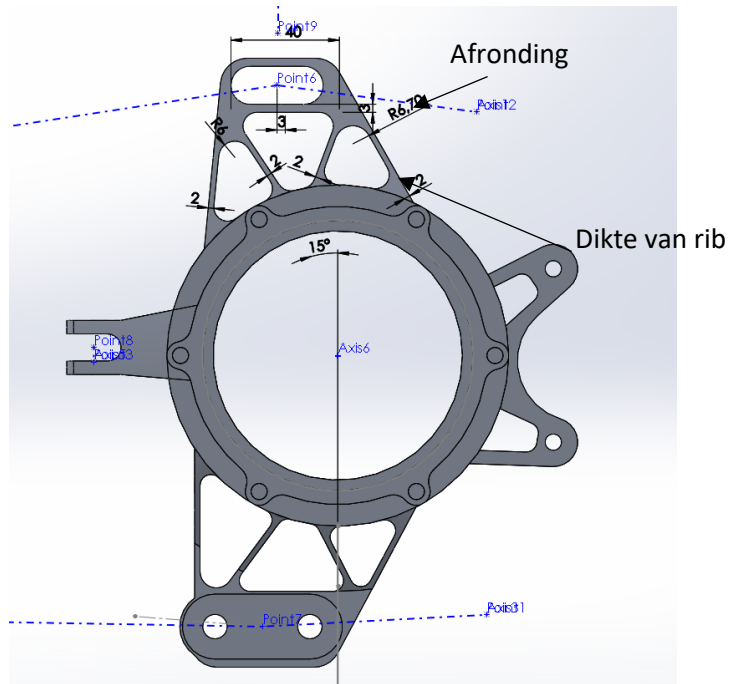
Elasticiteitsmodulus (N/m ²)	$7,2 \times 10^{10}$
Massa dichtheid (kg/m ³)	$2,8 \times 10^3$
Treksterkte (MPa)	570
0,2% rekgrens (MPa)	505

Gegeven dat de rekgrens 505 MPa is en er een veiligheidsfactor van 1,5 wordt gehanteerd bedraagt, de spanning die niet overschreden mag worden: $\frac{505 \text{ MPa}}{1,5} = 336 \text{ MPa}$.

Een ander gegeven waarmee rekening gehouden moet worden is de maakbaarheid van het stuk. Het stuk wordt uit een massieve blok gefreesd. Een partner van het team beschikt over een 5-assige CNC-machine. De diameter van de binnenafrondingen moet tenminste 5,1 mm zijn. Dit omdat de frezer een frees met een straal van 5 mm gaat gebruiken. Er mag enkel voor kleinere diameters worden gekozen indien er geen andere optie is.

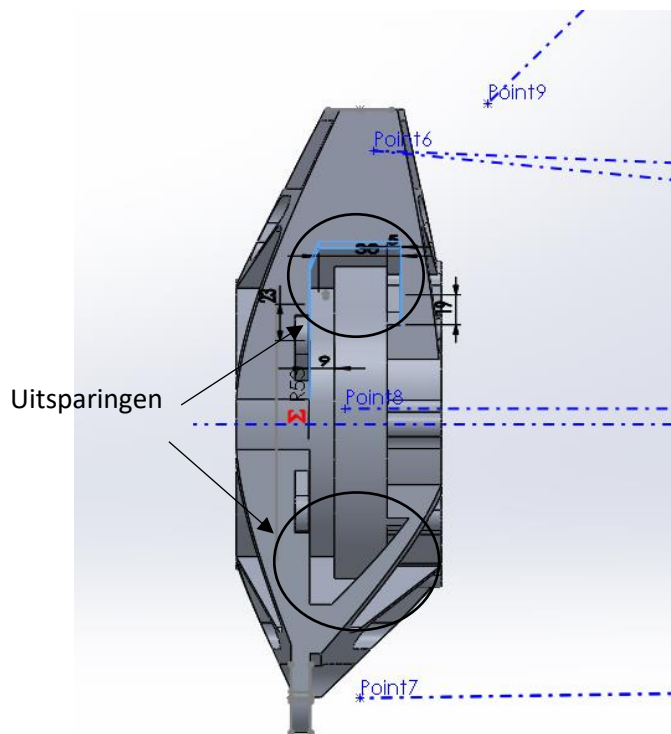
3.1.2. Ontwerpmethode

Voor het ontwerp hebben we dezelfde methode gehanteerd als vorig jaar. Er worden drie uitsparingen gemaakt in de volumes die de ophangingspunten met het centrale gedeelte verbinden. In Figuur 7 staat een eerste ontwerp voor de nieuwe upright. Voor de parametrische optimalisatie kiezen we een aantal maten zoals de dikte van een rib of de straal van een afronding.



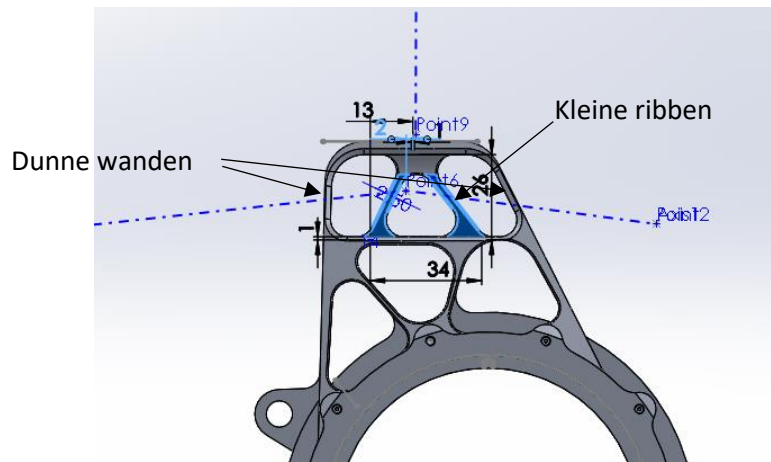
Figuur 7: Ontwerp op basis van vorm van vorige jaren

Vervolgens heeft men geopteerd om ook in de richting loodrecht op de wielas uitsparingen te maken en deze ook te optimaliseren. Dit is te zien in Figuur 8.



Figuur 8: Gatn loodrecht op de wielas

De opening in het bovenste deel is groter gemaakt om interferentie met de ophanging te voorkomen en om de montage te vergemakkelijken. Er werden ribben toegevoegd om de vervorming van het bovenste deel te beperken. Het toevoegen van deze ribben is lichter dan de wanden dikker te maken. Deze ribben worden op onderstaande figuur verduidelijkt.



Figuur 9: Verstevigingsrib aan bovenkant van de upright

3.1.3. Resultaat

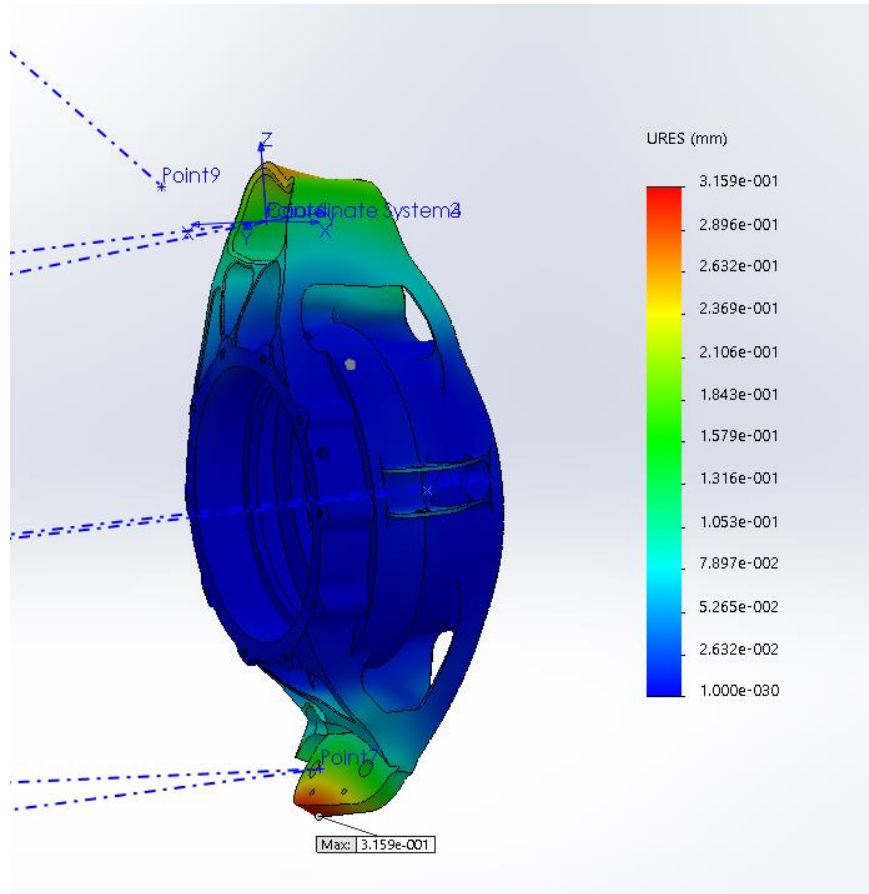
De uiteindelijke upright heeft een massa van 691 gram. In de onderstaande tabel staan de maximale spanningen en maximale vervorming aangegeven. De technische tekening hiervan staat in Bijlage A: Upright RR.

Tabel 5: Von Mises spanning en vervorming van parametrisch geoptimaliseerde upright

Belastingsgeval	Maximale VM-spanning (MPa)	Maximale vervorming (mm)
Acceleratie + buitenkant bocht + bump	328	0,315
Rem+ buitenkant bocht + bump	294	0,252
Acceleratie + bump	288	0,284
Rem + bump	288	0,175
Remmen	286	0,136
Acceleratie + binnenkant bocht + bump	184	0,183
Bump	181	0,165
Buitenkant bocht	149	0,124
Acceleratie+ buitenkant bocht	131	0,177
Acceleratie	117	0,122
Binnenkant bocht	107	0,102
Acceleratie + binnenkant bocht	102	0,089

Zoals verwacht geeft het belastinggeval acceleratie + buitenkant bocht + bump de grootste Von Mises-spanning. Deze blijft onder de 336 MPa die we hadden opgelegd. De vervorming is een klein

beetje te groot. Maar omdat tegen het oppervlak dat te veel vervormt een bracket komt die dit vlak recht houdt, zal de vervorming minder groot zijn dan de simulatie aangeeft. Het stijver maken van het stuk op deze plek tot de opgelegde 0,3 mm zou te veel massa toevoegen voor de kleine verandering.



Figuur 10: Vervorming bij het zwaarste belastingsgeval.

3.2. Ontwerp m.b.v. topologische optimalisatie

Topologische optimalisatie kan men zien als de meest “vrije” methode van structurele optimalisatie. De uitkomst kan eender welke vorm aannemen zolang deze aan de randvoorwaarden voldoet. [4] Een van deze randvoorwaarden is dat de vorm binnen een gedefinieerd domein moet blijven. Het domein waarin de optimalisatie kan gebeuren wordt de *design domain* genoemd. Daarnaast zijn er ook plekken waar verplicht materiaal aanwezig moet zijn. Dit is dan de *non-design domain*, dit zijn meestal de bevestigingspunten van het onderdeel en dus ook de plekken waar de krachten op aangrijpen. De vorm van de tandwielkast is ook *non-design domain* en wordt bepaald door de geometrie van de tandwielen.

Om de optimalisatie op te lossen wordt het onderdeel opgedeeld met een eindige elementen mesh. De optimalisatie zoekt dan welke elementen in deze mesh de grootste bijdrage leveren aan de stijfheid van het ontwerp en behoudt deze. De andere elementen die niet genoeg bijdragen aan de stijfheid van het ontwerp worden weggelaten.

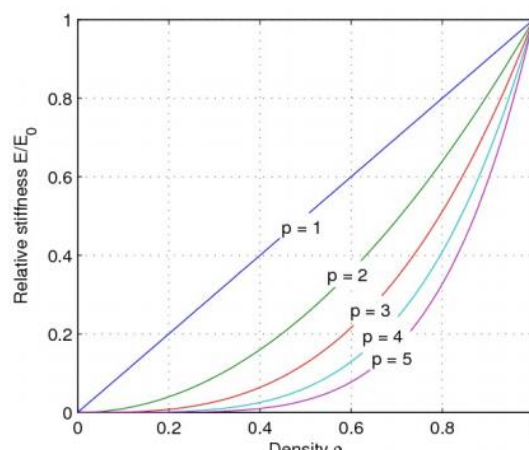
De selectie van elementen gebeurt in een iteratief proces waarbij het materiaal zich binnen de *design domain* verdeelt over elementen die het meeste bijdragen. De hoeveelheid materiaal die gebruikt mag worden is een van de randvoorwaarden en wordt gedefinieerd als een bepaald volume percentage van de *design domain*. In het initiële model heeft de *design domain* een uniforme dichtheid waarbij de dichtheid van elk element de opgelegde dichtheid is. De dichtheid is hier niet enkel de massadichtheid maar ook de E-modulus van het element.

Als de massadichtheid daalt de E-modulus ook. Een FEM-analyse berekent de totale vervorming van het model en de vervorming van elk element. De totale vervorming is hetgeen we in deze optimalisatie minimaliseren gegeven een bepaalde hoeveelheid materiaal. Deze methode wordt de MCW (*minimum compliance with weight constraint*) methode genoemd. [5]

Deze methode vormt de basis van topologische optimalisatie. [6]

Vervolgens zal het algoritme een dichtheid aan elk element toekennen opdat de E-modulus net groot genoeg is om ervoor te zorgen dat de vervorming van alle elementen dezelfde is. Alle elementen waaraan een zeer lage dichtheid werd toegekend dragen dus niet veel bij aan de stijfheid en worden weggelaten. [7] Er wordt vervolgens een nieuw model gemaakt. Op dit model wordt weer een FEM uitgevoerd die controleert of de totale vervorming veel is afgenomen ten opzichte van de vorige iteratie. Als het verschil klein genoeg is wil dit zeggen dat convergentie is bereikt. Als het verschil nog te groot is, worden in het nieuwe model terug de dichtheden geüpdatet, en de bijna lege elementen weggelaten in de volgende iteratie.

Het bepalen van de materiaaldichtheid van elk element, en dus ook de efficiëntie doen we met behulp van de dichtheid methode. Deze methode laat de relatieve dichtheid van het materiaal voor elk element een waarde van 0 tot 100 % aannemen. Een element met een dichtheid van 50 %, heeft maar half zoveel massa, maar ook half zoveel stijfheid. Zulke materialen bestaan echter niet en zijn moeilijk voor te stellen. Daarom moet er een methode gevonden worden om de intermediaire elementen ofwel vol te maken (100 %) of leeg (0 %) te maken. Hiervoor worden penalisatiemethodes gebruikt. Deze penaliseert elementen die niet vol zijn door hun stijfheid relatief meer te verlagen dan dat de massa verlaagd wordt. Hiervoor kunnen we verschillende penalisatiefactoren (p -factoren) gebruiken die strenger optreden tegen de intermediaire dichtheden. In Figuur 11 is te zien hoe het variëren van de p -factor de penalisatie strenger maakt. We zouden kunnen zeggen dat de specifieke sterkte van het materiaal afneemt naarmate de dichtheid afneemt. Deze methode heet de SIMP methode (Solid Isotropic Microstructures with Penalization) [8].



Figuur 11: relatieve stijfheid in functie van de dichtheid met verschillende penalisatiefactoren [4]

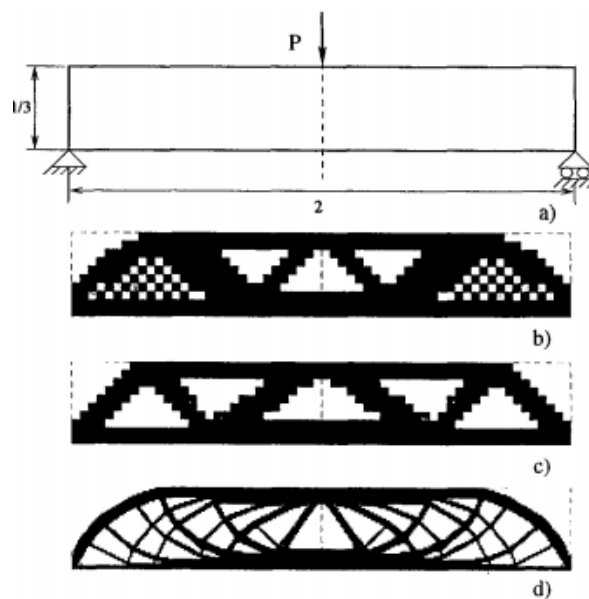
Een belangrijk probleem dat bij topologische optimalisatie kan optreden is *checkerboarding*. Dit houdt in dat de uitkomst van de optimalisatie op sommige plaatsen altemeer wel en geen materiaal aangeeft, waarbij de elementen enkel met een hoek zijn verbonden en niet met een vlak. Deze verbinding is veel minder stijf dan het numeriek model van de FEM aangeeft en moet dus vermeden worden. Bovendien is dit meestal ook moeilijk maakbaar.

Checkerboarding kan op verschillende manieren opgelost worden. Zo kan men voor het FEM model multiplex elementen gebruiken in plaats van simplex elementen. Dit zorgt er echter voor dat veel meer rekenkracht nodig is om de FEM-analyse uit te voeren. [9]

Daarnaast kan men een filter gebruiken die voor de dichtheid van een element het gemiddelde van de omliggende elementen neemt. Dit werkt op dezelfde manier als een convolutie filter bij beeldverwerking. [9]

De elementgrootte van de optimalisatie groter maken dan de elementgrootte waarmee de eindige elementenanalyse wordt uitgevoerd zorgt ervoor dat er de dichtheid van de FEM elementen voor nabijgelegen elementen dezelfde is.

Daarnaast kan ook de dichtheidsgradiënt een maximale waarde opgelegd worden om *checkerboarding* tegen te gaan. [9]



Figuur 12:(a) Het probleem (b) Mogelijke oplossing maar met ongewenste checkerboarding, (c) Mogelijke oplossing die gebruik maakt van ander mesh-discretisatie met 600 elementen, (d) Oplossing die gebruik maakt van mesh-discretisatie met 5400 elementen [9]

De upright wordt echter niet geoptimaliseerd naar minimale uitwijking voor een gegeven hoeveelheid materiaal (MCW: *minimum compliance with weight constraint*). Omdat het de bedoeling is om een zo licht mogelijk stuk te verkrijgen dat niet breekt en niet te veel vervormt gebruikt men een ander type topologische optimalisatie namelijk MWSC (*minimum weight with compliance and stress constraint*). [5]

De optimalisatie zorgt er dus voor dat met een minimale hoeveelheid materiaal de maximale spanning onder een bepaalde waarde blijft en de vervorming ook beperkt blijft. Omdat men eigenlijk de uitwijking min minimaliseren op de plaatsen waar de krachten aangrijpen. Kan gesteld worden dat de totale vervorming die optreedt recht evenredig is met de arbeid die de krachten leveren.

Het toekennen van een bepaalde densiteit aan elk element van de mesh gebeurt op ongeveer dezelfde manier als bij een MCW-optimalisatie. Het verschil is dat er bij een MWSC optimalisatie de hoeveelheid materiaal in de *design domain* niet op voorhand bepaald, is maar varieert doorheen de iteraties tot het optimum bereikt is.

Op basis van de optredende spanning in elk element wordt een hogere densiteit toegekend aan de elementen die aan een hoge spanning worden onderworpen. Waarbij men stelt dat de elementen waarin een spanning die gelijk is aan of hoger dan de maximaal toelaatbare spanning, de densiteit gelijk aan 100% is. En aan elementen met een lage spanning wordt een lage densiteit toegekend. Ook hier wordt gebruikt gemaakt van de SIMP-methode om volle elementen te favoriseren. Dit laatste kan echter voor problemen zorgen op vlak van convergentie. Omdat een element met een heel lage densiteit onder een heel lage spanning toch een equivalente spanning kan hebben die groot genoeg is om door het herschikkingsalgoritme als nuttig te worden aangezien, kan het voorkomen dat de optimalisatie convergeert naar een oplossing met grote gebieden met een lage densiteit. Aangezien we naar een oplossing willen gaan die enkel uit volle of lege elementen bestaat, willen we deze gebieden verwijderen. Hiervoor wordt een minimale densiteit opgelegd aan elk element.

Om ervoor te zorgen dat de maximale uitwijking ook binnen de opgelegde waarde blijft, wordt bij elke iteratie de totale vervorming gecontroleerd en indien nodig wordt de densiteit verhoogd van de elementen waar de strain het grootst is.

3.2.1. Materiaalkeuze en productiemethode

De software die gebruikt wordt om de topologische optimalisatie uit te voeren is Inspire 2017 van Altair. Dit pakket biedt de mogelijkheid om op een zeer gebruiksvriendelijke manier topologische optimalisaties uit te voeren.

Er worden twee uprights topologisch ontworpen. Een eerste moet voldoen aan dezelfde voorwaarde als de upright die parametrisch werd geoptimaliseerd. Deze wordt dus uit hetzelfde aluminium 7075 T6 gefreesd. Hierbij moet dus rekening gehouden worden met een minimale freesradius van 5,1 mm.

Een tweede upright wordt 3D-geprint uit Titanium 6Al 4V. Het 3D-printen van topologisch geoptimaliseerde titanium onderdelen is iets dat vaak wordt toegepast in de ruimtevaartindustrie. Men kan hiermee zeer sterke maar lichte stukken ontwerpen. Een nadeel is dat dit extreem duur is.

Tabel 6: Materiaaleigenschappen van geprint Ti-6Al-4V [10]

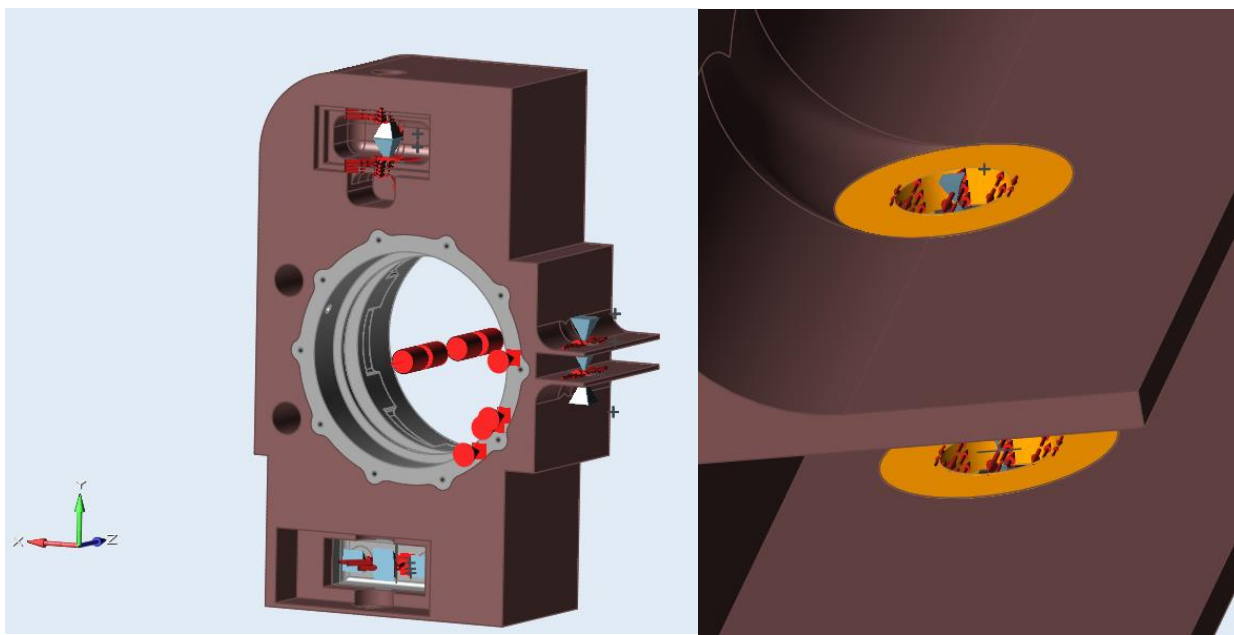
Elasticiteitsmodulus (N/m ²)	$1,1 \times 10^{11}$
Massa dichtheid (kg/m ³)	$4,41 \times 10^3$
Treksterkte (MPa)	930
0,2% rekgrens (MPa)	860

3.2.2. Ontwerpmethode van aluminium gefreesde upright

Om te beginnen wordt er een model gemaakt dat zo groot mogelijk is en rekening houdt met de onderdelen die aan de upright bevestigd moeten worden en andere onderdelen in de buurt om interferentie te vermijden. Zo moet het model plaats laten voor de ophangingsstaven maar ook moet

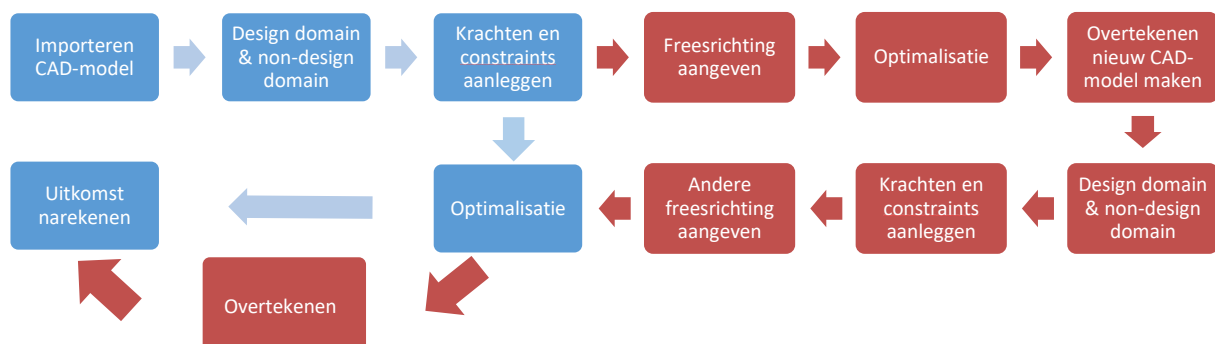
er plaats zijn om de montage te kunnen uitvoeren. Ook is er plaats voorzien om de remklaw te bevestigen. De inwendige vorm van de tandwielkast is ook op voorhand gedefinieerd en moet overal een wanddikte hebben van ten minste 3 mm. Deze volumes liggen vast en mogen niet geoptimaliseerd worden. Deze volumes worden ook het *non-design domain* genoemd Deze zijn te zien in Figuur 13 b. De rest van het beschikbare volume noemt men het *design domain*. Zoals eerder vermeld moet het *design domain* zo groot mogelijk zijn zonder te interfereren met de omliggende onderdelen. In Figuur 13 a ziet men het uiteindelijke *clean model*.

Het *Clean Model* is voor de upright uit aluminium dezelfde als voor de titanium upright omdat enkel de vorm en plaatsing t.o.v. andere onderdelen van belang is. We verwachten dat het titanium model uiteindelijk minder volume heeft omdat titanium een hogere sterkte heeft.



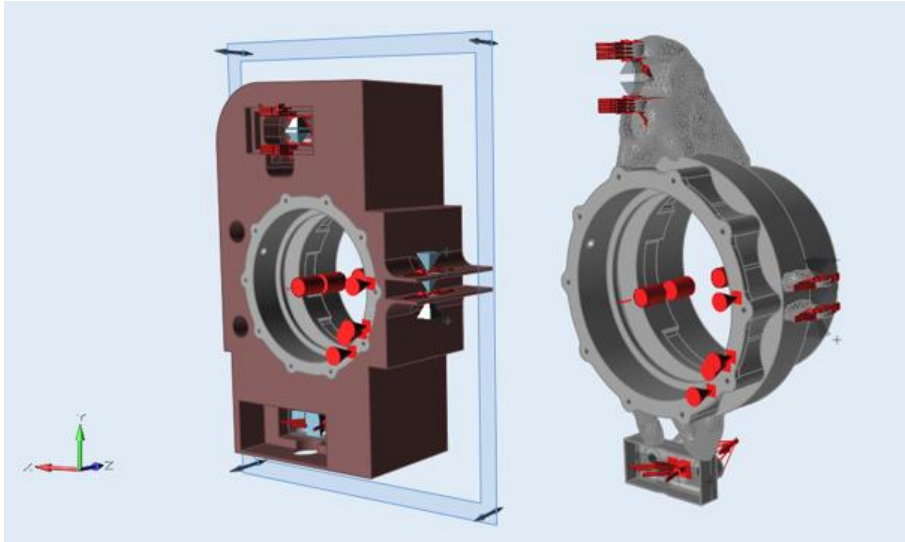
Figuur 13: a) Clean model van achterste upright b) Gaten voor verbinding van ophanging

Voor het ontwerp van de topologische geoptimaliseerde upright volgen we onderstaand schema. De upright die uit aluminium wordt gefreesd volgt het blauwe parcours met de rode omweg. Het topologisch optimaliseren van een titanium-geprint stuk volgt enkel het blauwe parcours uit Figuur 14.



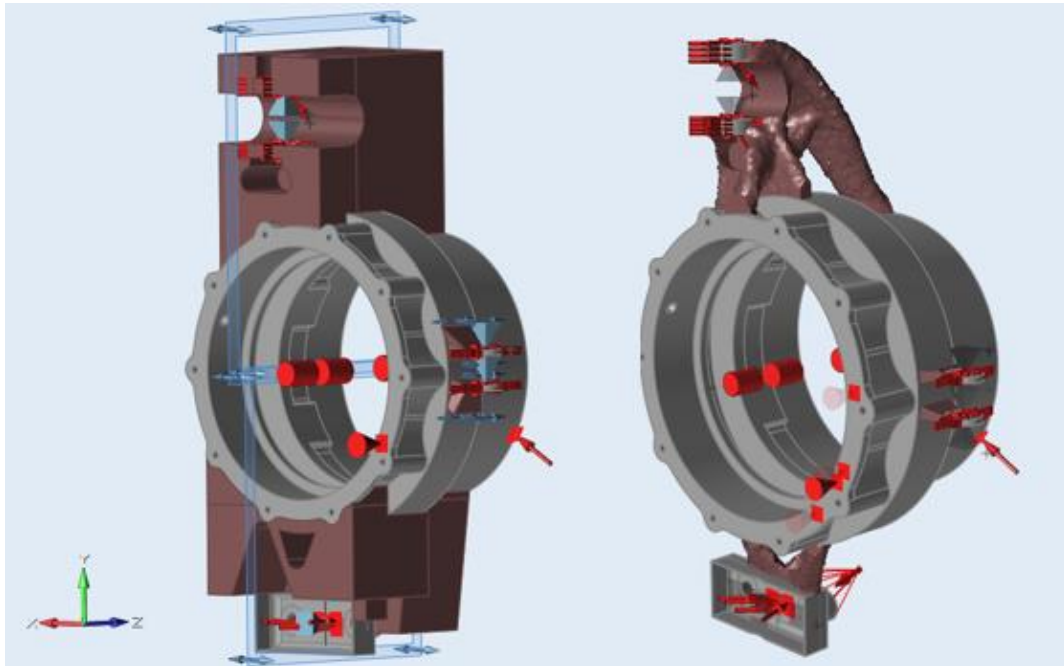
Figuur 14: Ontwerpproces voor topologische optimalisatie. Het blauwe parcours is voor het topologisch optimaliseren van een stuk dat 3D-geprint wordt. Het parcours dat ook de rode omweg volgt is als men een stuk optimaliseert om gefreesd te worden vanuit 2 richtingen.

In Figuur 15 is links de *clean model* van de upright voor de eerste freesrichting getoond. De blauwe rechthoek geeft het normaalvlak aan van de richting waarin gefreesd wordt. Rechts van de figuur is de uitkomst van de eerste optimalisatie te zien.



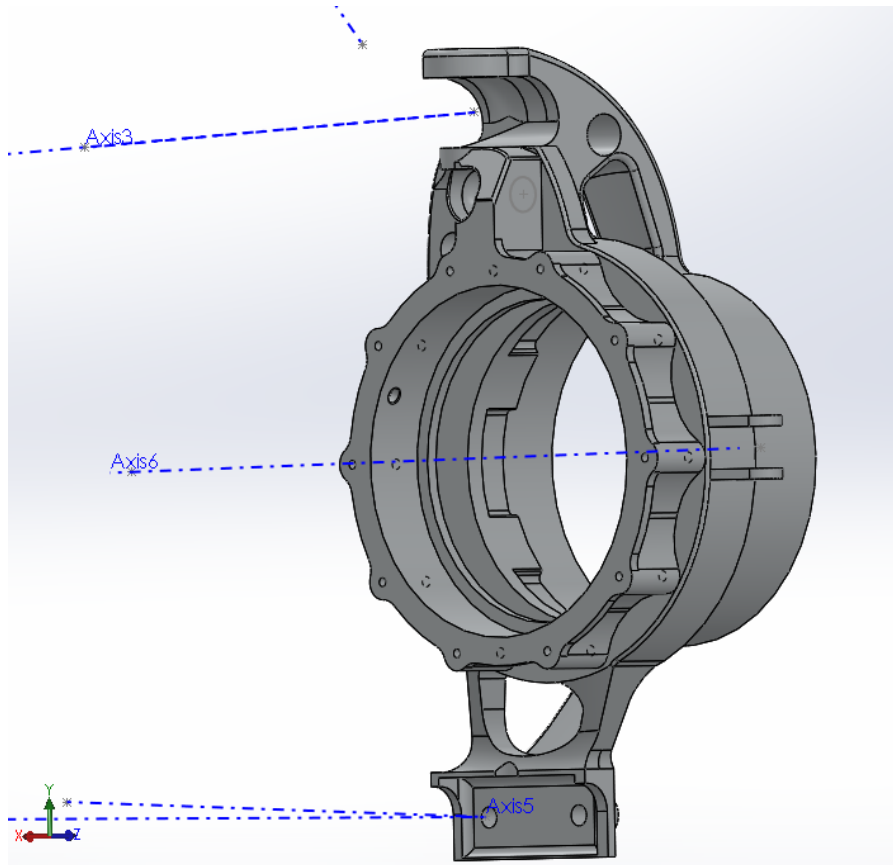
Figuur 15: Links: *clean model* waarop eerste freesrichting is aangegeven. Rechts: Resultaat van eerste topologische optimalisatie.

Nadat men een optimalisatie heeft uitgevoerd waarbij enkel volgens de Z-richting gefreesd kan worden maken we een nieuw *clean model* dat geoptimaliseerd zal worden waarbij enkel volgens de X-as gefreesd zal worden. Dit *clean model* is een sterk vereenvoudigde weergave van de vorige optimalisatie. Dit opdat de tweede optimalisatie nog zoveel mogelijk vrijheid heeft en efficiënter te werk kan gaan. In Figuur 16 is links de tweede *clean model* te zien dat rekening houdt met de eerste optimalisatie. Men ziet duidelijk de twee driehoekige uitsparingen aan de onderkant van het model. Rechts staat de uitkomst van de optimalisatie in de X-richting. Er zijn duidelijk overeenkomsten tussen de eerste en de tweede optimalisatie. De afschuining aan de bovenkant van de upright valt het meeste op. Daarnaast kan men zien dat bij de tweede optimalisatie gaten zijn gemaakt die in de eerste niet gemaakt konden worden en de tweede optimalisatie dus wel degelijk een extra gewichtsbesparing met zich meebrengt.



Figuur 16: Links clean model voor optimalisatie volgens de X-richting. Rechts: Uitkomst van de tweede optimalisatie.

Het resultaat van de tweede optimalisatie kan echter niet zomaar gefreesd worden. Bij het ontwerpen van een te frezen stuk moet men met meer rekening houden dan enkel de freesrichtingen. Zo moet men onder andere de minimale freesdiameter en maximale freesdiepte in het achterhoofd houden. Daarnaast is het stuk zeer complex en zou het enorm veel tijd vergen om dit te programmeren in CNC. Daarom gaan we de uitkomst van de topologische optimalisatie nog eens overtekenen in SolidWorks. Hierna tekenen we het stuk na rekening houdende met het bovenstaande. Daarnaast wordt het model ook nagerekend om maximale spanning en maximale uitwijking te vergelijken met het parametrisch geoptimaliseerd stuk. In Figuur 17 staat de uiteindelijke upright. De technische tekening staat in Bijlage B; Upright RR Topo. Deze weegt 627 gram, dit is een vermindering van 64 gram of 9,2% ten opzichte van de parametrisch geoptimaliseerde upright. Deze massa zou waarschijnlijk nog verder verlaagd kunnen worden indien men nog een parametrische optimalisatie op dit stuk zou uitvoeren. Dit zou echter de vergelijking die we willen maken van parametrisch t.o.v. topologisch, veranderen naar parametrisch t.o.v. topologisch + parametrisch. In deze masterproef onderzoeken we echter of topologische optimalisatie een massavermindering kan brengen t.o.v. parametrische optimalisatie.



Figuur 17: Topologisch geoptimaliseerde upright overgetekend in Solidworks.

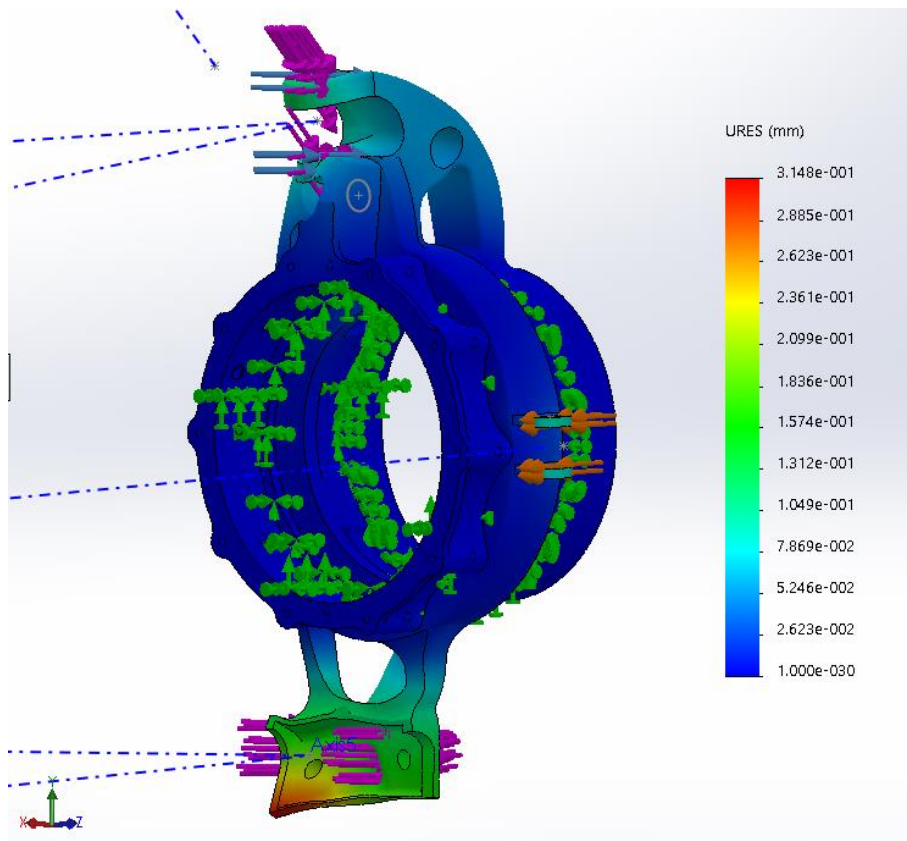
3.2.3. Resultaten van aluminium gefreesde upright

Op deze upright worden dezelfde krachten aangelegd als op de parametrisch geoptimaliseerde upright. In onderstaande tabel staan de maximale spanningen en maximale uitwijking van de topologisch geoptimaliseerde upright.

Tabel 7: Von mises spanningen en vervorming van topologisch geoptimaliseerde upright uit aluminium.

Belastingsgeval	Maximale VM-spanning (MPa)	Maximale vervorming (mm)
Acceleratie + buitenkant bocht + bump	314	0,315
Rem+ buitenkant bocht + bump	235	0,161
Acceleratie + bump	316	0,250
Rem + bump	195	0,149
Remmen	164	0,167
Acceleratie + binnenkant bocht + bump	165	0,161
Bump	91	0,096
Buitenkant bocht	156	0,171
Acceleratie+ buitenkant bocht	156	0,170
Acceleratie	150	0,167
Binnenkant bocht	123	0,113
Acceleratie + binnenkant bocht	156	0,176

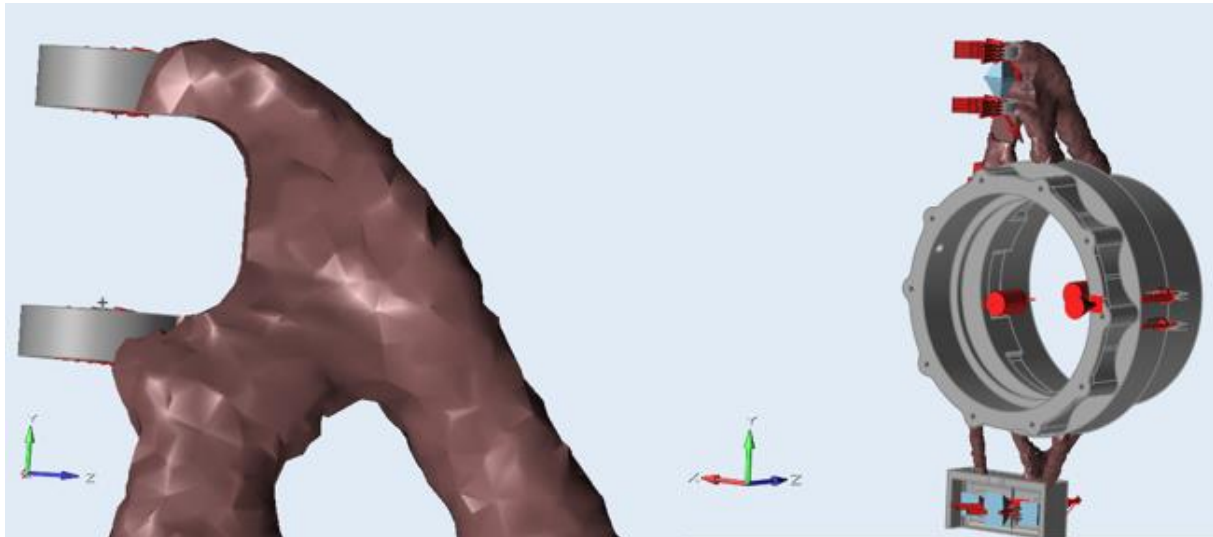
De maximale spanning ligt onder de maximaal toelaatbare spanning van 336 Mpa en is zelfs een beetje lager dan de maximale spanning van 328 Mpa van de parametrische optimalisatie. Ook hier is de vervorming een beetje groter dan 0,3 mm, maar gezien de plaats waar deze vervorming optreedt achten we deze vervorming acceptabel. In Figuur 18 is te zien hoe de topologische geoptimaliseerde upright uit aluminium vervormt.



Figuur 18: Vervorming bij accelereren, buitenkant bocht en bump van de topologisch geoptimaliseerd upright uit aluminium.

3.2.4. Ontwerpmethode van titanium geprinte upright

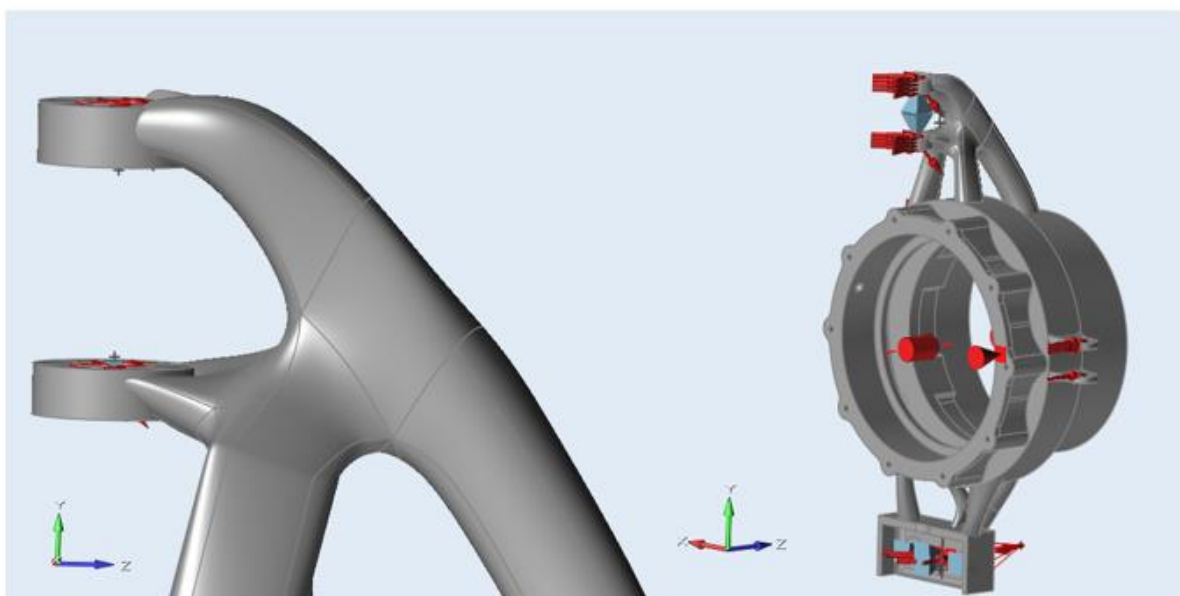
De topologisch geoptimaliseerde upright uit titanium is ontworpen om 3D-geprint te worden met behulp van *selective laser sintering*. Voor dit ontwerp beginnen we ook weer met het definiëren van het *design domain* en *non-design domain*. Deze zijn dezelfde als bij het topologisch optimaliseren van de aluminium upright. Vervolgens worden de verschillende belastinggevallen aangeduid. En tenslotte geeft men aan wat de maximale uitwijking mag zijn van het stuk. De optimalisatie is volledig vrij binnen het *design domain*, en houdt dus geen rekening met freesrichtingen. Dit zou een stuk moeten geven waarvan de materiaalverdeling optimaler is.



Figuur 19: Links: Close-up van oppervlak. Rechts: Optimalisatie van upright voor 3Dprinting

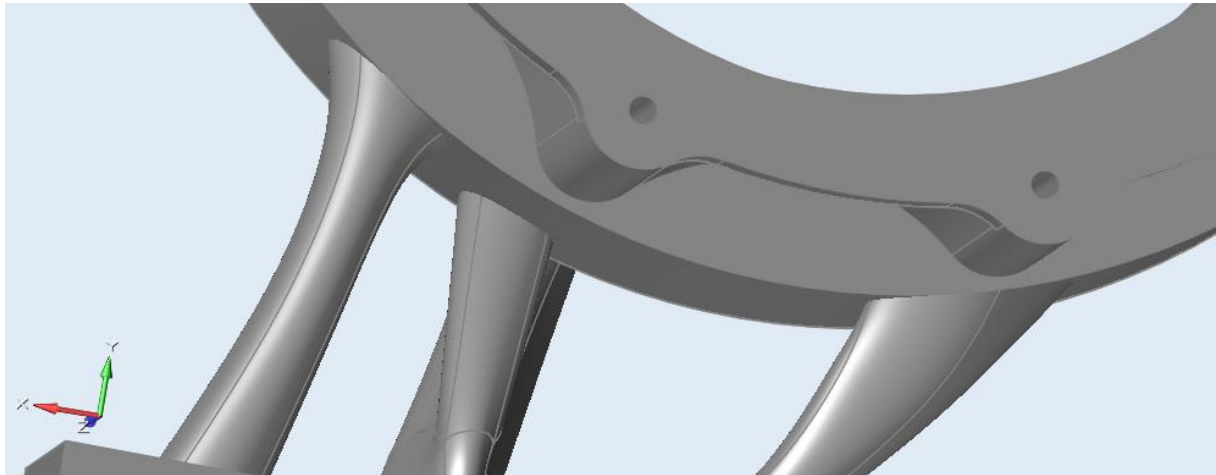
Na de optimalisatie in INSPIRE werd het stuk rechts in Figuur 19 bekomen. Het is zichtbaar dat dit stuk echter een zeer ruw oppervlak heeft (Figuur 19 links). Dit zijn de discrete elementen die tijdens de optimalisatie gebruikt worden.

De volgende stap is om het oppervlak van de optimalisatie meer effen te maken. Hiervoor heeft INSPIRE een handige functie, namelijk de Polynurbs functie. Hiermee kan redelijk gemakkelijk de geoptimaliseerde vorm nageemaakt worden door kokers te maken die de vorm van de oplossing volgen. Verder is deze gladde vorm ook nodig om het model na te rekenen in Solidworks. De ruwe oplossing kan weliswaar geëxporteerd worden, maar Solidworks kan geen degelijke mesh maken die het oppervlak goed volgt tenzij een extreem kleine meshgrootte gekozen wordt. Het resultaat hiervan is te zien in Figuur 20. Niet elke vorm uit de oplossing werd exact gevolgd omdat de Polynurbs functie de vormen benadert en geen scherpe hoeken kan maken.



Figuur 20: Polynurbs model van topologisch geoptimaliseerd upright.

Uit de Solidworks simulaties blijkt dat er nog spanningspieken voorkomen in het model. Deze waren er vooral op plekken waar de Polynurbs de tandwielkast penetreerde. Hiervoor werd op deze plekken voor een minder scherpe overgang gezorgd. Deze zijn te zien in Figuur 21. De technische tekening staat in Bijlage C: Upright RR Titanium.



Figuur 21: Aanpassing om spanningspieken te voorkomen.

3.2.5. Resultaat van titanium geprinte upright

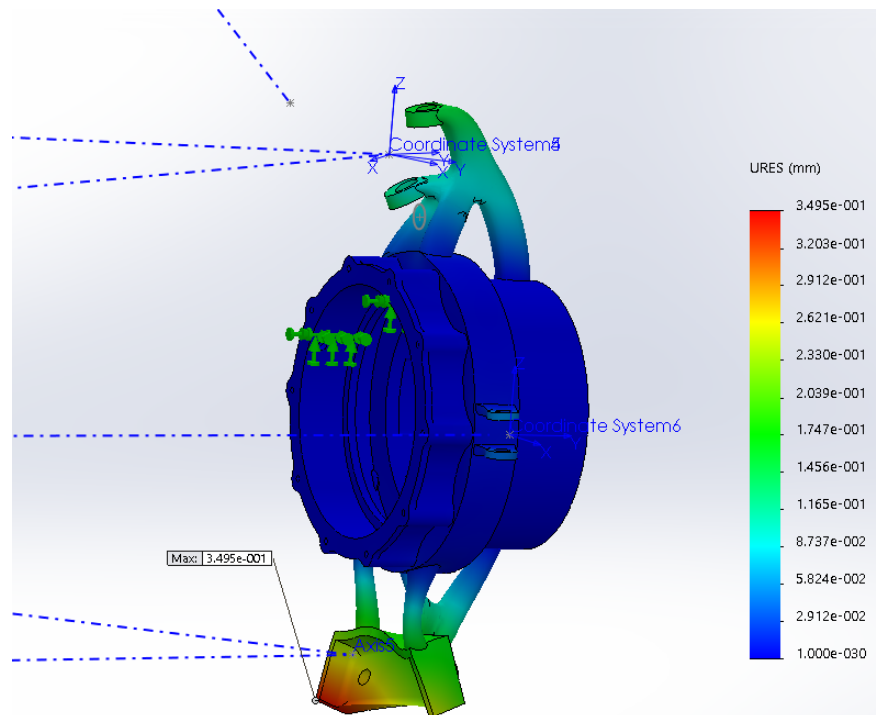
Het uiteindelijke resultaat van de Topologisch geoptimaliseerd upright die 3D-geprint wordt uit Titanium Gr5 staan in de onderstaande tabel. De maximale spanning die in het materiaal mag optreden om een veiligheidsfactor van 1,5 te hebben is 573 Mpa.

Tabel 8: Von mises spanningen en vervorming van topologisch geoptimaliseerde upright uit Titanium Gr5.

Belastingsgeval	Maximale VM-spanning (MPa)	Maximale vervorming (mm)
Acceleratie + Buitenkant bocht + Bump	451	0,350
Rem+ Buitenkant bocht + Bump	345	0,297
Acceleratie + Bump	343	0,277
Rem + Bump	540	0,215
Remmen	434	0,176
Acceleratie + Binnenkant bocht + Bump	210	0,176
Bump	195	0,137
Buitenkant bocht	139	0,113
Acceleratie+ buitenkant bocht	236	0,193
Acceleratie	208	0,182
Binnenkant bocht	141	0,155
Acceleratie + Binnenkant bocht	225	0,192

De uiteindelijke massa van de titanium upright bedraagt 812 gram.

We kunnen opmerken dat de maximale spanning redelijk laag ligt na het weghalen van alle spanningspieken. De grootste uitwijking daarentegen is een beetje te groot maar omdat er nog een bracket aan de upright bevestigd zou worden, mag men ervan uitgaan dat het in het echt niet zoveel vervormd. In onderstaande figuur wordt de vervorming weergegeven voor het belastingsgeval Acceleratie + buitenkant bocht + bump.



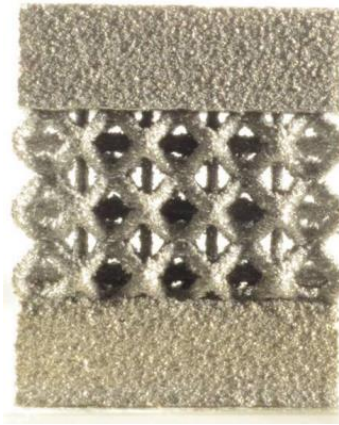
Figuur 22: Vervorming van titanium upright bij zwaarste belastingsgeval

3.3. Conclusie

Met een massa vermindering van bijna 10% blijkt topologische optimalisatie voor een aluminium stuk zeker de moeite waard, zeker als men hierop nog eens een parametrische optimalisatie zou uitvoeren.

De topologische optimalisatie voor een Titanium upright zorgt in dit geval echter voor een toename van 18,5% in gewicht ondanks de grotere specifieke sterkte en geen beperkingen op vlak van freesrichtingen. Dit is ongetwijfeld te wijten aan het grote volume van de tandwielkast dat vast ligt. Dit volume brengt veel massa met zich mee zonder echt veel bij te dragen aan de sterkte van het stuk. Aangezien de tandwielkast al zo klein wordt gemaakt als mogelijk is valt hier niet veel aan te veranderen. Er zou eventueel voor geopteerd kunnen worden om de wand van de tandwielkast hol te maken en een structuur te voorzien die binnen en buitenwand gescheiden houdt. Zo een structuur is te zien in Figuur 23.

Eventueel kan er ook gezocht worden naar een ander materiaal met een hoge specifieke sterkte, maar ook met een redelijk lage dichtheid.



Figuur 23: BCC microstructuur om binnen en buitenwand gescheiden te houden. [21]

4. Optimalisatie van de remschijf

Het tweede deel van deze thesis beschouwt het optimaliseren van de remschijf van een elektrische Formula Student wagen. Een elektrische Formula Student wagen zal men zoals elke elektrische wagen liefst regeneratief laten afremmen. Regeneratief afremmen doen we door de motoren als generatoren te schakelen en zo de kinetische energie van de wagen terug om te vormen tot elektrische energie in de batterij. Regeneratief remmen zorgt er dus voor dat het batterijpakket minder capaciteit moet hebben om de volledige endurance race van ongeveer 20 km uit te rijden, hetgeen voor een gewichtsbesparing zorgt. Daarnaast kan het remvermogen van elk wiel d.m.v. *torque vectoring* precies geregeld worden opdat de maximale grip van elk wiel benut wordt.

Volgens het regelboek van Formula Student moet de wagen echter de vier wielen kunnen blokkeren zonder gebruik te maken van het elektrisch systeem [11]. Daarnaast wordt het maximale geregenereerd remvermogen beperkt door de cellen van het batterijpakket. Volgens de datasheet kunnen deze cellen een piekloadstroom van maximaal 26,2 Ampère gedurende maximaal één seconde aan [12]. Na de nodige conversies heeft het elektronicedepartement bepaald dat het maximale remvermogen 40% van het totale motorvermogen gedurende één seconde is. Dit betekent dat de remschijf deze energie moet opvangen indien er meer dan dit moet worden afgeremd. Rijsimulaties en ervaring van vorige jaren geven aan dat er zelden meer dan dit wordt geremd tijdens het rijden. Vorige jaren werd de remschijf uit AISI 4340 gemaakt omdat dit materiaal gemakkelijk te verkrijgen was en voldeed aan de eisen qua maximale temperatuur en sterkte. Deze schijf is echter redelijk zwaar en er is zeker ruimte voor verbetering.

De remschijf lichter maken heeft op drie vlakken een positieve impact. Uiteraard wordt de gehele massa van de wagen verlaagd. Daarnaast is de remschijf ook onderdeel van de onafgeveerde massa, hetgeen de dynamiek van de wagen bepaalt. En ten slotte draait de remschijf mee met het wiel, de versnellingsbak en de motor. Een lichte remschijf zal er dus ook voor zorgen dat het traagheidsmoment van de aandrijflijn lager ligt waardoor de motor minder vermogen steekt in het accelereren van de aandrijflijn en meer vermogen steekt in het accelereren van de wagen.

Om de remschijf lichter te maken gaan we eerst op zoek naar een materiaal met een hoge warmtecapaciteit, een voldoende hoge sterkte en stijfheid zelfs op hoge temperaturen en een hoge weerstand tegen slijtage ten gevolge van wrijving tussen remschijf en remblok.

4.1. Materiaalselectie

Met behulp van de programma CES Edupack is een materiaalselectie uitgevoerd. We gaan op zoek naar een materiaal dat een zo licht mogelijke remschijf geeft. Hiervoor moeten we een materiaal zoeken dat niet alleen stevig is maar ook moet de remschijf een zo groot mogelijke warmtecapaciteit hebben om de maximale temperatuur te beperken. Een te hoge temperatuur leidt tot *brake fade*.

Rekening houdend met het kookpunt van de remvloeistof (323 °C) en ervaring van vorige jaren stellen we daarom dat de temperatuur van de remschijf maximaal 300 graden mag stijgen na één noodstop vanaf 100 km/h waarbij alle kinetische energie wordt omgezet naar thermische energie in de remschijven.

Eerst wordt de totale kinetische energie van de wagen berekend.

$$E_k = \frac{(27,78m/s)^2 \cdot 260 Kg}{2} = 100KJ \quad (32)$$

De energie die door de voorste remschijven wordt opgenomen is bepaald door de rembalans tussen voor en achter. De rembalans geeft de verhouding aan van de drukken tussen de voorste en achterste remleiding. De instelling hiervan is afhankelijk van de gewichtsverplaatsing tijdens het remmen, maar kan ook aangepast worden naargelang de voorkeur van de piloot. De rembalans van de nieuwe wagen is 65 voor en 35 achter.

$$E_{kvoor} = 100KJ \cdot 0,65 = 65 KJ \quad (33)$$

Een voorste remschijf moet dus een energie van:

$$E_{kvoor1} = \frac{65KJ}{2} = 32,5 KJ \quad (34)$$

kunnen opvangen en maximaal 300 graden stijgen in temperatuur.

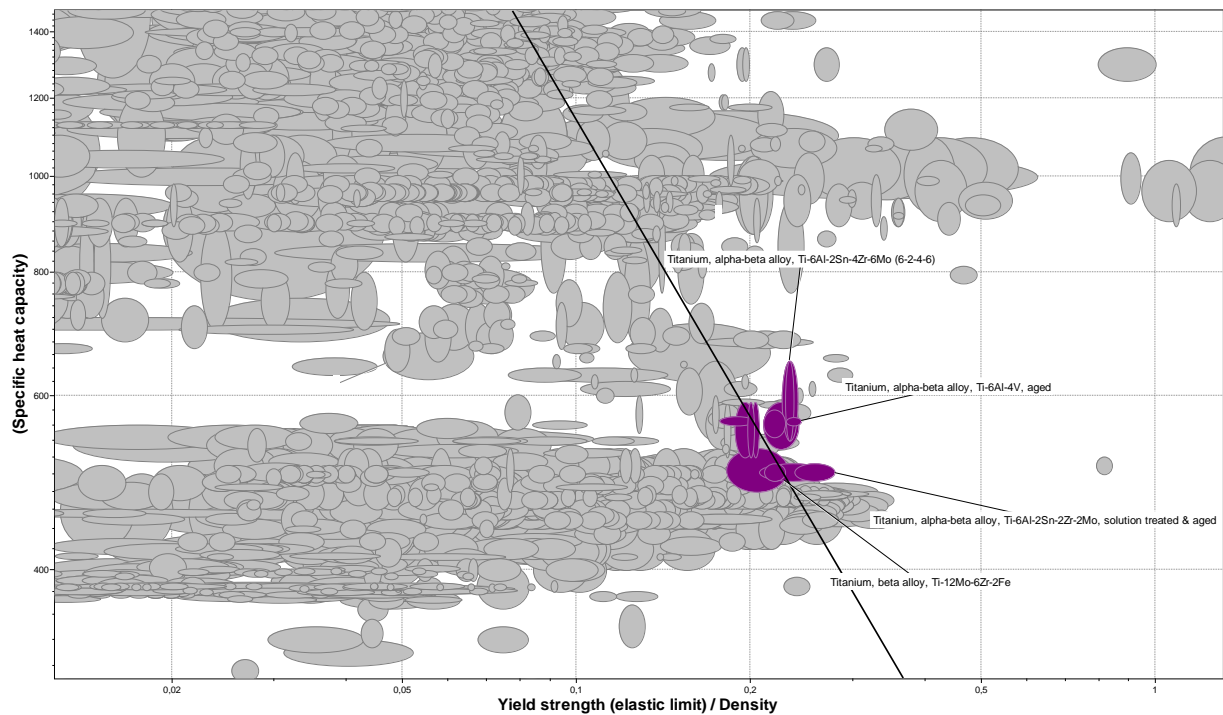
Daarnaast moeten we ook zeker zijn dat de remschijf sterk genoeg is om niet te breken of te veel te vervormen, zelfs bij hoge temperaturen. Het materiaal moet zeker temperaturen van 400 °C weerstaan. Het zou kunnen dat de remschijven een hogere temperatuur dan dit bereiken maar dat vormt geen probleem. Over deze maximale gebruikstemperatuur zegt CES immers het volgende: *Highest temperature at which material can be used for an extended period without significant problems, such as oxidation, chemical change, excessive creep, loss of strength, or other primary property for which the material is normally used.* [13] Deze temperatuur is de temperatuur die het materiaal aan kan gedurende lange periodes. De remschijven zullen echter niet gedurende lange periodes op hoge temperatuur belast worden.

Ook de corrosiebestendigheid is belangrijk en uiteraard moet het materiaal onbrandbaar zijn. Om de kostprijs binnen budget te houden geven we een maximale prijs per kg van 100 €/kg op. Daarnaast wordt er ook nog aangegeven dat het materiaal slijtvast moet zijn. We laten echter de optie voor een eventuele oppervlaktebehandeling om een hoge slijtvastheid te open.

Na deze eerste filtering blijkt dat enkel metalen en legeringen in de selectie overblijven.

Om hieruit het beste materiaal te kiezen gaan we op zoek naar een materiaal dat zowel een hoge warmtecapaciteit heeft als een hoge specifieke sterkte. Dankzij een materiaal met een hoge warmtecapaciteit zal de temperatuur toename tijdens het remmen beperkt blijven. Dankzij de hoge specifieke sterkte zal de remschijf weinig massa moeten hebben om toch stevig genoeg te zijn.

De beste materialen om een remschijf te maken zijn titaniumlegeringen. Dit is te zien in Figuur 24. Om een uiteindelijke keuze te maken wordt rekening gehouden met de beschikbaarheid van het materiaal, de uiteindelijke warmtecapaciteit die liefst zo hoog mogelijk is, en de maximale gebruikstemperatuur die ook best zo hoog mogelijk is. Daarnaast bleek uit verschillende bronnen dat titanium als materiaal voor een remschijf kan dienen [14] [15] [16] [17]. De belangrijkste reden om titanium remschijven te maken is het verminderen van de massa. De specifieke legering die meestal gebruikt wordt hiervoor is titanium grade 5 ook Ti-6Al-4V genoemd. Deze legering is de meest voorkomende titanium legering en is redelijk eenvoudig te verkrijgen zelfs in kleine hoeveelheden. In Tabel 9 staan de materiaaleigenschappen die van belang zijn voor het ontwerp van een remschijf.



Figuur 24: specifieke warmtecapaciteit vs specifieke sterkte

Uit onderzoek blijkt dat titanium geen hoge abrasieweerstand heeft. Hierdoor zouden de remschijven snel slijten. Een oplossing hiervoor is dat een warmtebehandeling wordt uitgevoerd.

Tabel 9: Eigenschappen van Ti-6Al-4V

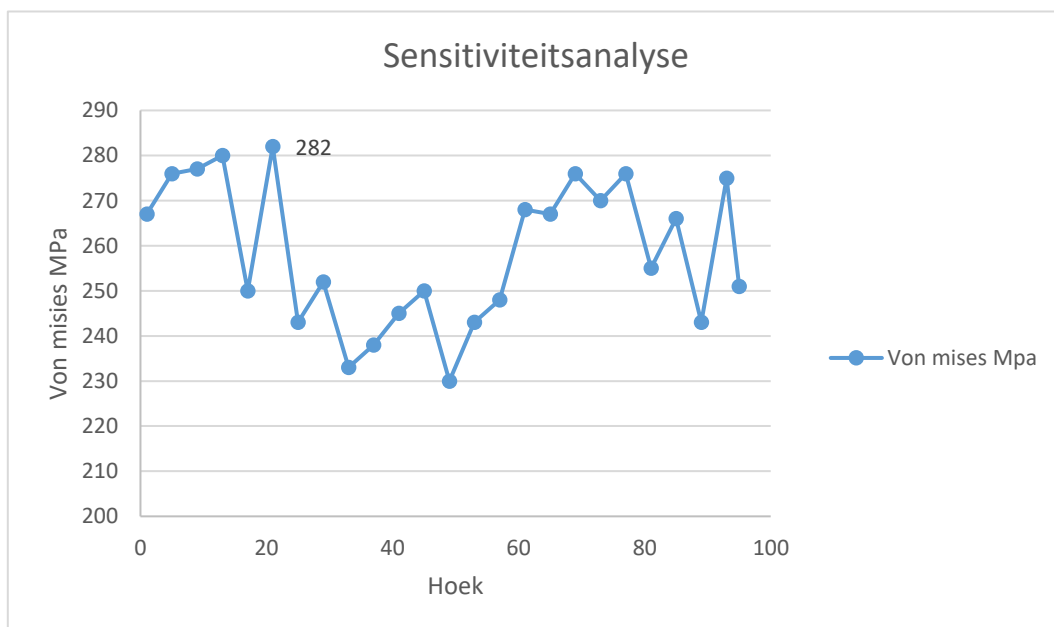
Elasticiteitsmodulus (N/m ²)	$1,1 \times 10^{11}$
Massa dichtheid (kg/m ³)	$4,41 \times 10^3$
Treksterkte (MPa)	1073
0,2% rekgrens (MPa)	1034
Specifieke warmte capaciteit (J/Kg.K)	560
Maximale gebruikstemperatuur (°C)	400

4.2. Geometrie van de remschijf

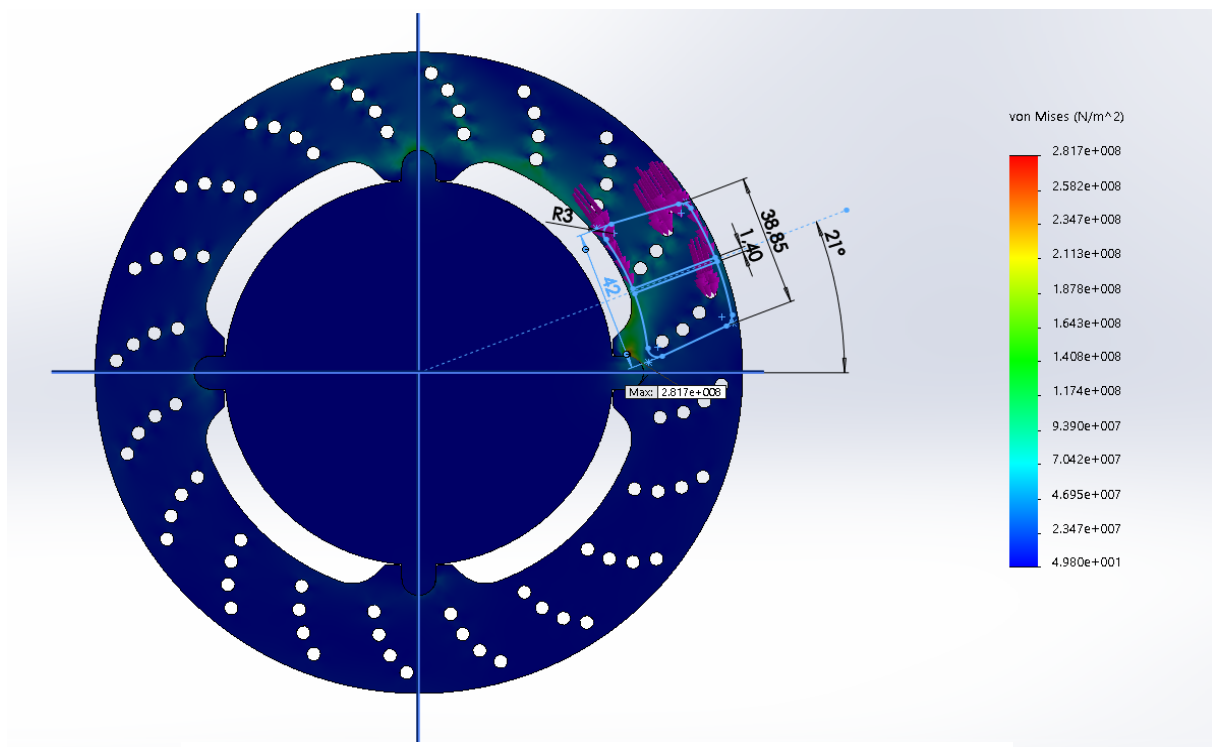
Bij het ontwerpen van de remschijf is het vooral belangrijk om ervoor te zorgen dat zowel de maximale spanning als de maximale temperatuur beperkt blijven. Er wordt dus zowel een statische krachtenanalyse uitgevoerd als een thermische analyse. Andere aspecten waarmee rekening gehouden moet worden zijn de maximale buitenafmetingen. Deze worden bepaald door de remklauw en de plaatsing ervan ten opzichte van de wielas. De remklauw laat een maximale schijfdikte van 4 mm toe [18] en door de plaatsing ervan is de maximale diameter 190 mm. Er worden gaten in de remschijf gemaakt die ervoor zorgen dat het oppervlak van de remblokken zich kan ontdoen van remstof en de eventuele gaslaag. Bovendien zullen deze gaten voor een betere koeling zorgen doordat het convectieoppervlak vergroot. De remschijven worden aan de wielnaaf bevestigd volgens het zwevend rotor principe. Dit zorgt ervoor dat de remschijf een beetje speling heeft in de radiale en axiale richting.

Door deze speling blijven de thermische spanningen te wijten aan het opwarmen en afkoelen beperkt. De speling maakt het simuleren van de remschijf echter wat complexer. Daarom wordt de krachtenanalyse uitgevoerd in een assembly waarbij de geometrie van de wielnaaf sterk wordt versimpeld om het rekenwerk te verlichten. In de simulatie wordt de wielnaaf vastgezet en op de remschijf wordt het remkoppel aangelegd op een vlak dat dezelfde vorm heeft als het remblok.

De maximale longitudinale kracht op de banden is 1995 N vooraan en 564 N achteraan. Aangezien de banden een straal hebben van 235 mm ondervinden de voorwielen een afremmend koppel van 468 Nm en de achterwielen 135 Nm. We houden hier geen rekening met bump omdat dit zelden voorkomt en maar van zeer korte duur is. Om te weten welke positie het meest belastend is doen we een sensitiviteitsanalyse waarbij we de plaats van de remklauw over een kwart van de remschijf laten variëren. Het resultaat hiervan staat in Figuur 25. De hoogste spanning treedt op bij 21° en bedraagt 282 Mpa. Dit ligt ruim onder de rekgrens van 1034 Mpa. Uit Figuur 26 blijkt dat de maximale spanning optreedt op de plaats waar de remschijf tegen de wielnaaf drukt.



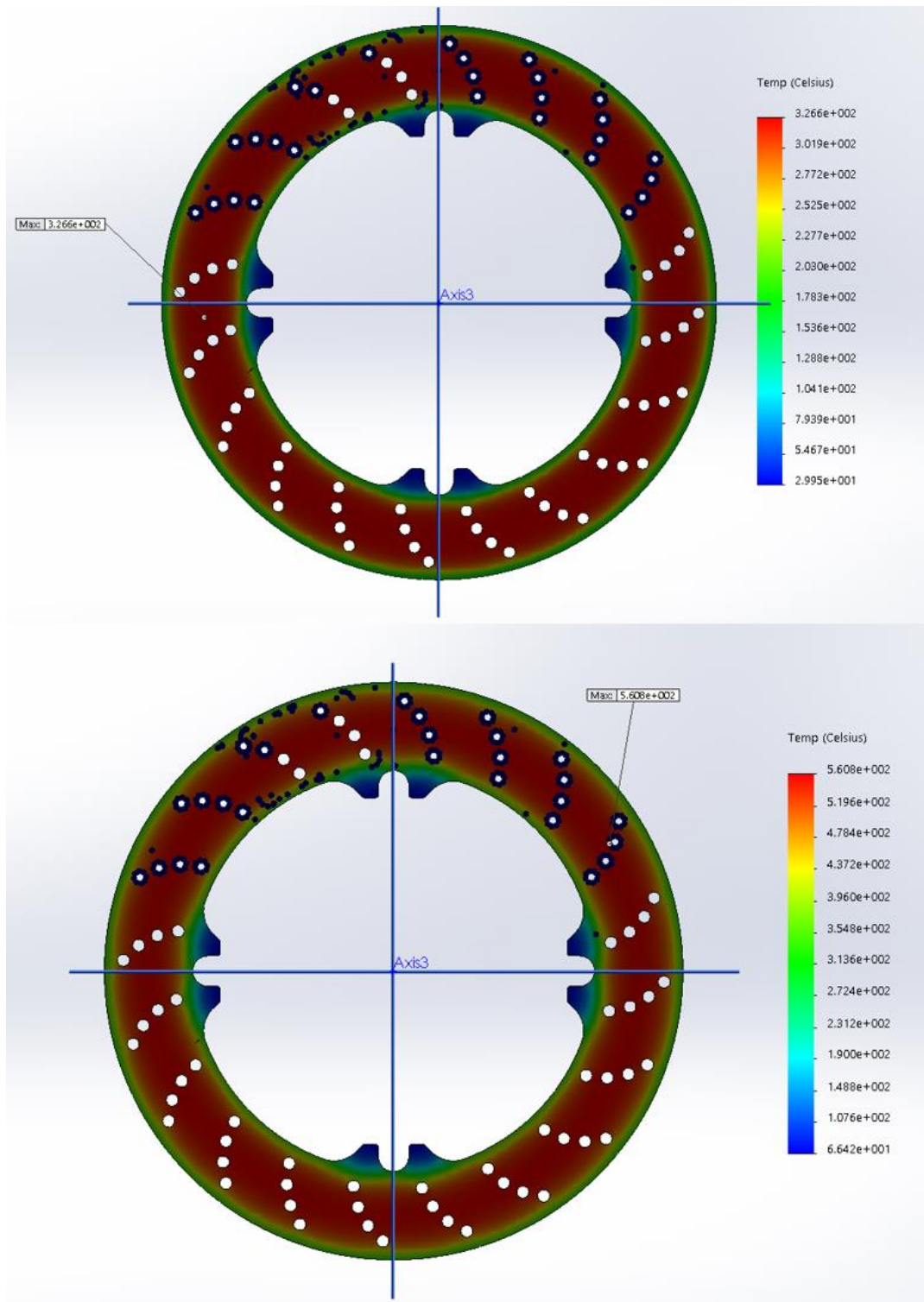
Figuur 25: Sensitiviteitsanalyse van de voorste remschijf



Figuur 26: Krachten simulatie van de voorste remschijf in meest belastende toestand

Uit vergelijking 34 blijkt dat de energie die door de voorste remschijf moet worden opgevangen 32,5 KJ is. Een noodstop van 100 km/h tot 0 duurt ongeveer 3 seconden. Dit komt neer op een vermogen van 10,83 kW. Deze leggen we aan op het volledige oppervlak waarover de remblok schuift. Als initiële en omgevingstemperatuur nemen we 27 °C. De gemiddelde convectiecoëfficiënt van de vrije oppervlakken bedraagt 50 W/m²K. Hoe deze waarde is bepaald staat hieronder in paragraaf 4.5-Testen.

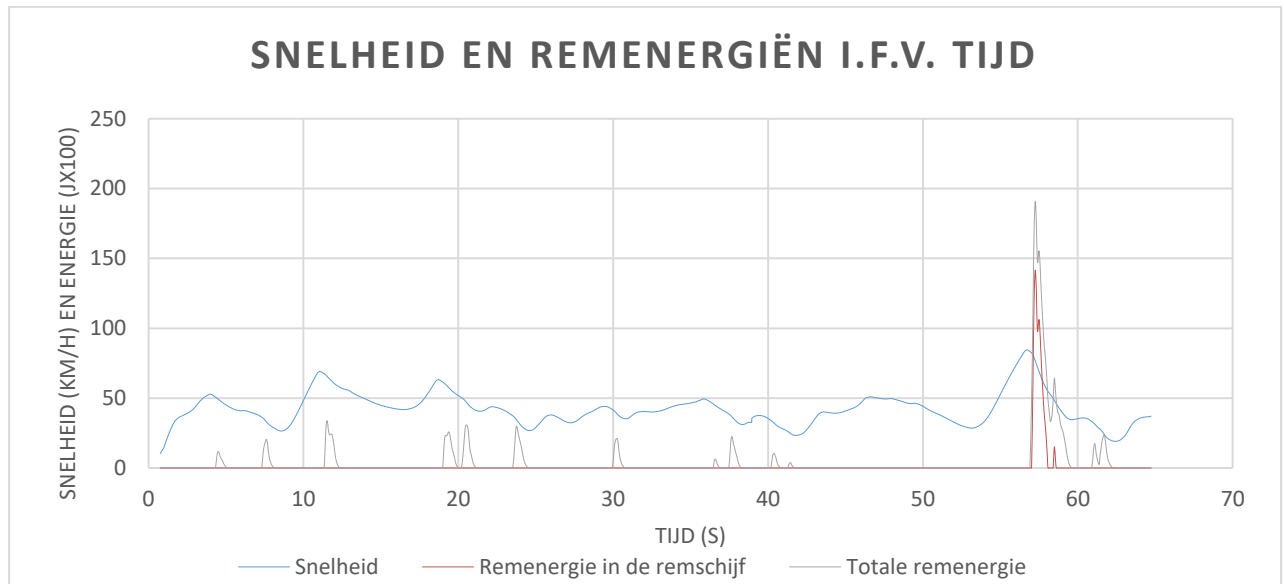
Zoals eerder vermeld is de remschijf zo gedimensioneerd dat de temperatuur toename na één noodstop maximaal 300°C bedraagt. In Figuur 27 is te zien hoe de warmte zich over de remschijf verdeelt na één noodstop in de bovenste figuur en na twee opeenvolgende noodstoppen met een tussenpauze van drie seconden. De temperatuur toename bedraagt na één noodstop net geen 300 graden. Na een tweede noodstop is de temperatuur maximaal 560 graden. Een tweede noodstop zou in praktijk echter nooit moeten voorkomen aangezien een echte noodstop enkel voorkomt indien het elektrisch systeem uitvalt. Indien het elektrisch systeem uitvalt zal de wagen ook niet terug versnellen.



Figuur 27: Temperatuur van voorste remschijf na a) één noodstop b) twee maal noodstop vanaf 100 km/h.

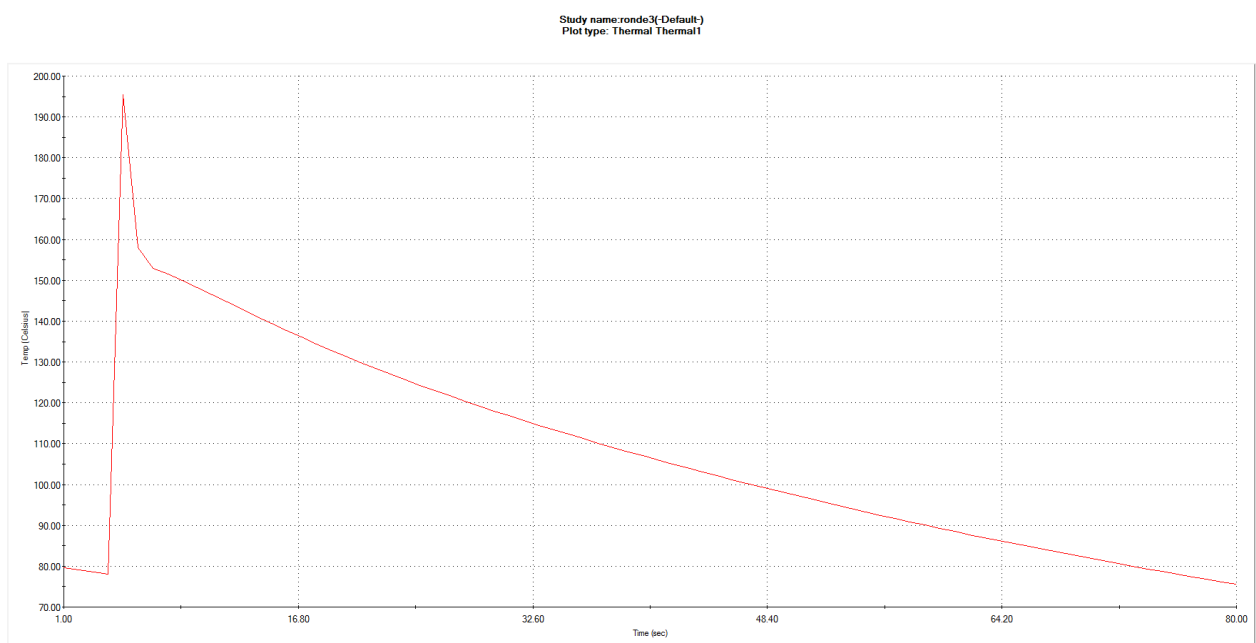
Zoals eerder vermeld worden de remmen niet enkel tijdens een noodstop gebruikt maar het kan ook voorkomen dat er tijdens het racen een zware remzone is waarbij de batterijcellen overbelast zouden worden door enkel regeneratief te remmen. Daarom werd ook een simulatie uitgevoerd van een rit op een *Formula student* circuit. Hiervoor werd in het rijsimulatie programma IPG Automotive een race op een typisch *Formula student* parcours gesimuleerd met een virtueel wagenmodel. Hieruit werden de remkoppels en de snelheid van elk wiel in functie van de tijd gehaald. Met het koppel en snelheid van elk wiel kan men de remenergie achterhalen.

Deze remenergie is echter de totale remenergie, eerst moest dus de energie die gerecupereerd kan worden hiervan worden afgetrokken zodat men enkel de energie overhoudt die in de remschijf gedissipeerd moet worden. In Figuur 28 staat een grafiek die het energieverloop aangeeft voor één ronde op het parcours van FSG in 2006. Er is maar één zware remzone waarin naast regeneratief remmen ook mechanisch geremd moet worden.



Figuur 28: Snelheid en remenergiën i.f.v. tijd voor een voorste remschijf.

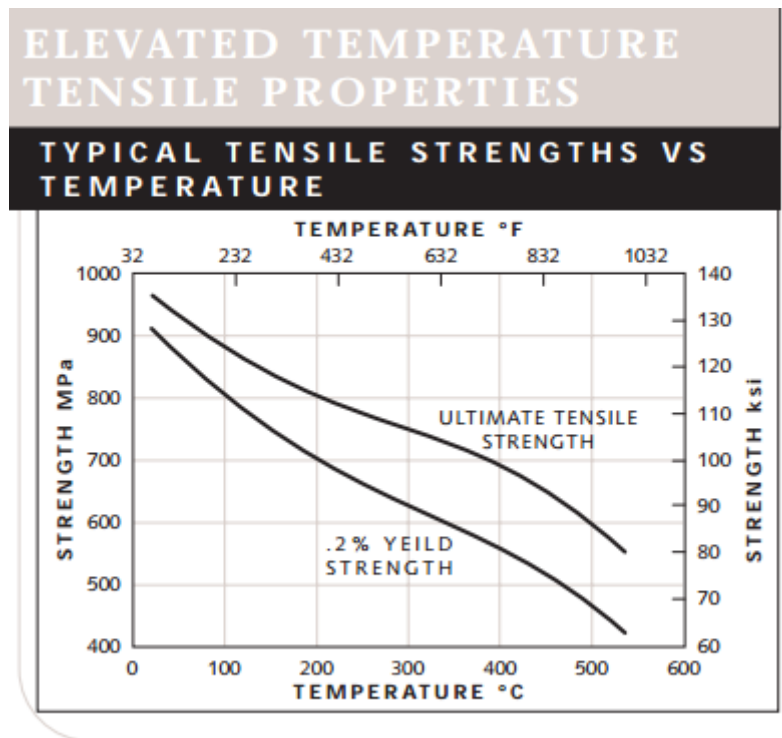
In Solidworks maken we dit energieverloop na om te kijken hoe de temperatuur tijdens een ronde varieert. Er werd een initiële temperatuur van 80 °C ingesteld omdat de remschijf nog niet volledig is afgekoeld van de vorige ronde. In de simulatie plaatsen we de remzone in het begin van de ronde omdat dit beter inzicht geeft in hoe de remschijf afkoelt. In Figuur 29 staat het temperatuurverloop afgebeeld. De initiële temperatuur van 80 °C is juist aangezien de temperatuur aan het einde van de ronde terug ongeveer 80 °C is.



Figuur 29: Temperatuur van de voorste remschijf tijdens één ronde

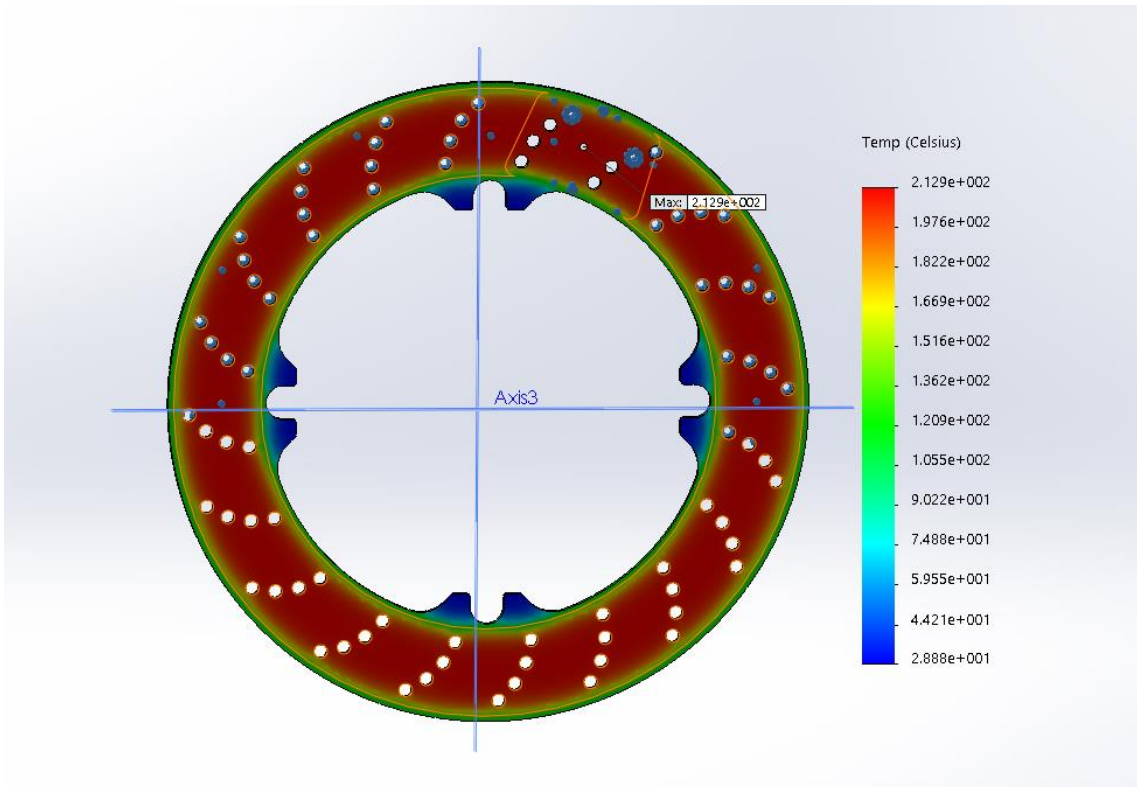
De hoogste temperatuur komt dus voor bij een remtest van 100 km/h.

Zelfs indien tijdens het racen het elektrisch systeem uitvalt op het moment dat de temperatuur van de remschijf de hoogst is (bijna 200°C) en er dus een noodstop moet worden uitgevoerd. Zal de temperatuur onder 500 °C blijven. We kunnen ook concluderen dat de remschijf meer dan stevig genoeg is. Volgens Figuur 30 heeft titanium zelfs bij 500°C nog steeds een sterkte die hoog genoeg is om een veiligheidsfactor van twee te garanderen.

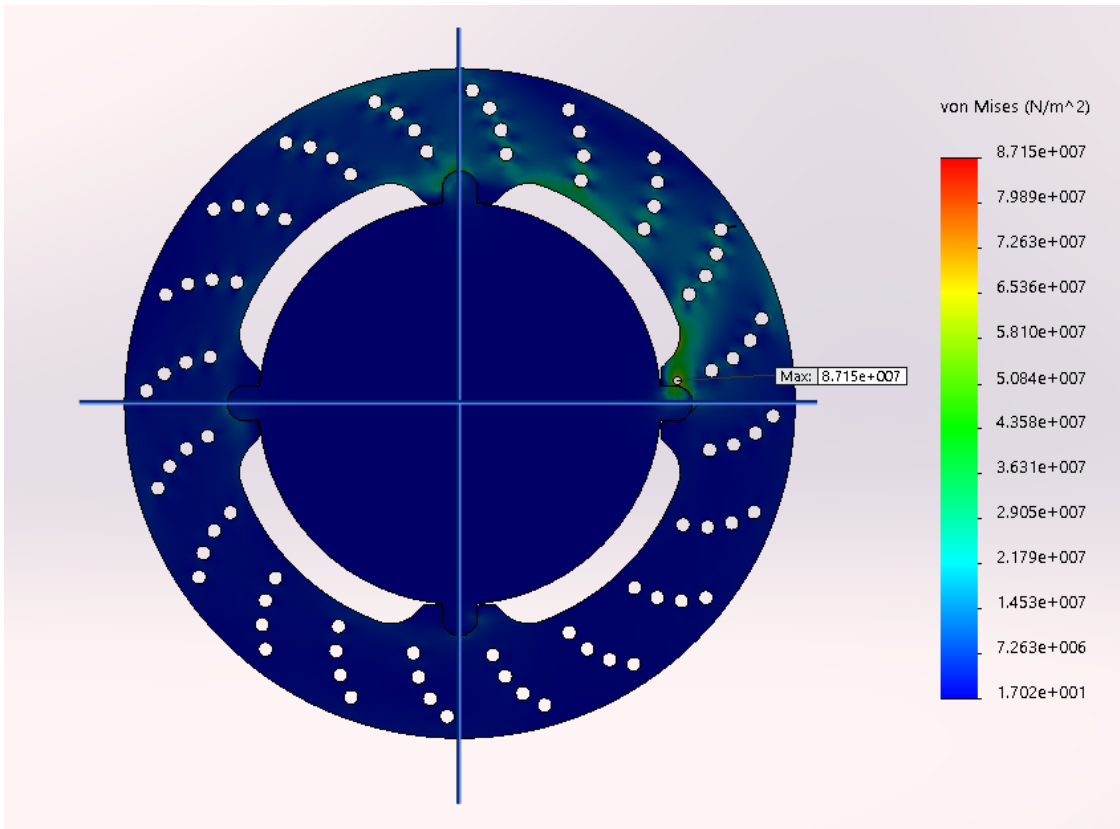


Figuur 30: minimale treksterkte in functie van temperatuur [22]

De dikte van de voorste remschijf is bepaald door de minimale warmtecapaciteit die de remschijf moet hebben. Deze is 4 mm. De achterste remschijf moet een kleiner remkoppel aankunnen en zal tijdens het rijden ook veel minder warmte moeten opvangen. Er werd hier gekozen voor een remschijf van 3 mm dik. Deze is ook zeker stevig genoeg en warmt niet meer dan 300°C op bij een noodstop. De resultaten van de simulaties staan in Figuur 31 en Figuur 32.



Figuur 31: Temperatuuroptoe na één noodstop vanaf 100 km/h van de achterste remschijf.



Figuur 32: Spanningsverloop van achterste remschijf.

4.3. Productie van de remschijf

De voorste en achterste remschijven werden respectievelijk uit een plaat van 4 en 3 mm vervaardigd. Vervolgens werden de remschijven met een hogedruk waterstraal uitgesneden. Er werd geopteerd voor waterstraal snijden i.p.v. laseren omdat de leverancier van het titanium er op wees dat bij diktes boven 3 mm, het titanium aan elkaar plakt. Vervolgens werden de remschijven met schuurpapier met een korrelgrootte van 400 vlakgeschuurd. De technische tekeningen van de voorste en de achterste remschijven zijn respectievelijk te vinden in Bijlage D: remschijf voor en Bijlage E: Remschijf achter.

4.4. Warmtebehandeling

Titanium 6Al-4V is in gewone toestand echter niet slijtvast. Verschillende oppervlaktebehandeling zijn mogelijk om deze slijtvastheid te verhogen. Deze kunnen bestaan uit een keramische coating, een titanium matrix coating of een poedercoating. De oppervlaktebehandeling die echter het beste effect heeft op zowel schuurweerstand als de wrijvingscoëfficiënt is een zuurstofdiffusie [14]. Bij een zuurstofdiffusie van titanium zal er zich aan het oppervlak een zeer harde laag TiO_2 vormen. Net onder deze TiO_2 laag zal de effectieve zuurstofdiffusie plaatsvinden. Om dit te doen plaatsvinden is een temperatuur van 600 tot 850° C nodig. Zoals te verwachten zal een hogere temperatuur ervoor zorgen dat de diffusie sneller een bepaalde diepte bereikt. Een hogere temperatuur zorgt er echter voor dat de zuurstofdiffusielaag minder uniform is en het kan zijn dat op sommige plekken de diffusielaag eerder lost dan op ander plekken. Er is daarom gekozen om een warmtebehandeling uit toe voeren bij een temperatuur van 625 °C gedurende 36 uur. Deze behandeling zorgt voor een uniforme diffusielaag van 10 μm met een oppervlaktehardheid van ongeveer 1000 HV [15].

4.4.1. Oppervlakte metingen

De warmtebehandeling beïnvloedt verschillende aspecten van het oppervlak. De voornaamste zijn de hardheid, ruwheid en uiteraard de diepte van de zuurstofdiffusielaag. Om de invloed van de duur van de warmtebehandeling te onderzoeken, vergelijken we de aspecten van stukken die 12, 24 en 36 uur op 625 °C behandeld zijn.

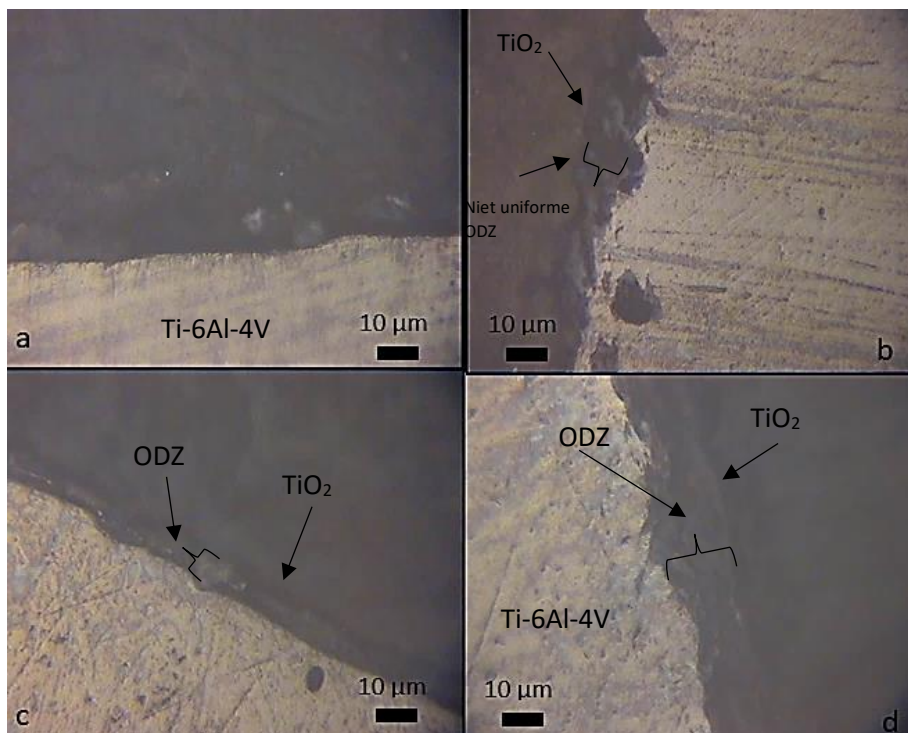
De oppervlakteruwheid is met een DIAVITE compact 2 gemeten. Voor de meetparameters L_t en L_c hebben we respectievelijk voor een meetlengte van 4.8 mm en een *sample* lengte van 0.8 mm gekozen. De vier metingen gebeurden ook telkens t.o.v. 45 ° van elkaar om zo eventuele oneffenheden ten gevolge van het warmwalsen zo veel mogelijk te beperken. Van deze vier metingen werd het gemiddelde genomen.

De hardheid werd gemeten in Vickers hardheid met een ZWICK ROELL ZHV 1 met een drukkracht van 1,961 KN. We meten de hardheid met een lage kracht omdat we enkel de hardheid van het oppervlak willen kennen en niet de hardheid van het onderliggende basismateriaal. Ook hier meten we telkens vier keer op verschillende plaatsten en nemen we het gemiddelde. Deze gemiddelde waardes staan in Tabel 10.

Tabel 10: Oppervlakteruwheid en Vickers hardheid van warmte behandeld titanium 6Al-4V

	Ra (μm)	HV _{0,2}
Voor	1,0175	394
12h	1,23	623
24h	0,86	713
36h	0,625	874

De oppervlakteruwheid mag niet te hoog zijn omdat dit ervoor zou zorgen dat de remblokken sneller slijten. Bovendien zal er bij een oppervlak met een lage ruwheid een beter (lees uniformer) contact zijn tussen het remblok en de remschijf. Een oppervlakteruwheid van 15 tot 80 μinch (0,381- 2,032 μm) is aangewezen. [19] De ruwheid van 0,625 μm die we meten op het oppervlak na de warmtebehandeling voldoet dus zeker aan deze voorwaarden. Opmerkelijk is dat de ruwheid tijdens de warmtebehandeling eerst stijgt en vervolgens daalt. Dit is te wijten aan het feit dat de diffusielaag na 12 uur op 625°C nog niet volledig gevormd is. Naarmate de diffusielaag groeit verdwijnen oneffenheden echter. Dit wordt bevestigd in Figuur 33 waarbij te zien is dat er voor de warmtebehandeling geen TiO₂-laag is, na 12 uur een zeer ruwe laag, en na 24 en 36 uur een vlakker wordende laag.



Figuur 33: Microstructuur van titanium a) voor warmtebehandeling b) na 12 uur c) na 24 uur d) na 36 uur

Ten slotte staan in Tabel 10: Oppervlakteruwheid en Vickers hardheid van warmte behandeld titanium 6Al-4V Tabel 10 ook nog de Vickers hardheden. Er valt op te merken dat er na 12 uur een grote toename van hardheid heeft plaatsgevonden. Na 36 uur is de hardheid 874, meer dan dubbel zo hard als die van het basismateriaal.

4.5. Testen

Er werden ook nog remtesten uitgevoerd om te weten hoe groot de warmte convectiecoëfficiënt van de remschijf is en hoe deze varieert in functie van de snelheid. Daarnaast werd ook gemeten hoe de temperatuur van de remschijf toenam bij een noodstop. Dit om na te gaan of alle kinetische energie ook effectief door de remschijf wordt opgenomen of dat er verliezen zijn (luchtweerstand, lagers, rolweerstand van de banden) die een significante impact hebben op de energie die de remschijven moeten kunnen opvangen.

Deze testen werden uitgevoerd met Umicore Isaac. De testen uitvoeren met de nieuwe titanium remschijven was niet mogelijk wegens tijdsgebrek. De convectiecoëfficiënt die we zoeken is echter niet afhankelijk van het materiaal maar wel van de stroming van de lucht langs de remschijf. De wagen waarmee de testen worden uitgevoerd heeft stalen remschijven uit AISI 4340. In Tabel 11 staan de specificaties die men nodig heeft om de berekeningen uit te voeren.

Tabel 11: Specificaties voorste remschijf Umicore Isaac

Massa remschijf (kg)	0,371
Totale oppervlakte (m ²)	0,0339
Specifieke warmte capaciteit AISI 4340 (J/kg.K)	460

Een aantal remtesten werden uitgevoerd. Met het temperatuurverschil kan de energie die de remschijf opvangt worden berekend.

$$0,371 \text{ kg} \cdot 460 \left(\frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \right) \cdot \Delta T = E_{Th} \quad 35$$

Om de kinetische energie die in één voorste remschijf gedissipeerd wordt te berekenen worden de formules (32), (33) en (34) gebruikt. De snelheid in vergelijking (32) moet worden aangepast en de rembalans van Umicore Isaac is 0,7 voor en 0,3 achter. Deze moet dus ook worden aangepast in vergelijking (33). De resultaten hiervan staan in Tabel 12.

Tabel 12: Hoogste temperatuur en energietoename van voorste remschijf bij remtesten

	Remtest 30 km/h	Remtest 65 km/h	Remtest 65 km/h	Remtest 70 km/h
Begintemp °C	30	30	40	70
Eindtemp °C	50	112	132	176
Energietoename in remschijf J	3412	13994	15700	18090
Kinetische energie J	3159	14833	14833	17203

Men ziet dat de thermische energie die zorgt voor een temperatuuroename van de remschijf ongeveer overeenkomt met de kinetische energie die vrijkomt. De afwijkingen die men opmerkt zijn te wijten aan de fout op de gemeten snelheid en de fout op de temperatuursensor. Uiteindelijk kan men concluderen dat er geen grote verliezen zijn door de luchtweerstand, de lagers of de banden.

Vervolgens werd ook gekeken naar de snelheid waarmee de remschijven afkoelden om zo een correctere warmteconvectiecoëfficiënt te berekenen. Hiervoor gaan we ervan uit dat de temperatuur aan het oppervlak van de remschijf dezelfde is als de temperatuur van de hele remschijf. We houden dus ook geen rekening met de geleidingscoëfficiënt van het materiaal. De snelheid waarmee een voorwerp afkoelt is recht evenredig het temperatuurverschil tussen het voorwerp en de omgeving. De temperatuur van een voorwerp, in dit geval een remschijf, volgt een exponentiële functie in de tijd. Door de thermische tijdsconstante te meten, kunnen we de convectiecoëfficiënt van de remschijf te weten komen. Vervolgens kijken we welke invloed de snelheid van de wagen heeft op de convectiecoëfficiënt. Uit [20] halen we dat de thermische tijdsconstante gelijk is aan:

$$\tau = \frac{m c}{h_{conv} A} \quad 36$$

Waarbij m de massa is, c de specifieke warmtecapaciteit van het materiaal, A de totale oppervlakte waardoor de convectie gebeurt, en h_{conv} is de convectiecoëfficiënt die we zoeken. τ is tijdsconstante van het systeem. We weten ook dat na een tijd τ het temperatuurverschil tussen het voorwerp en de omgeving nog maar 36,8% is van het temperatuurverschil op tijdstip nul. Om de convectiecoëfficiënt te vinden moet we de bovenstaand formule omvormen tot:

$$h_{conv} = \frac{m c}{\tau A} \quad 37$$

Om de τ te meten werd de temperatuur van de remschijf met een infraroodcamera van het type FLIR I7 ongeveer 6 keer per minuut opgenomen. Zo werd uitgeteld hoelang het duurde opdat de remschijf van een bepaalde begintemperatuur naar een temperatuur waarbij het temperatuurverschil tussen voorwerp en omgeving 38,6% is van het temperatuurverschil aan het begin. Hiervoor doen we de volgende berekeningen.

$$\Delta T_{begin} = T_{begin} - T_{omg} \quad 38$$

$$\Delta T_{eind} = T_{begin} \cdot 0,386 \quad 39$$

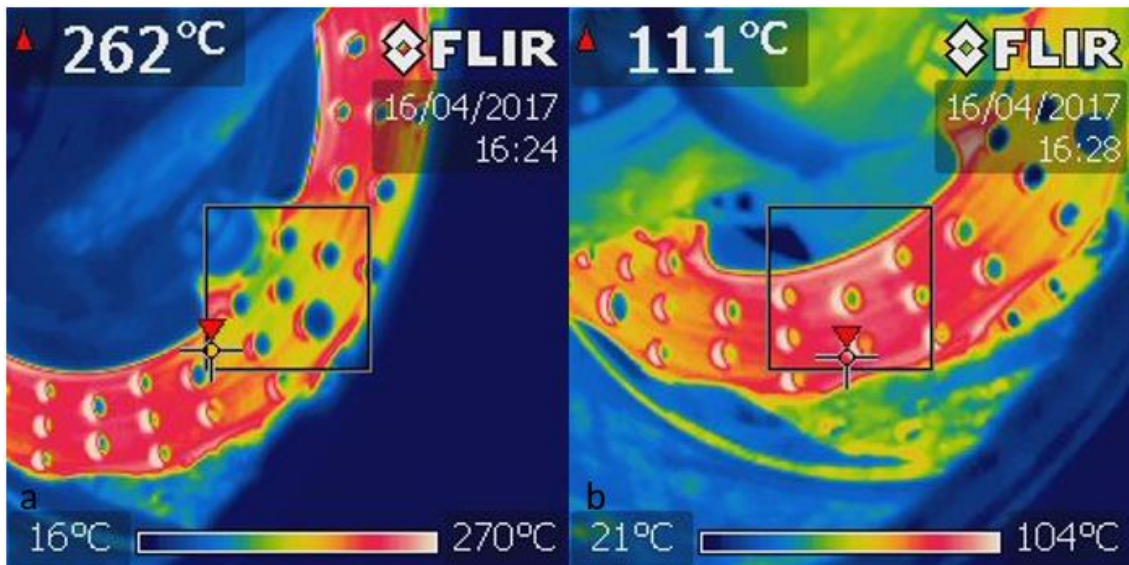
$$T_{eind} = \Delta T_{eind} + T_{omg} \quad 40$$

Hieronder werken we een voorbeeld uit, de omgevingstemperatuur was 16 °C.

Voor een begintemperatuur van 262 °C, moeten we meten na hoeveel tijd een temperatuur van

$$((262 - 16) \cdot 0,386) + 16 = 110,95 \quad 41$$

110,95 °C optreedt. In Figuur 34 staan de twee afbeeldingen tussen dewelke de tijd τ gemeten wordt. Indien de temperatuur die gezocht werd niet op een foto voorkwam moest geïnterpoleerd worden om de correcte tijd te krijgen. In Tabel 13 staan de resultaten van de berekeningen.



Figuur 34 Temperatuurmeting van stilstaande remschijf a) temperatuur van remschijf bij begin van meting b) temperatuur van de remschijf na τ

Tabel 13: Berekende convectiecoëfficiënten voor snelheden van 0 km/h, 50 km/h en 80 km/h

	Stilstaand afkoelen	Afkoelen bij 50km/h	Afkoelen bij 80 km/h
τ (s)	180	145	91
h_{conv} ($\frac{W}{K m^2}$)	27,93	34,67	55,25

We merken dat de convectie coëfficiënt hoger stijgt naarmate de snelheid hoger wordt. Dit is logisch aangezien een hogere snelheid ervoor zorgt dat er meer lucht langs de remschijf stroomt en zo efficiënter warmte wordt uitgewisseld.

Daarnaast werd van de nieuwe titanium remschijf ook de convectiecoëfficiënt berekend, om te kijken of er een verschil is.

De gegevens van de titanium remschijf staan in Tabel 14.

Tabel 14: Eigenschappen van voorste titanium remschijf

Massa remschijf (kg)	0,253
Totale oppervlakte (m ²)	0,0370
Specifieke warmte capaciteit Ti Gr5 (J/kg.K)	560

De berekeningen hiervoor zijn dezelfde als voorheen. Echter de omgevingstemperatuur bij het meten van de titanium remschijf was 22,9°C. De remschijf werd in een oven die op 150°C stond opgewarmd en daar gedurende een kwartier gehouden zodat de temperatuur van de hele remschijf uniform is.

Eens de remschijf uit de oven was begon men met het meten van de temperatuur. De remschijf werd verticaal stil gehouden om een stilstaande gemonteerde remschijf te simuleren. De begintemperatuur was 137 °C. Met vergelijking 41 bekomen we een eindtemperatuur van 66,9 °C.

Deze temperatuur werd bereikt na 82 seconden. Met vergelijking 37 en de gegevens uit Tabel 14 krijgen we.

$$\frac{0,253 \text{ Kg} \cdot 560 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}}{82 \text{ s} \cdot 0,0370 \text{ m}^2} = 46,70$$

Een convectiecoëfficiënt van 46,70 ($\frac{\text{W}}{\text{K m}^2}$) is veel hoger dan de convectiecoëfficiënt bij de stalen remmen. Deze toename kan te wijten zijn aan het materiaal, maar ook het feit dat de remschijf niet gemonteerd was in de velg zorgde ervoor dat de convectie verbeterd werd door de afvoer van warme lucht te vergemakkelijken. Er zijn testen nodig waarbij de remschijven op de wagen gemonteerd zijn om een kwalitatieve vergelijking te kunnen maken. Door een late levering van het titanium was hier echter geen tijd meer voor.

4.6. Conclusie

Uit Tabel 11 en Tabel 14 halen we dat de massa van de remschijf van de wagen van vorig jaar 371 gram is en de massa van de nieuwe remschijf uit titanium 251 gram bedraagt. Dit is een massa vermindering van 32,3 %. We halen dus ruimschoots het doel van een massavermindering van 10%. Wetende dat het verminderen van de massa van de remschijf een drievoudig effect heeft is dit een uitstekend resultaat. De warmtebehandeling heeft een effect gehad dat overeenkomt met wat de literatuur aangeeft. We mogen dus met vertrouwen zeggen dat de remschijf even performant gaat zijn als de stalen remschijf.

5. Besluit

Topologische optimalisatie van de upright geeft voor een upright die uit aluminium gefreesd wordt een massavermindering van 9,2 % ten opzichte van de ontwerpmethodede die vorig jaar gebruikt werd. Bijkomende optimalisaties zijn mogelijk, maar zijn zeer tijdrovend. Aangezien binnen Formula Student de tijd voor het ontwerpen van een upright beperkt is, zou het uitvoeren van bijkomende optimalisaties weliswaar een lichter stuk geven, maar door de extra tijd die hiervoor nodig is. Zou men het stuk niet op tijd afkrijgen om tijdig in productie te gaan.

Een titanium upright is in dit geval zwaarder dan een aluminium upright. Maar eventuele aanpassingen aan het *non-design domain* kunnen misschien wel leiden tot een upright die lichter is. Eventueel zou een andere materialen dan titanium Gr5 gebruikt kunnen worden in combinatie met ander productietechnieken om, toch een lichter stuk te krijgen.

Het grote nadeel van de topologische optimalisatie is echter dat er voor het aluminium stuk twee optimalisaties nodig waren. Dit nam veel tijd in beslag. Bij een topologisch geoptimaliseerd stuk kan de geometrie niet eenvoudig aangepast worden zoals wel mogelijk is bij parametrische optimalisatie. Dit betekent dat indien de ophangingspunten veranderen tijdens de designfase, de topologische optimalisatie volledig opnieuw moet worden gedaan.

Echter hebben we met deze topologische optimalisatie wel een algemene vorm gevonden die een licht stuk geeft voor een ophanging met een geometrie die niet zo verschillend is van de geometrie die hier gebruikt werd. Als de ophangingspunten niet veel veranderen zullen de krachten ook niet veel veranderen, en zal de optimale vorm ook niet veel veranderen. Naar volgend jaar toe is het waarschijnlijk best om de algemene vorm die werd gevonden parametrisch te optimaliseren voor de specifieke ophangingspunten die dan van toepassing zullen zijn.

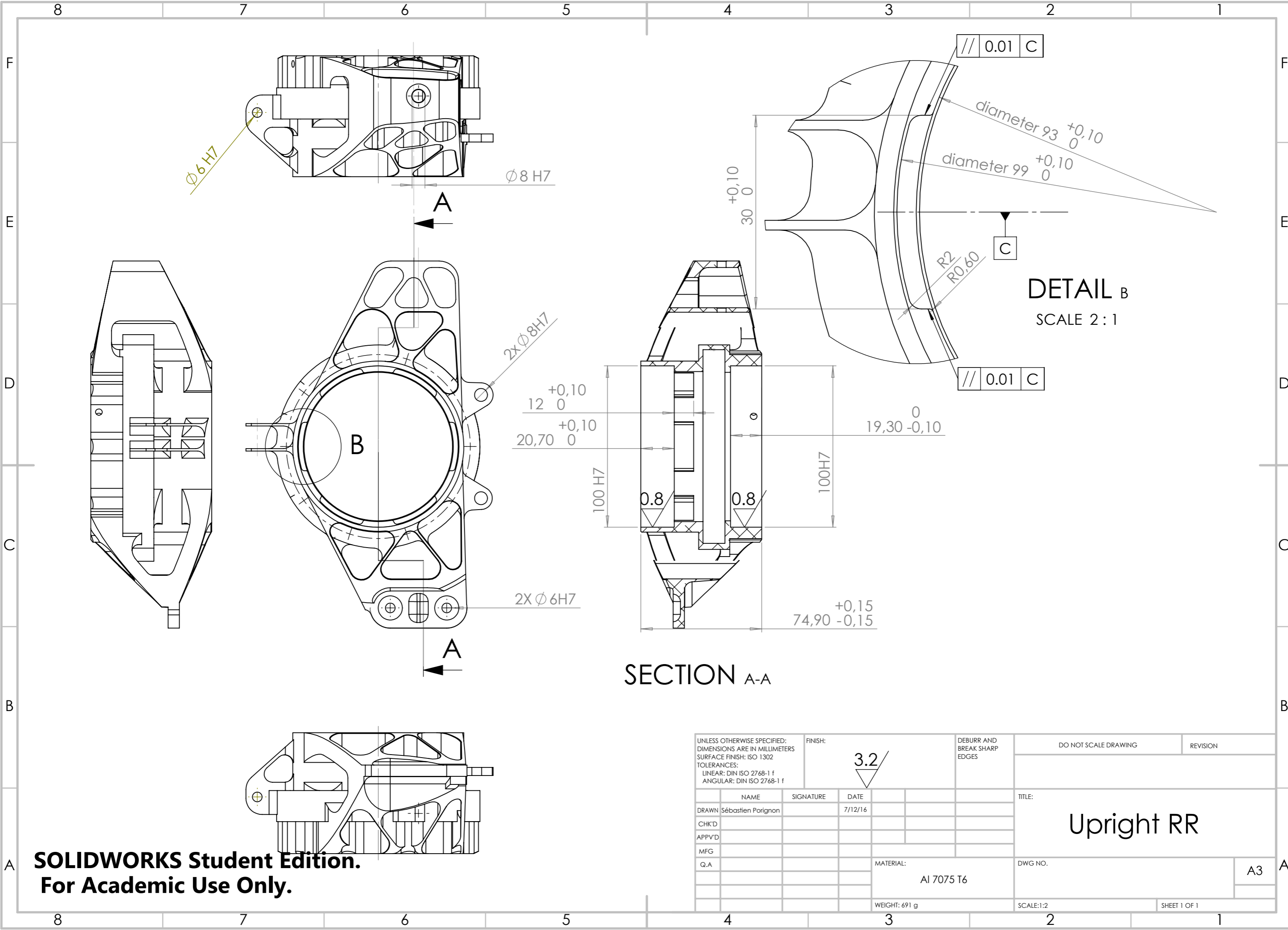
Dankzij een nieuwe materiaalkeuze voor de remschijf werd een gewichtsvermindering van maar liefst 32,3 % gerealiseerd. Dit resultaat ligt ver boven onze verwachtingen en is dan ook zeker de hogere kost die het met zich meebrengt waard. Ook de warmtebehandeling is geslaagd en de remschijf heeft dezelfde prestaties als de stalen remschijf. Er zou eventueel geopteerd kunnen worden voor een titanium legering met een nog hogere warmtecapaciteit. Er zal echter ook nog onderzocht moeten worden welke warmtebehandeling nodig is om een hoge slijtage weerstand te bekomen.

Bibliografie

- [1] Continental, „Competition Tire 2016 (C16) - Documentation,” 2015.
- [2] B. De Maeyer en J. Vermeir, Optimalisatie van inwielcomponenten voor een formula student racewagen, 2015.
- [3] T. Messaoud, M. Bouazara en M. J. Richard, „Development of Analytical Model for Modular Tank Vehicle Carrying Liquid Cargo,” *World Journal of Mechanics*, vol. 3, nr. 2, pp. 122-138, 2013.
- [4] A. OLASON en T. DANIEL, *Methodology for Topology and Shape Optimization in the Design Process*, Göteborg, Sweden, 2010.
- [5] P. Duysinx en M. Bruggi, „Topology optimization for minimum weight with compliance and stress constraints,” *Structural Multidisciplinary Optimization*, vol. 46, nr. 3, p. 369–384, 31 01 2012.
- [6] O. Bensoe en M. Sigmund, *Topology optimization : theory, methods, and applications*, New-York: Springer, 2003.
- [7] G. Rozvany, „A critical review of established methods of structural topology optimization,” *Structural Multidisciplinary Optimization*, vol. 37, nr. 3, pp. 217-237, 2009.
- [8] G. Rozvany, „Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer-aided topology optimization in structural mechanics,” *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 21, nr. 2, pp. 90-108, 2001.
- [9] O. Sigmund en J. Petersson, „Numerical instabilities in topology optimization: A survey on procedures dealing with checkerboards, mesh-dependencies and local minima,” *Structural Optimization*, vol. 16, nr. 1, pp. 68-75, 1998.
- [10] Materialise, „Titanium (TiAl6V4),” Materialise, 2017. [Online]. Available: <http://www.materialise.com/en/manufacturing/materials/titanium>. [Geopend 01 05 2017].
- [11] FSAE, *Formula Student Rules 2017*, 2017.
- [12] MELASTA, „Product Specification Polymer Li-ion 3.7V 6550mAh 10C,” MELASTA , Shenzhen, China, 2016.
- [13] G. design, *Maximum and minimum service temperatures*, Cambridge, UK, 2011.
- [14] Q. Jun, B. Peter en J. C. Brian, „Oxygen-diffused titanium as a candidate brake rotor material,” *Wear*, vol. 267, nr. 5-8, p. 818–822, juni 2009.
- [15] P. Dearnleya, K. Dahma en H. Çimenoğlub, „The corrosion–wear behaviour of thermally oxidised CP-Ti and Ti–6Al–4V,” *Wear*, vol. 265, nr. 5, p. 469–479, Maart 2004.
- [16] M. Duraiselvama, A. Valarmathib, S. Shariffc en G. Padmanabhamc, „Laser surface nitrided Ti–6Al–4V for light weight automobile disk brake rotor application,” *Wear*, nr. 309, pp. 269-274, 15 01 2014.

- [17] C. Radhakrishnan, K. Yokeswaran, M. Vengadeshprasad, A. Vishnuhasan en T. Vimalraj, „DESIGN AND ANALYSIS OF DISC BRAKE WITH TITANIUM ALLOY,” *IJSET*, vol. 4, nr. 5, pp. 1044-1050, 2015.
- [18] D. ARROWSMITH, „Ø1.00" x 2 REAR M/CYCLE CALIPER CP4226-1 CD,” 01 04 2008. [Online]. Available: <http://www.apracing.com/drawings/cp4226-1cd.pdf>.
- [19] L. Carley, „Nondirectional Rotor Finishes: Do You Need Them?,” *brake & frontend*, 01 09 2007. [Online]. Available: <http://www.brakeandfrontend.com/nondirectional-rotor-finishes-do-you-need-them/>. [Geopend 25 05 2017].
- [20] R. Fiordilino, A. Gallitto en A. Emilio, „Measurement of the convective heat-transfer coefficient,” Palermo, Italy, 2014.
- [21] P. A. Aune, Auteur, *a Four Wheel Drive System for a Formula Style Electric Racecar*. [Performance]. NTNU, 2016.
- [22] *Ti-6Al-4V, Ti-6Al-4V ELI & Ti-6Al-4V-.1Ru MEDIUM TO HIGH STRENGTH GENERAL-PURPOSE ALLOYS*. [Performance]. TIMET, 2000.
- [23] TorqueCars, „Causes and prevention of Brake fade,” TorqueCars, [Online]. Available: <https://www.torquecars.com/articles/brake-fade.php>. [Geopend 03 06 2017].

Bijlagen

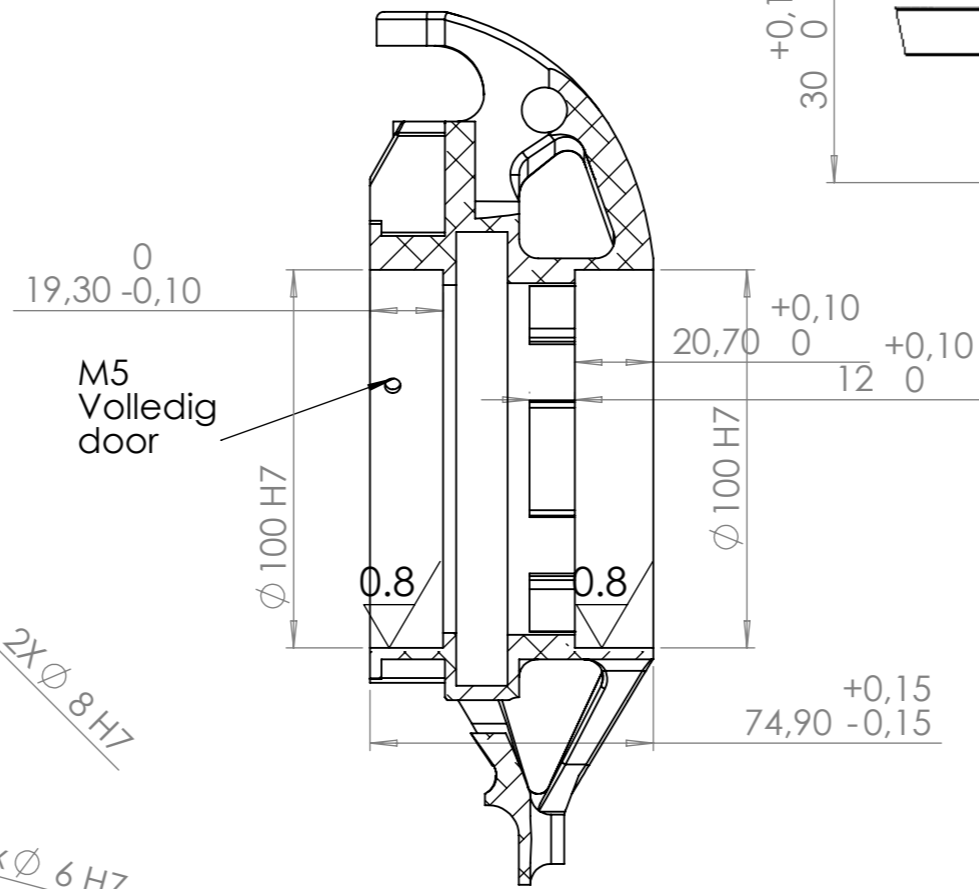
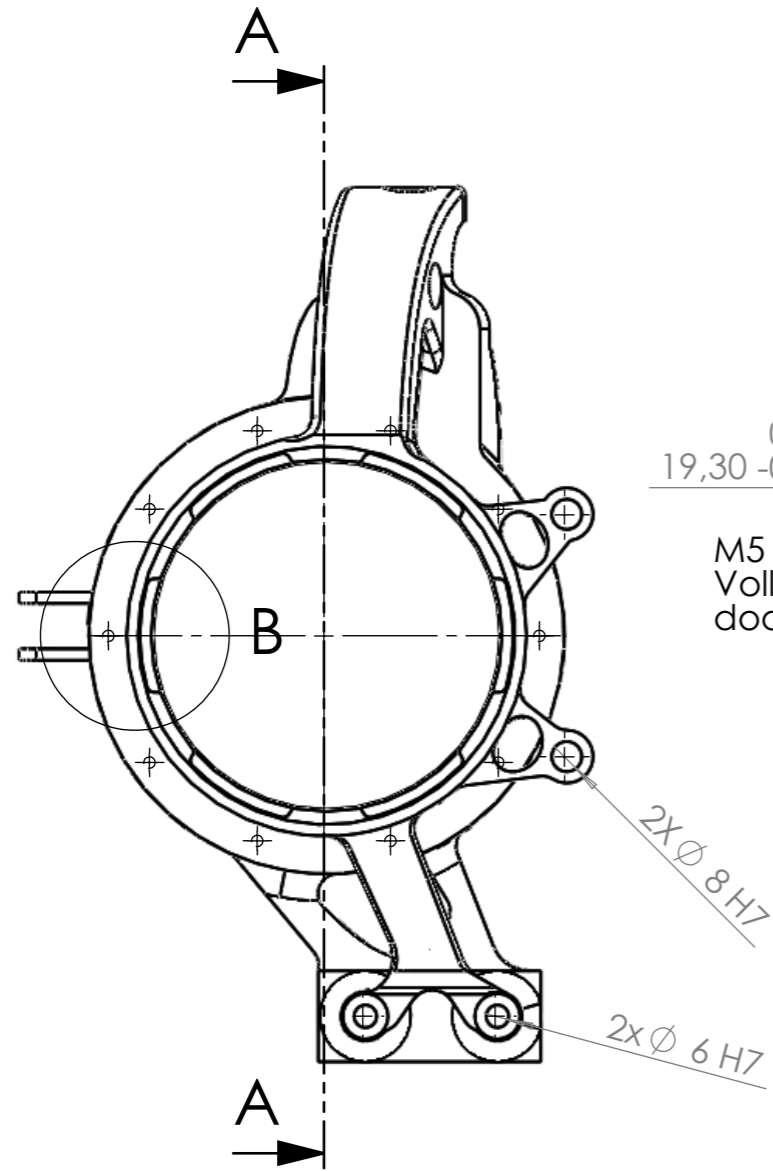
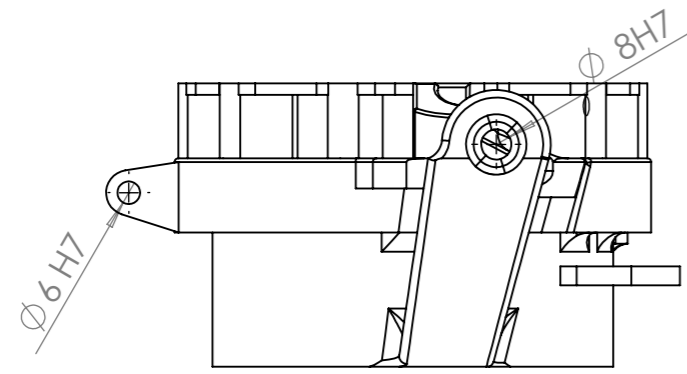


DETAIL B
SCALE 2 : 1

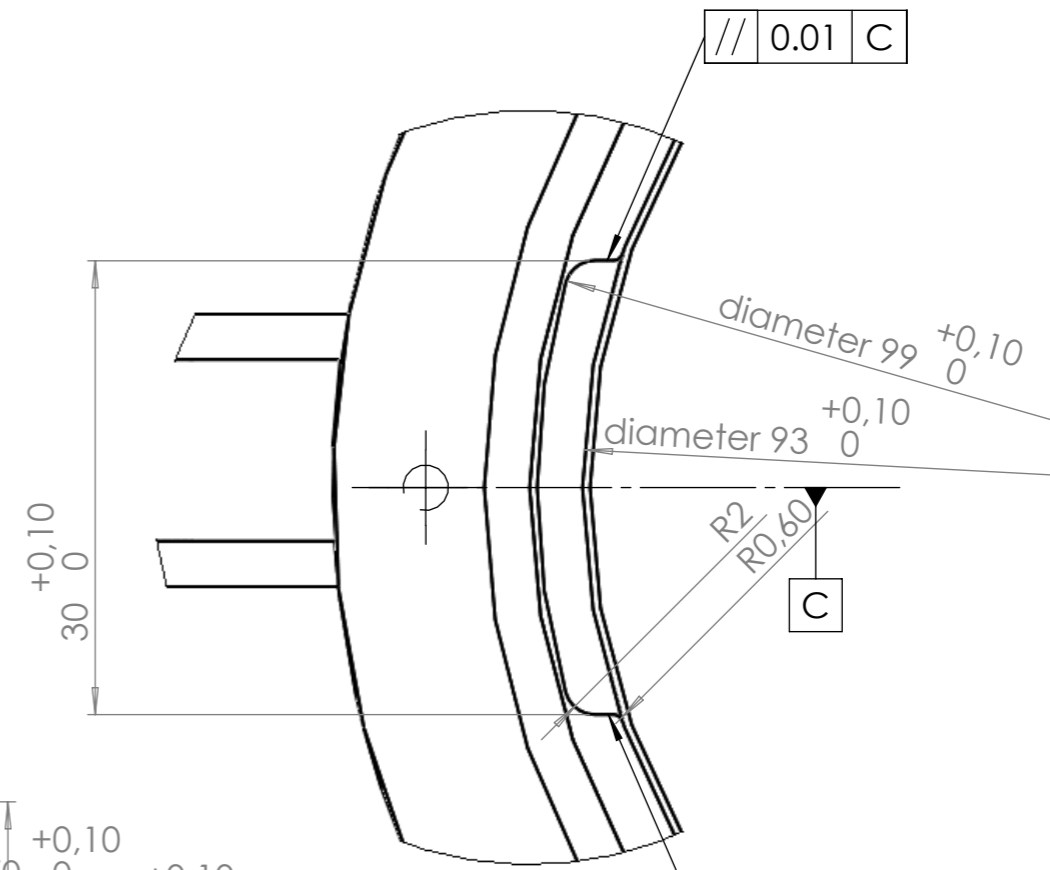
SECTION A-A

SOLIDWORKS Student Edition.
For Academic Use Only.

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: ISO 1302 TOLERANCES: LINEAR: DIN ISO 2768-1 f ANGULAR: DIN ISO 2768-1 f			FINISH: 3.2		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: Upright RR		
DRAWN Sébastien Porignon		7/12/16			DWG NO.		
CHK'D					A3		
APPV'D					SCALE: 1:2		
MFG					SHEET 1 OF 1		
Q.A			MATERIAL: Al 7075 T6		WEIGHT: 691 g		



SECTION A-A

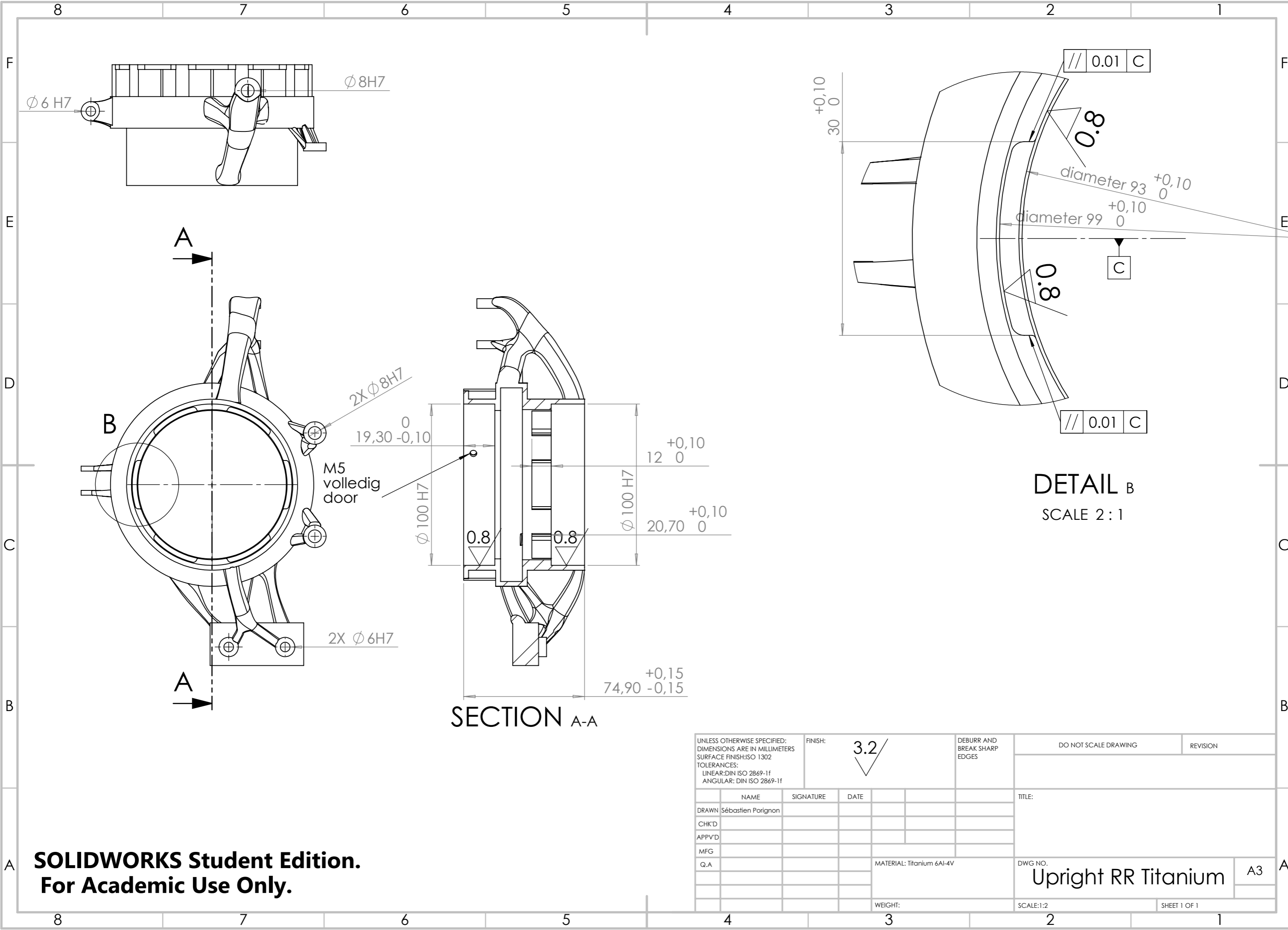


DETAIL B
SCALE 2:1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: ISO 1302 TOLERANCES: LINEAR: DIN ISO 2768 -1f ANGULAR: DIN ISO 2768-1f			FINISH: 3.2		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN Sébastien Porignon						TITLE:					
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL: AL 7075 T6		DWG NO.		A3	
						WEIGHT:		SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1	

**SOLIDWORKS Student Edition.
For Academic Use Only.**

Upright RR topo



SECTION A-A

DETAIL B
SCALE 2:1

**SOLIDWORKS Student Edition.
For Academic Use Only.**

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: ISO 1302 TOLERANCES: LINEAR: DIN ISO 2869-1f ANGULAR: DIN ISO 2869-1f			FINISH: 3.2		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN Sébastien Porignon			SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D										
APPV'D										
MFG										
Q.A							MATERIAL: Titanium 6Al-4V		DWG NO. Upright RR Titanium	
							WEIGHT:		SCALE: 1:2	
									SHEET 1 OF 1	

A3

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

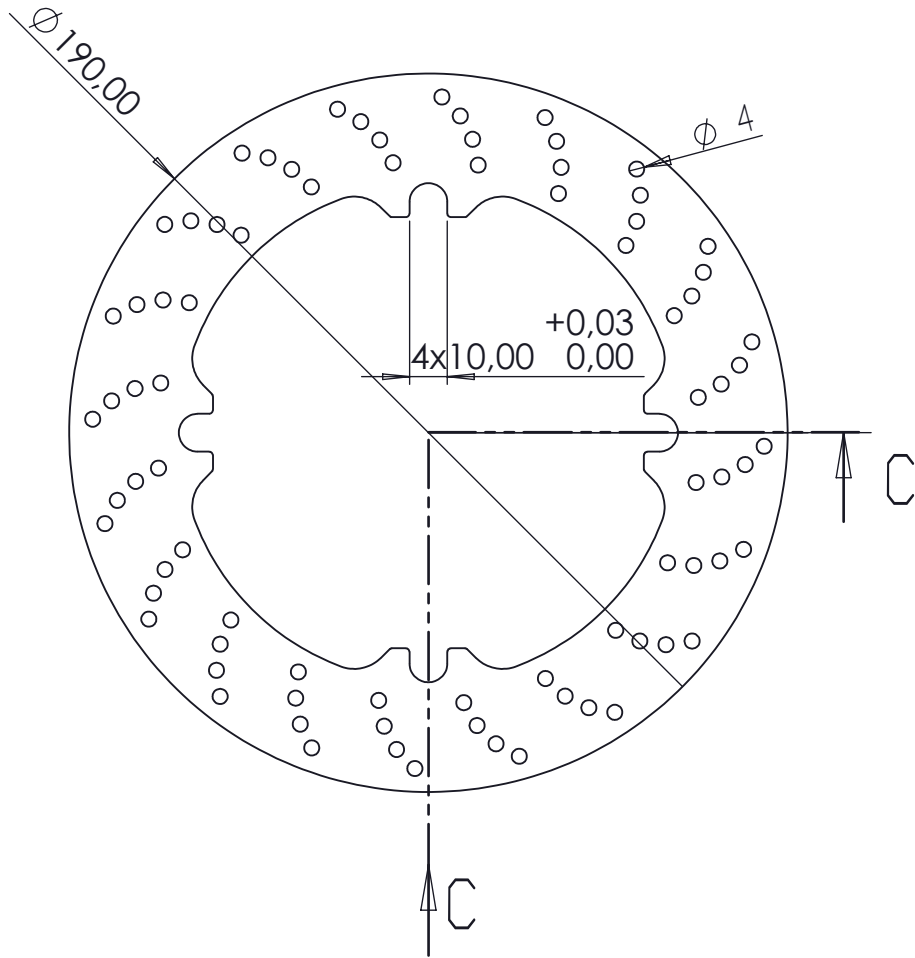
C

B

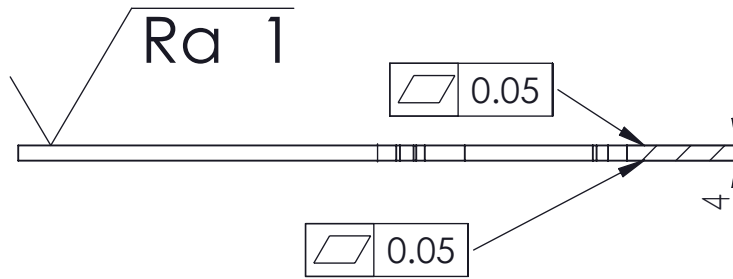
B

A

A



SECTION c-c



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: ISO 1302 TOLERANCES: LINEAR: DIN ISO 2768-1 ANGULAR: DIN ISO 2768-1		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE: Remschijf voor			
DRAWN Sébastien Porignon				2/03/2017					
CHK'D									
APPV'D									
MFG									
Q.A		SOLIDWORKS Student Edition. For Academic Use Only.		DWG NO.		A4			
				WEIGHT: 253 g		SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1	

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

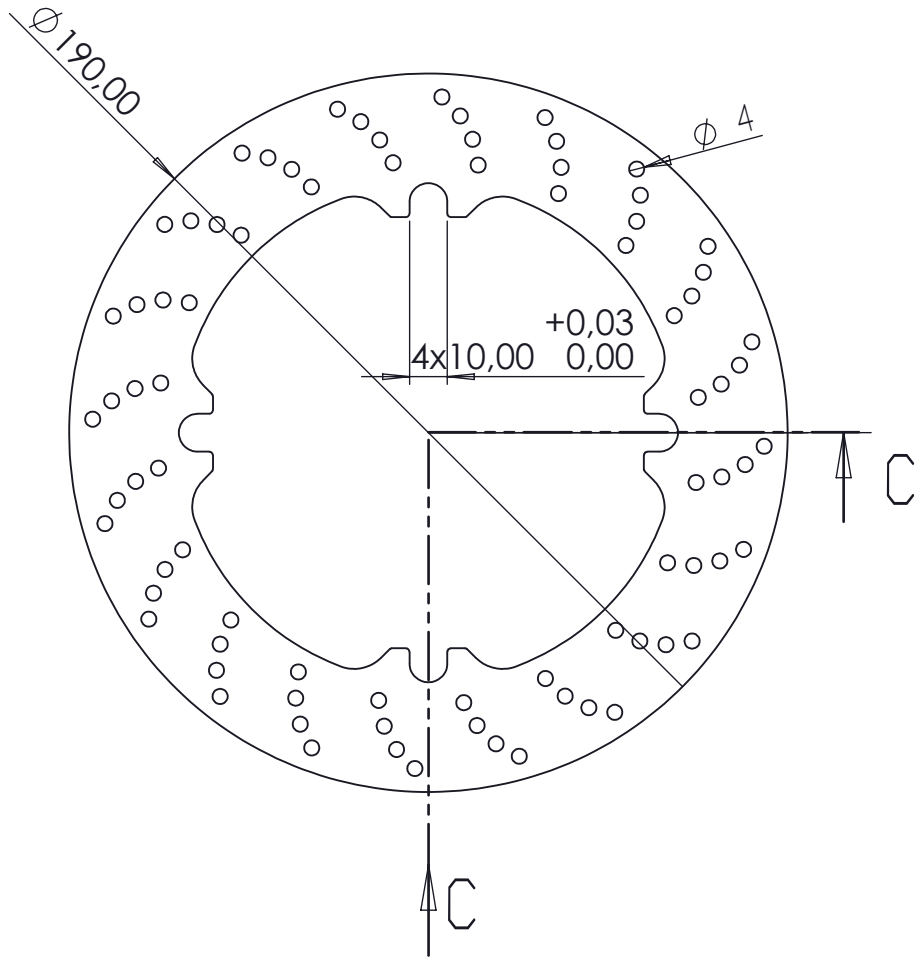
C

B

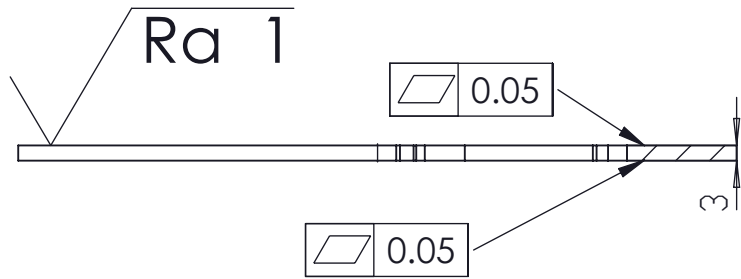
B

A

A



SECTION C-C



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: ISO 1302 TOLERANCES: LINEAR: DIN ISO 2768-1 ANGULAR: DIN ISO 2768-1		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE: Remschijf achter			
DRAWN: Sébastien Porignon				2/03/2017					
CHK'D									
APPV'D									
MFG									
Q.A. SOLIDWORKS Student Edition. For Academic Use Only.						DWG NO.		A4	
WEIGHT: 190 g						SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1	

3

2

1

Auteursrechtelijke overeenkomst

Ik/wij verlenen het wereldwijde auteursrecht voor de ingediende eindverhandeling:
Topologische optimalisatie van wiellagerhuis en ontwerp van remschijf voor Formula Student wagen

Richting: **master in de industriële wetenschappen: elektromechanica**
Jaar: **2017**

in alle mogelijke mediaformaten, - bestaande en in de toekomst te ontwikkelen - , aan de Universiteit Hasselt.

Niet tegenstaand deze toekenning van het auteursrecht aan de Universiteit Hasselt behoud ik als auteur het recht om de eindverhandeling, - in zijn geheel of gedeeltelijk -, vrij te reproduceren, (her)publiceren of distribueren zonder de toelating te moeten verkrijgen van de Universiteit Hasselt.

Ik bevestig dat de eindverhandeling mijn origineel werk is, en dat ik het recht heb om de rechten te verlenen die in deze overeenkomst worden beschreven. Ik verklaar tevens dat de eindverhandeling, naar mijn weten, het auteursrecht van anderen niet overtreedt.

Ik verklaar tevens dat ik voor het materiaal in de eindverhandeling dat beschermd wordt door het auteursrecht, de nodige toelatingen heb verkregen zodat ik deze ook aan de Universiteit Hasselt kan overdragen en dat dit duidelijk in de tekst en inhoud van de eindverhandeling werd genotificeerd.

Universiteit Hasselt zal mij als auteur(s) van de eindverhandeling identificeren en zal geen wijzigingen aanbrengen aan de eindverhandeling, uitgezonderd deze toegelaten door deze overeenkomst.

Voor akkoord,

Porignon, Sébastien

Datum: **6/06/2017**