

2007

Van Hooreweder Brecht

Master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

2008

Het gebruik van optimalisatiesoftware bij het ontwerp van de draagstructuur voor een zonnewagen

Ondernemingsproject voorgedragen tot het behalen van het diploma van Industrieel Ingenieur

Promotoren:

Prof. Ir. Ceulemans Guido

Ing. Faid Saphir

Copromotor:

Dr. Ir. Pluymers Bert

K.U.Leuven - Dep. Werktuigkunde PMA

Het gebruik van optimalisatiesoftware bij het ontwerp van de draagstructuur voor een zonnwagen

Brecht Van Hooreweder
mei 2008

Dankwoord

Dit werk was nooit tot stand gekomen zonder de hulp van vele mensen en instellingen. Eerst en vooral is er Groep T. Zonder hen zou het ambitieuze project – waaruit deze thesis voortkomt – nooit hebben bestaan. Verder wil ik graag mijn promotoren Prof. Ir. Guido Ceulemans en Ing. Saphir Faid hartelijk bedanken voor hun steun en hun nuchtere en wetenschappelijke kijk op mijn werk. Ook mijn copromotor Dr. Ir. Bert Pluymers, die steeds klaarstond voor een verhelderende uitleg, mag hierbij niet ontbreken.

Natuurlijk wil ik ook mijn ouders bedanken voor het vertrouwen dat ze mij steeds opnieuw schonken. Dankzij hen kreeg ik de mogelijkheid om de studie van industrieel ingenieur aan te vatten en daarenboven lid te worden van het Umicore Solar Team. Verder mogen zowel de mensen van het eerste als het tweede Solar Team in dit dankwoord niet ontbreken. Ook alle partners – en dat zijn er teveel om op te noemen – die het ontwerpen en het bouwen van de op één na beste zonnwagen ter wereld mogelijk maakten wil ik even in de verf zetten.

Bovengenoemde personen maakten niet alleen dit eindwerk mogelijk. Zij geloofden in het welslagen van een innovatief project, uitgevoerd door veertien ingenieursstudenten, met als voornaamste doel om mensen bewust te maken van de noodzaak tot het gebruik van alternatieve energiebronnen. Voor die onvoorwaardelijke steun ben ik jullie allemaal heel erg dankbaar.

Brecht Van Hooreweder

Abstract

Veertien ingenieursstudenten van Groep T werkten anderhalf jaar samen om deel te nemen aan de ‘World Solar Challenge 2007’ in Australië. Met hun geavanceerde zonnewagen werden zij vice-wereldkampioen. Dit werd mede mogelijk gemaakt door het efficiënte gebruik van optimalisatiesoftware bij het ontwerp van de draagstructuur voor de zonnewagen.

Het ontwerp van de draagstructuur moet aan complexe voorwaarden voldoen. Zo moet de draagstructuur voldoende sterk en stijf zijn, de veiligheid van de bestuurder garanderen en bovendien perfect passen in het complexe aërodynamische koetswerk van de wagen. Om met een minimum aan inkomende energie toch hoge snelheden te halen is tevens een lichtgewicht structuur vereist.

Met behulp van een tweedimensionale topologie-optimalisatie kan de driedimensionale draagstructuur van de zonnewagen ontworpen worden, zodat een lichte en betrouwbare vakwerkstructuur ontstaat die aan alle vooropgestelde eisen voldoet. Dit iteratieve proces is snel en efficiënt in vergelijking met de traditionele analytische methoden. Daarenboven ontstaat – in tegenstelling tot bij een driedimensionale topologie-optimalisatie – een relatief eenvoudig resultaat dat kan gebruikt worden om de optimale ligging van de buizen voor de draagstructuur te bepalen. Het invoeren van de juiste randvoorwaarden, het stellen van de juiste hypothesen en het kritisch interpreteren van de resultaten zijn hierbij van uiterst groot belang. Bovengenoemde optimalisatiemethode kan worden gebruikt om gelijkaardige mechanische ontwerpen te optimaliseren.

Inhoudsopgave

Inleiding	1
Hoofdstuk 1 Umicore Solar Team	2
1.1 Algemeen	3
1.1.1 Doelen	3
1.1.2 Visie	3
1.1.3 Teamstructuur	3
1.2 World Solar Challenge	4
1.2.1 Algemeen	4
1.2.2 Reglement	4
1.3 Zonnewagen	5
1.3.1 Ontwerp parameters	5
1.3.2 Conceptstudie	6
1.3.3 Conceptkeuze	7
Hoofdstuk 2 Draagstructuur	8
2.1 Conceptkeuze	9
2.2 Materiaalkeuze	10
2.3 Materiaaltesten	11
2.3.1 Toelaatbare spanning	11
2.3.2 Controle van de lasverbinding	11
2.3.3 Vermoeingsproef	12
2.4 Belastingen	13
Hoofdstuk 3 Optimalisatiesoftware	14
3.1 Algemeen	15
3.2 Werkingsprincipe	15
3.2.1 Analyse	15
3.2.2 Topologie-optimalisatie	16
3.3 Voorbeeld	18
3.3.1 Analyse	18
3.3.2 Topologie-optimalisatie	19
3.3.3 Interpretatie	19
3.3.4 Vergelijkende studie	21
Hoofdstuk 4 Optimalisatie van de draagstructuur	22
4.1 Randvoorwaarden	23
4.2 Analyse	23
4.2.1 Structuur	24
4.2.2 Elementennet	26
4.2.3 Belasting	27
4.2.4 Beperking	27
4.3 Topologie-optimalisatie	28
4.4 Interpretatie	29
4.5 Profielkeuze	31
4.6 Rolbeugel	32
4.7 Resultaat	34
Besluit	36

Bijlage A: Teamstructuur Umicore Solar Team	38
Bijlage B: Ontwerpparameters	39
Bijlage C: Conceptkeuze	40
Bijlage D: Argumentatie materiaalkeuze	41
Bijlage E: Materiaaleigenschappen	43
Bijlage F: Controle van de lasverbinding	44
Bijlage G: Handberekening kritisch punt draagstructuur	46
Bijlage H: Houten prototype	47
Bijlage I: Draagstructuur	48
Referenties	49

Lijst van figuren

Figuur 1: Energiestroom	5
Figuur 2: Achteraanzicht zonnwagen.....	6
Figuur 3: Onderaanzicht zonnwagen.....	6
Figuur 4: Virtuele windtunnel.....	7
Figuur 5: Specifieke materiaaleigenschappen.....	10
Figuur 6: Controle van de lasverbinding.....	11
Figuur 7: Wöhlerkromme	12
Figuur 8: Vierpuntsbuigproef.....	12
Figuur 9: Topologie-optimalisatie	15
Figuur 10: Ontwerpruimte	16
Figuur 11: Ingekleemde balk.....	18
Figuur 12: Verplaatsingen.....	18
Figuur 13: Spanningen.....	18
Figuur 14: Geoptimaliseerd vakwerk.....	19
Figuur 15: Hoofdspanningsrichtingen	19
Figuur 16: Torsie.....	20
Figuur 17: Buiging.....	20
Figuur 18: Geoptimaliseerd vakwerk.....	21
Figuur 19: N - vakwerk.....	21
Figuur 20: 3D vlakkenstructuur in zonnwagen.....	24
Figuur 21: 3D vlakkenstructuur (zijaanzicht en bovenaanzicht)	25
Figuur 22: Elementennet.....	26
Figuur 23: Krachten in rust	27
Figuur 24: Krachten bij remmen.....	27
Figuur 25: Resultaat optimalisatie (isoparametrisch)	28
Figuur 26: Resultaat optimalisatie (zijaanzicht)	28
Figuur 27: Driehoekige materiaalverdeling	29
Figuur 28: Materiaalverdeling vooraan.....	29
Figuur 29: Vlakkenstructuur in de zonnwagen	30
Figuur 30: Rolbeugel	32
Figuur 31: Initieel ontwerp	32
Figuur 32: 3D ontwerpruimte gietstuk.....	32
Figuur 33: Eindige elementenmodel	33
Figuur 34: Optimale materiaalverdeling.....	33
Figuur 35: Geoptimaliseerde rolbeugel.....	33
Figuur 36: Draagstructuur - LZAZ	34
Figuur 37: Draagstructuur - BAZ.....	34
Figuur 38: Gepolijste draagstructuur a.....	35
Figuur 39: Gepolijste draagstructuur b	35

Lijst van tabellen

Tabel 1: Gevoeligheidsanalyse	5
Tabel 2: Beslissingsmatrix	10
Tabel 3: Versnellingen	13
Tabel 4: Optimalisatieparameters	16
Tabel 5: Eindige elementenmodel.....	18
Tabel 6: Optimalisatiemodel.....	19
Tabel 7: Vergelijkende studie	21
Tabel 8: Randvoorwaarden	23
Tabel 9: Eindige elementenmodel.....	23
Tabel 10: Optimalisatiemodel.....	28
Tabel 11: Specificaties werkstation	28
Tabel 12: Profielkeuze	31

Inleiding

De drang naar het gebruik van lichte mechanische onderdelen wordt in de automobielsector steeds groter. Niet alleen om het energieverbruik van personenwagens te beperken, maar ook om zo de CO₂-uitstoot te minimaliseren. Het gebruik van optimalisatiesoftware kan hierbij in vele gevallen helpen. Met behulp van een topologie-optimalisatie kan voor een bepaald mechanisch ontwerp de optimale materiaalverdeling worden bepaald, zodat een lichte en betrouwbare structuur ontstaat. Hiervoor wordt uitgegaan van een mechanisch ontwerp met gegeven ontwerpruimte, inwerkende krachten, materiaaleigenschappen en randvoorwaarden.

Ook bij het ontwerp van een zonnwagen is het van groot belang om de wagen zo te ontwerpen dat hij zowel licht als betrouwbaar is. Het is immers de bedoeling om met een minimum aan energie hoge snelheden te halen. In deze thesis wordt nagegaan in welke mate optimalisatiesoftware kan bijdragen tot de ontwikkeling van een efficiënte draagstructuur voor een zonnwagen. Zowel de voor- als de nadelen van het gebruik van deze software komen hierbij aan bod. In het eerste hoofdstuk wordt het breder kader geschetst waarbinnen dit werk zich afspeelt. De verschillende ontwerpbeslissingen en de technische specificaties van de zonnwagen worden overlopen. Zo wordt onder andere onderzocht in welke mate een gewichtsreductie een verhoging van de totale prestaties van de zonnwagen kan teweegbrengen. Verder legt het reglement van de World Solar Challenge enkele belangrijke beperkingen op die samen met bovengenoemde factoren het terrein afbakenen waarbinnen het ontwerp van de draagstructuur zich bevindt.

Het tweede hoofdstuk handelt over de draagstructuur zelf. De verschillende parameters die het concept van deze structuur bepalen worden toegelicht. Deze parameters fungeren immers als randvoorwaarden voor het optimalisatieproces en zijn daarom uiterst belangrijk. De keuze voor een vakwerkstructuur i.p.v. een zelfdragende structuur wordt bijvoorbeeld toegelicht. Verder worden de doorslaggevende argumenten voor de materiaalkeuze aangehaald. De theorie wordt ook aan de praktijk getoetst door het bespreken van de trek- en vermoeiingstesten die op enkele proefbuizen werden uitgevoerd. Deze proeven maakten het mogelijk om de maximaal toelaatbare spanning te bepalen en daarenboven de sterkte van de lasnaad te onderzoeken.

Voordat de optimalisatie van de draagstructuur aan bod komt, wordt de werking van een optimalisatiepakket – gebaseerd op de eindige elementenmethode – toegelicht aan de hand van enkele eenvoudige mechanische voorbeelden. Op die manier wordt een dieper inzicht in de principiële werking van het programma verworven. Hierbij wordt tevens nagegaan of optimalisatiesoftware een beter ontwerp genereert dan de gekende analytische methoden. Ten slotte wordt met behulp van een tweedimensionale topologie-optimalisatie de driedimensionale draagstructuur geoptimaliseerd. Ook hier ligt de nadruk op de kritische interpretatie van de randvoorwaarden en de resultaten.

De aluminium draagstructuur van de zonnwagen – opgebouwd uit dunwandige profielen – weegt slechts 19kg. De structuur is voldoende sterk en stijf, zeer betrouwbaar en garandeert daarenboven de veiligheid van de bestuurder. Hierbij is het belangrijk om op te merken dat optimalisatiesoftware slechts een suggestie tot de oplossing biedt. De ingevoerde randvoorwaarden zullen immers de werkelijke probleemstelling niet volledig bepalen. Daarenboven houdt het programma geen rekening met productietechnische aspecten. De gegenereerde resultaten zijn met andere woorden suboptimaal. Het is de taak van de ingenieur om een zeer kritische houding aan te nemen. Het invoeren van de juiste randvoorwaarden, het stellen van de juiste hypotheses en het interpreteren van de resultaten zijn hierbij van uiterst groot belang. Daarenboven is het essentieel om over een goede basiskennis van de sterkteleer en de eindige elementenmethode te beschikken.

Hoofdstuk 1

Umicore Solar Team

Het Umicore Solar Team is ontstaan in mei 2004, toen een groep van veertien ingenieursstudenten van de Leuvense hogeschool Groep T besloot de handen in elkaar te slaan om een zonnwagen te ontwikkelen en daarmee in september 2005 deel te nemen aan de World Solar Challenge (WSC) in Australië. Na hun succesverhaal werd een nieuw team samengesteld, dat in oktober 2007 met een volledig nieuwe zonnwagen zou deelnemen aan de WSC.

De leden van het Solar Team onderbreken gedurende één jaar hun studies om aan dit ambitieuze en unieke project te werken. Zo worden doelen gesteld aan de hand van een zeer duidelijk omschreven visie. Tevens wordt een doeltreffende teamstructuur gehandhaafd waarin iedereen zijn verantwoordelijkheden kent. Het spreekt voor zich dat dit werk zich voor een groot deel afspeelt binnen het kader van dit project. Enige verduidelijking biedt zich dan ook aan.

In dit hoofdstuk worden de doelen, de visie en de teamstructuur van het Solar Team kort beschreven. Vervolgens wordt er ingegaan op de manier waarop het concept en de aërodynamische vorm van de zonnwagen beperkingen opleggen aan het ontwerp van de draagstructuur of het 'geraamte' van de zonnwagen. Ook het reglement van de WSC legt bepaalde beperkingen op waarmee rekening moet worden gehouden in de ontwerpfase van de draagstructuur.

1.1 Algemeen

Bij de aanvang van het project werden door de Solar Team vzw enkele doelen vooropgesteld aan de hand van een duidelijk omschreven visie. Ieder aspect dat met de zonnewagen te maken heeft komt voort uit deze visie. Zij beschrijft de reden waarom een zonnewagen – met bijhorende draagstructuur – werd ontworpen. Zij beschrijft de bredere context waarin dit werk is opgevat.

1.1.1 Doelen

Het eerste doel bestaat erin om mensen bewust te maken dat er voldoende technologische middelen voorhanden zijn om de milieuproblematiek aan te pakken. Als veertien studenten in staat zijn om in één jaar tijd een zonnewagen te ontwerpen die het Australische continent kan doorkruisen met een gemiddelde snelheid van ongeveer 100km/h, wat zou er dan mogelijk zijn als meer mensen hetzelfde denkbeeld zouden delen...

Aandacht verwerven is noodzakelijk om meer mensen te bereiken. Daarom vormt presteren een tweede en niet onbelangrijke doelstelling. Presteren door een constante en nooit verminderde inzet en het stellen van zeer hoge eisen aan onszelf en onze omgeving. Verder tracht het Solar Team de Belgische topkwaliteit te promoten. In België zijn heel wat bedrijven en heel wat onderzoeksinstellingen aanwezig die over technische kennis en ervaring beschikken. Het Solar Team wil al deze kennis en ervaring bundelen om zo tot een hoogtechnologische zonnewagen te komen.

Interesse opwekken om creatief en vooral innovatief om te gaan met techniek en wetenschap is een doel dat zich bijvoorbeeld toespitst op de leerlingen van het middelbaar onderwijs in Vlaanderen. Zij worden uitgedaagd een gadget te ontwerpen dat wordt aangedreven op zonne-energie. De jeugd leert op die manier dat wetenschap zeker niet saai hoeft te zijn. Niet alleen jongeren maar ook bedrijven en overheidsinstellingen trachten wij te stimuleren om innovatief en vernieuwend te werk te gaan.

1.1.2 Visie

Onze fossiele brandstoffen raken stilaan uitgeput, hoewel de vraag ernaar steeds toeneemt. Het staat vast dat de CO₂ uitstoot veroorzaakt door personenwagens steeds toeneemt en nadelige effecten heeft op mens en milieu. Om in de toekomst automobilititeit en het milieu te kunnen verzoenen, moeten auto's zuiniger en efficiënter worden. Het gebruik van alternatieve energiebronnen, het reduceren van het gewicht en het verlagen van de aërodynamische weerstand bieden voor de automobiellindustrie betere toekomstperspectieven.

Het Solar team wil een voorbeeld stellen door nu te handelen. Niet alleen door aan te tonen dat er voldoende theorie voorhanden is om actieplannen op te stellen, maar ook door woorden om te zetten in daden en zo het verschil te maken.

1.1.3 Teamstructuur

Het waarmaken van ambitieuze doelen aan de hand van een doordachte visie blijft een hele uitdaging. Daarenboven is het ontwerpen, analyseren en produceren van een zonnewagen een complexe en multidisciplinaire taak. Een efficiënte samenwerking binnen het Solar Team is daarom cruciaal en wordt gegarandeerd door te werken aan de hand van een doeltreffende teamstructuur (Bijlage A).

1.2 World Solar Challenge

1.2.1 Algemeen

De World Solar Challenge is het officiële wereldkampioenschap voor zonnewagens. Het doel bestaat erin om in een zo kort mogelijke tijdspanne van Noord naar Zuid Australië te rijden of met andere woorden van Darwin naar Adelaide. Het 3010km lange traject wordt afgelegd door enkel gebruik te maken van de energie van de zon.

Het deelnemen aan deze wedstrijd kadert onder een belangrijk doel van het Solar Team: ‘presteren’. Uit 35 landen van over de hele wereld kwamen in totaal 24 zonnewagens voort. Bekende universiteiten zoals de Technische Universiteit van Delft of het Amerikaanse MIT vormden geduchte concurrenten. Aan de start van het project werd een plaats bij de top vijf geambieerd.

1.2.2 Reglement

Om een eerlijk verloop van de wedstrijd te garanderen heeft de organisatie van de WSC een gedetailleerd reglement opgesteld [1]. Het spreekt voor zich dat dit een zeer belangrijke context schept waarmee rekening moet gehouden worden bij het ontwerp van de zonnewagen. Het creatief maar correct interpreteren van de verschillende regels is dan ook een intensieve taak. De belangrijkste aspecten van dit reglement – die direct of indirect een invloed hebben op de ontwikkeling van de draagstructuur – zijn onderaan weergegeven.

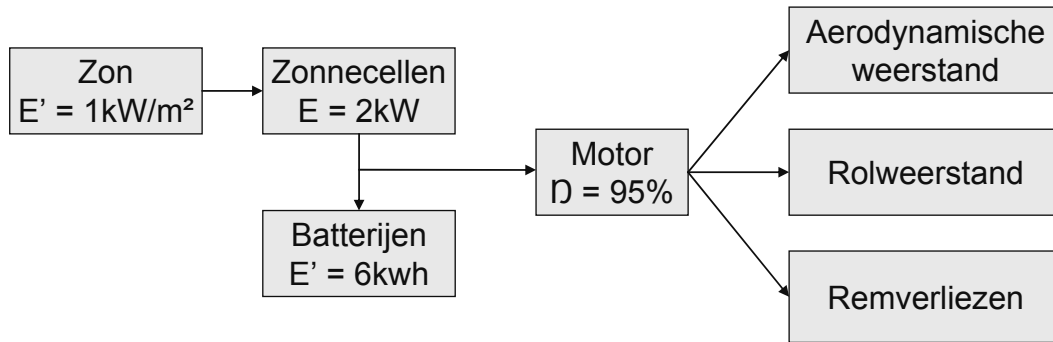
- De zonnewagen moet plaats bieden voor één persoon.
- De afstand tussen het wegdek en de ogen van de bestuurder moet minimum 700mm bedragen. Daarenboven moet de bestuurder rechtop zitten in de zonnewagen. Zijn rug onder een hoek van 27° met de verticale.
- De dimensies van de zonnewagen zijn beperkt tot 5000mm x 1800mm x 1600mm.
- De dimensies van de totale oppervlakte van de zonnecellen zijn beperkt tot 6m².
- Het gewicht van het lithium-polymeer batterijpakket is beperkt tot 30kg.
- De zonnewagen moet kunnen keren binnen een cirkel met straal van 8m.
- De bestuurder moet zelfstandig kunnen in- en uitstappen binnen 15s.
- De bestuurder moet een helm dragen en beschermd worden door een veiligheidskooi.

De meeste regels hebben vooral een grote invloed op de aërodynamische weerstand. Zo zal een zonnewagen met horizontaal geplaatste bestuurder een veel kleiner frontaal oppervlak hebben dan een zonnewagen met bestuurder onder 27° met de verticale. Ook de verplichting tot het dragen van een helm en het integreren van een veiligheidskooi zal resulteren in een grotere koepel en dus een hogere aërodynamische weerstand. Het maximum gewicht van de batterijen en de opgelegde draaicirkel leggen dan weer beperkingen op aan de draagstructuur en de ophanging.

1.3 Zonnewagen

1.3.1 Ontwerp parameters

In Figuur 1 wordt de energiestroom doorheen de zonnewagen voorgesteld. De aërodynamische weerstand is afhankelijk van de vorm en de afmetingen van het koetswerk. De rolweerstand is afhankelijk van de rolweerstandcoëfficiënt van de banden en het gewicht van de zonnewagen. De remverliezen ten slotte zijn afhankelijk van het remsysteem, het gewicht van de zonnewagen en de remfrequentie. Tijdens de WSC zal er zelden worden geremd waardoor de remverliezen beperkt zijn [2].



Figuur 1: Energiestroom

Uit Tabel 1 blijkt dat bij het ontwerp van een zonnewagen de inkomende energie de belangrijkste factor is (Bijlage B). Hierna komt de aërodynamische weerstand, gevolgd door de rolweerstand en het gewicht van de wagen [2].

Invloeden	Verandering	Snelheidstoename
Inkomende energie	+ 10%	4.0%
Aërodynamische weerstand	- 10%	3.1%
Rolweerstand	- 10%	1.3%
Gewicht	- 10%	0.9%

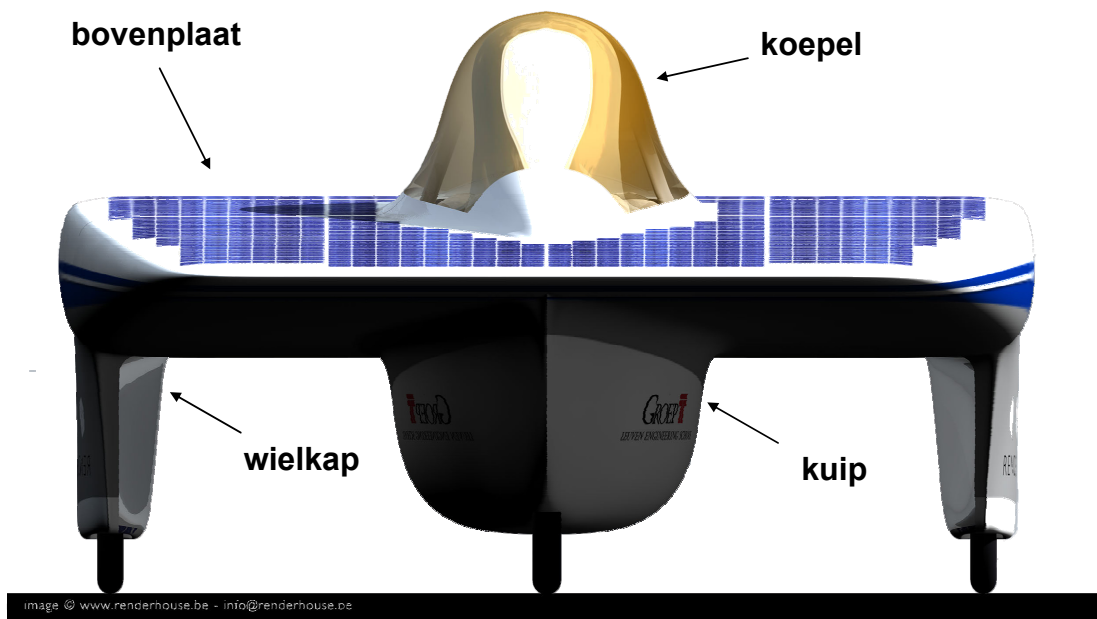
Tabel 1: Gevoeligheidsanalyse

De inkomende energie is afhankelijk van de gebruikte zonnecellen en wordt in deze thesis buiten beschouwing gelaten. De verhouding tussen aërodynamische weerstand en gewicht is echter wel belangrijk. Uit Tabel 1 valt immers af te leiden dat bij het bedenken van een concept voor de zonnewagen de aërodynamische studie best voorafgaat aan de studie van de draagstructuur. Dit betekent met andere woorden dat de dimensies van de aërodynamische vorm de ruimte bepalen waarbinnen de draagstructuur van de zonnewagen zich zal bevinden.

1.3.2 Conceptstudie

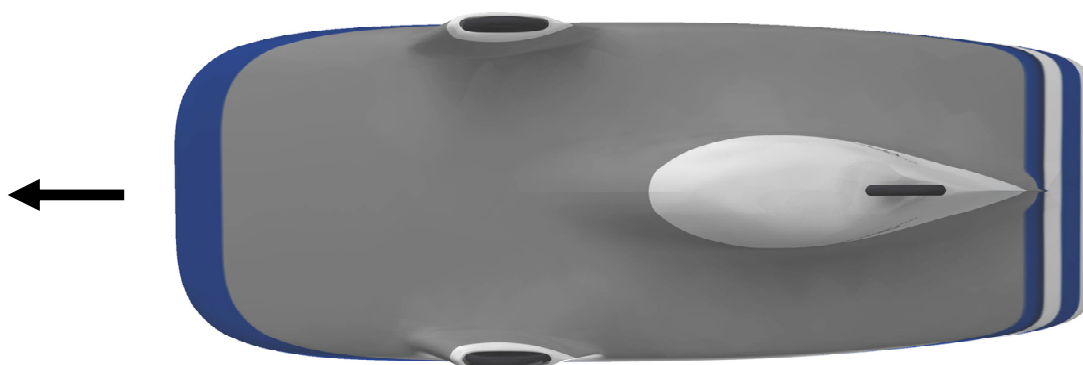
In de eerste plaats werd gekozen voor het driewielerconcept. Dit concept resulteert in een lage rolweerstand en heeft zijn doeltreffendheid bewezen bij de zonnewagen van het eerste Solar Team [3]. Vervolgens werd de aërodynamische studie aangevat.

De aërodynamische studie vertrek van een tweedimensionale, gevolgd door een driedimensionale analyse van verschillende aërodynamische vleugelprofielen [4]. Aan de hand van het CFD-pakket (computational fluid dynamics) 'Fluent' worden deze profielen met elkaar vergeleken. Uit deze analyse kwamen al snel de profielen voor de koepel, bovenplaat, kuip en wielkappen naar voor (Figuur 2).



Figuur 2: Achteraanzicht zonnewagen

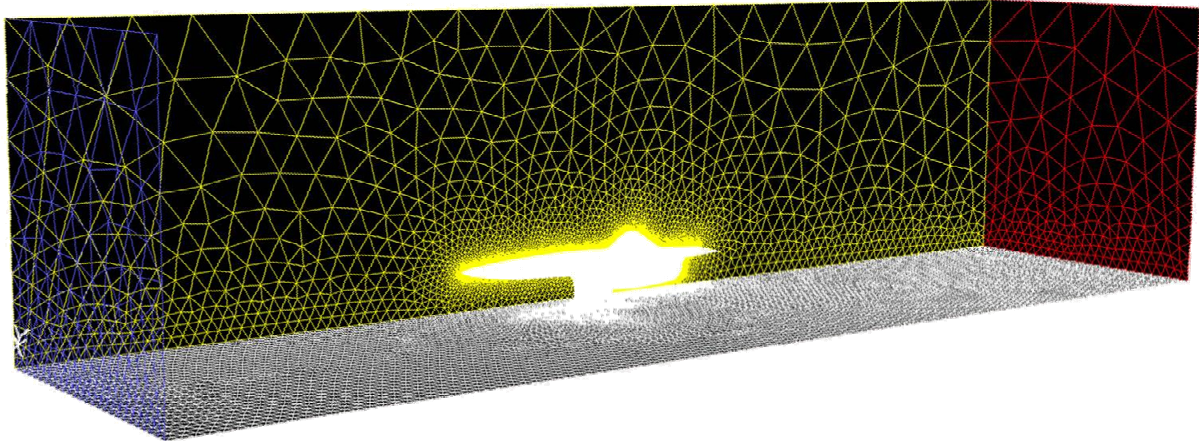
Rekening houdend met de reglementen werd er lang gezocht naar de optimale plaatsing en dimensies van deze onderdelen. In tegenstelling tot de eerste Belgische zonnewagen resulteerde dit in twee sturende wielen vooraan en één drijvend wiel achteraan (Figuur 3). De voorste wielkappen zijn bovendien meedraaiend waardoor deze zeer nauw de sturende wielen omsluiten, met een gereduceerde aërodynamische weerstand tot gevolg [5].



Figuur 3: Onderaanzicht zonnewagen

De argumentatie voor deze belangrijke conceptkeuze gaat uit van het zo lang mogelijk behouden van laminaire stroming aan de onderkant van de wagen. Het is duidelijk dat de kuip en de koepel de grootste obstakels vormen. Deze worden dan ook zo ver mogelijk naar achter geplaatst. Turbulenties die hierdoor ontstaan, zullen een beperkte invloed hebben daar zij geen andere onderdelen beïnvloeden. De meedraaiende wielkappen zullen de laminaire stroming slechts in lichte mate verstoren. Eventuele turbulenties ontstaan bovendien aan de zijkanten van de wagen waardoor ze geen invloed hebben op de stroming over de kuip.

Computersimulaties waar een virtuele windtunnel wordt beschouwd (Figuur 4) waarbinnen de lucht zal stromen over de aërodynamische vorm van de wagen bevestigen deze theorie [5].



Figuur 4: Virtuele windtunnel

1.3.3 Conceptkeuze

Nadat de aërodynamische weerstand, de rolweerstand, het gewicht, de ergonomie, de stabiliteit, enz... van verschillende concepten met elkaar werd vergeleken ontstond een efficiënt concept voor de zonnwagen dat tevens aan de regels van de WSC voldoet. Belangrijke parameters werden definitief vastgezet. Verschillende figuren waarop de basisafmetingen van de zonnwagen zijn aangeduid zijn terug te vinden in Bijlage C.

Hoofdstuk 2

Draagstructuur

De interpretatie van de reglementen en de conceptstudie resulteerden in een efficiënt concept voor de zonnwagen. Dit vormt het vertrekpunt voor het ontwerp van de draagstructuur. Er zijn echter nog vele andere eisen die aan de draagstructuur worden gesteld en die zo deel uitmaken van de randvoorwaarden voor het ontwerp. De keuze bijvoorbeeld tussen een composietstructuur of een metalen vakwerk, de bepaling van de inwerkende krachten en de toelaatbare spanningen, de materiaalkeuze, enz... Deze randvoorwaarden zullen een zeer grote invloed hebben op het resultaat van het ontwerp. De doorslaggevende argumenten voor de belangrijkste keuzes betreffende de draagstructuur worden in dit hoofdstuk dan ook bondig toegelicht.

2.1 Conceptkeuze

Voor de draagstructuur van de zonnwagen zijn er twee mogelijke concepten. Een eerste mogelijkheid is de vakwerkstructuur, waar een metalen vakwerk omgeven wordt door een niet dragend koetswerk. Daarnaast is er de monocoque of zelfdragende structuur, waar het koetswerk van de wagen verstevigd wordt en zo de draagstructuur van de wagen vormt.

Aan de draagstructuur van de zonnwagen worden verschillende eisen gesteld. Onderaan worden in volgorde van belangrijkheid de functies die de draagstructuur moet vervullen opgesomd.

- Ruimte bieden voor één persoon: de bestuurder
- Veiligheid van de bestuurder garanderen (betrouwbaarheid)
- Inwerkende krachten weerstaan (sterkte)
- Beperkte vervormingen vertonen (stijfheid)
- Passen in aërodynamische vorm
- Ondersteuning bieden voor componenten
- Minimalisatie van het gewicht

Het staat vast dat het ontwerpen, berekenen en produceren van een zelfdragende structuur complexer is dan bij een vakwerkstructuur. Algemeen kan men stellen dat het beschikken over ervaring op het gebied van analyse en productie voor beide conceptkeuzes zeer belangrijk is. In het bijzonder wanneer de beschikbare tijd voor de ontwikkeling van de draagstructuur beperkt is. Analooq kan men stellen dat gebrek aan ervaring in deze situatie kan resulteren in een onbetrouwbaar resultaat.

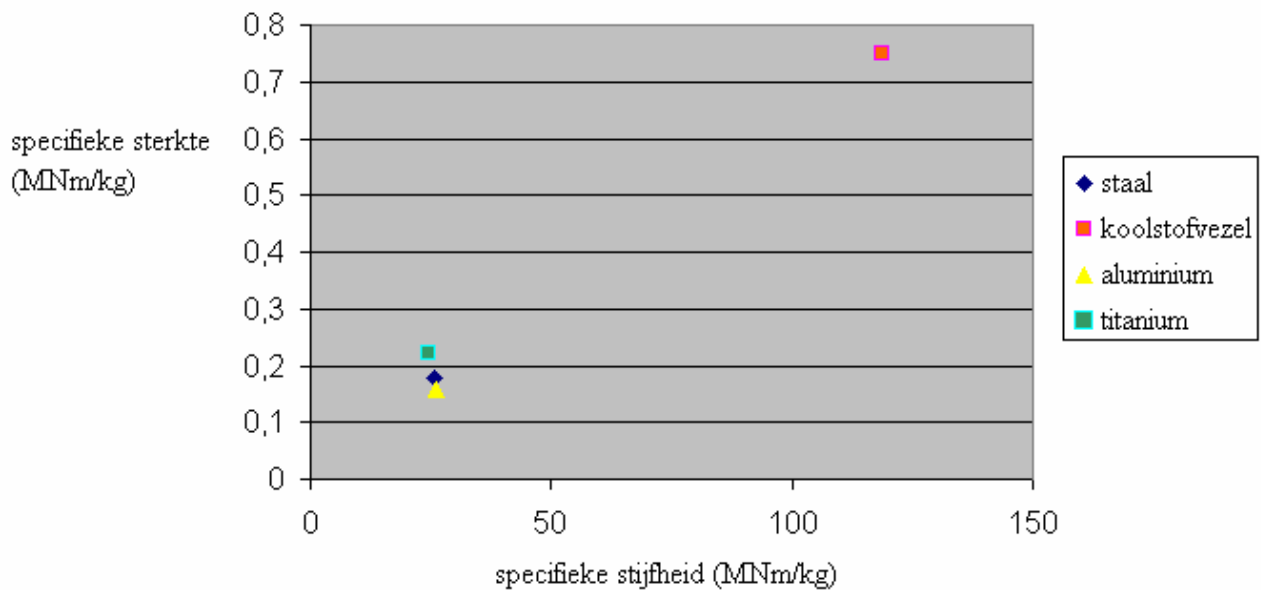
Voor de ontwikkeling van een vakwerkstructuur is voldoende ervaring voor handen. Enerzijds door de leden van het eerste Solar Team [6], anderzijds door verschillende partnerbedrijven. Daarenboven is het mogelijk om aan de hand van eenvoudige sterkteberekeningen de kritische punten van de structuur te controleren op sterkte en stijfheid. Verder kunnen eventuele beschadigingen bij de vakwerkstructuur met een minimum van middelen worden gerepareerd, waar bij de zelfdragende structuur meer middelen, en vooral, voldoende uithardingstijd noodzakelijk zijn.

Hoewel composieten sterker en stijver kunnen zijn dan metalen, is het onwaarschijnlijk dat voor de draagstructuur van de zonnwagen een monocoque lichter is dan een vakwerkstructuur. Dit doordat door gebrek aan ervaring extra materiaal zal moeten worden toegevoegd om de betrouwbaarheid te garanderen. Om bovengenoemde redenen werd beslist om voor de dragende structuur van de zonnwagen gebruik te maken van een vakwerkstructuur. Ondertussen heeft de zonnwagen meer dan 10000km afgelegd en voldoet de draagstructuur nog steeds aan alle vooropgestelde eisen.

Bij de ontwikkeling van een nieuwe zonnwagen moet opnieuw de vraag worden gesteld of er voldoende ervaring voor handen is om een betrouwbare monocoque te ontwikkelen die lichter is dan een vakwerkstructuur en bovendien aan alle eisen voldoet. Cruciaal hierbij is enerzijds de kennis om de bevestigingspunten van de ophanging met de draagstructuur te berekenen en anderzijds de ervaring om ook het productieproces zo betrouwbaar mogelijk te maken.

2.2 Materiaalkeuze

In onderstaande grafiek (Figuur 5) worden de specifieke sterkte en stijfheid van de verschillende mogelijke materialen met elkaar vergeleken. Hieruit blijkt dat voor eenzelfde gewicht de sterkte en stijfheid van koolstofvezel deze van de andere materialen duidelijk overtreft.



Figuur 5: Specifieke materiaaleigenschappen

Buiten het gewicht zijn er ook andere factoren die hun invloed hebben op de materiaalkeuze. Onderaan wordt een beslissingsmatrix weergegeven waarin elk materiaal een bepaalde score krijgt voor de belangrijkste gewogen eigenschappen. Zowel de gewichten als de scores variëren tussen 1 en 5, waar 1 een laag gewicht/score voorstelt en 5 een hoog gewicht/score. De argumentatie voor de verschillende scores wordt in Bijlage D verduidelijkt.

Gewogen eigenschappen \ materialen	Titanium	Aluminium	Staal	Koolstofvezel
1 Kostprijs	2	5	4	1
2 Bewerkbaarheid	2	5	3	4
3 Gewicht	4	3	1	5
4 Reparatiemogelijkheid	2	5	5	2
5 Assemblage	2	5	5	3
Totale score	36	69	58	47

Tabel 2: Beslissingsmatrix

Uit deze beslissingsmatrix (Tabel 2) komt aluminium naar boven als het meest geschikte materiaal voor de vakwerkstructuur. De aluminiumlegering EN AW 7020 T6 leent zich uitstekend voor de constructie van een gelast vakwerk. Deze legering is goed lasbaar, voldoende sterk en stijf en zeer goed te extruderen [7]. Daarenboven kan de verzwakking die plaatselijk ontstaat door het lassen (EN heat infected zone) teniet worden gedaan door de juiste warmtebehandeling toe te passen na het lassen [8]. Aluminium heeft tevens een goede corrosieweerstand. Enkele belangrijke mechanische eigenschappen en informatie over de legeringelementen en de warmtebehandeling zijn terug te vinden in Bijlage E.

2.3 Materiaaltesten

2.3.1 Toelaatbare spanning

Het bepalen van de toelaatbare spanning die in de profielen van het vakwerk kan optreden is van groot belang. Aan de hand van deze spanning zal immers beslist worden of de draagstructuur betrouwbaar is of niet. Aangezien we in dit geval niet met een statische maar een dynamische belasting te maken hebben spreken we van de vermoeiingsterkte i.p.v. de toelaatbare spanning.

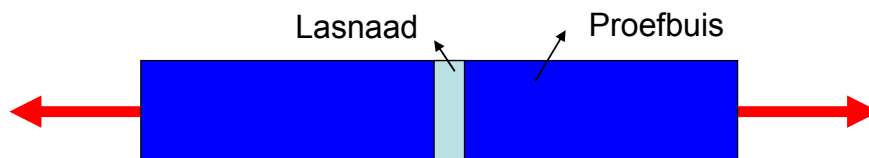
Er bestaat geen algemeen geldig wiskundig verband tussen de waarden voor de vermoeiingsterkte (σ_v) en de treksterkte (R_m) of 0.2 rekgrens ($R_{p0.2}$) van een materiaal. Op basis van proefondervindelijke resultaten geldt voor een zuiver wisselende belasting op trek en druk bij benadering [9].

$$\sigma_v = \frac{R_{p0.2}}{3} = \frac{280MPa}{3} = 94MPa$$

Deze toelaatbare spanning is natuurlijk enkel geldig wanneer de waarde van $R_{p0.2}$ uit de gegevenstabellen van de fabrikant (Bijlage D) correct is en als daarenboven de lasverbinding minstens even sterk is dan het aluminium zelf. Om niets aan het toeval over te laten werden trek- en vermoeiingsproeven uitgevoerd op gelaste aluminium proefbuizen. Deze proefbuizen werden na het lassen aan een warmtebehandeling onderworpen om het materiaal terug op zijn oorspronkelijke sterkte te brengen. Ook de vakwerkstructuur zal immers deze warmtebehandeling ondergaan.

2.3.2 Controle van de lasverbinding

Om de sterkte van de lasnaad te verifiëren werden de proefbuizen onderworpen aan een statische trekproef (Figuur 6). In Bijlage F zijn drie trekkrommes van de respectievelijke proefbuizen terug te vinden in één grafiek. Bij de tweede proef brak de lasnaad bij een spanning van 221MPa en een verplaatsing van 4mm. Bij de andere proefbuizen was de lasnaad sterker dan het aluminium.



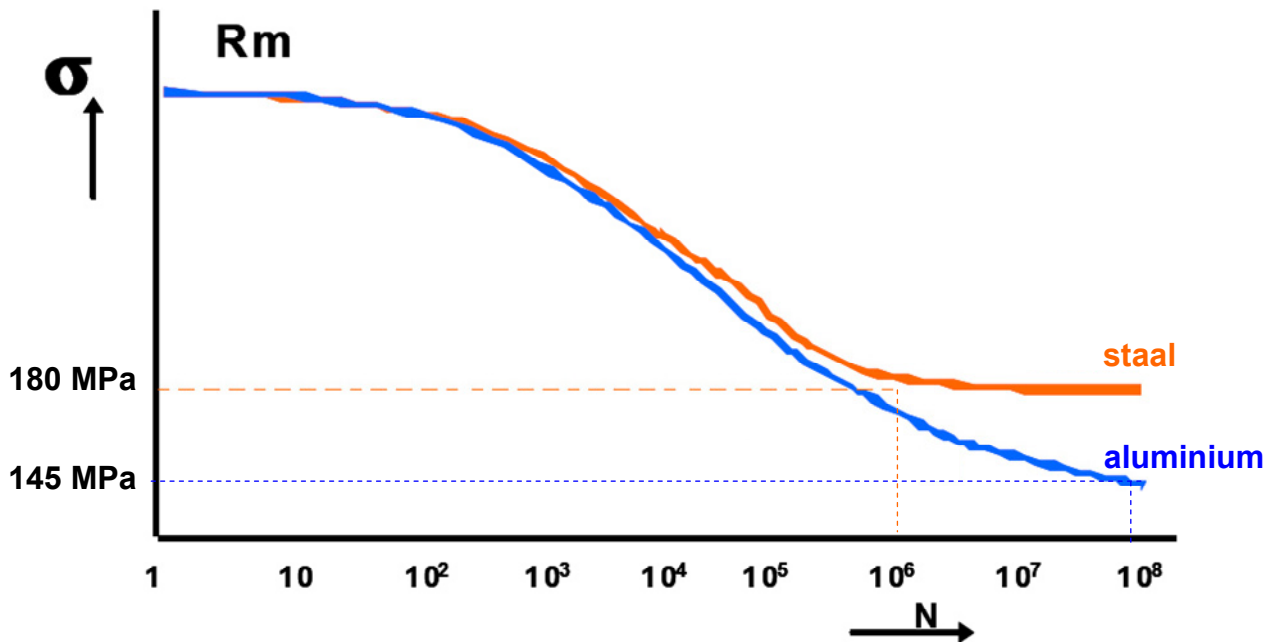
Figuur 6: Controle van de lasverbinding

Na onderzoek blijkt dat de oorzaak voor het breken van de lasnaad bij de tweede proef een excentriciteit van de proefbuis was. Deze excentriciteit werd veroorzaakt door de vervormingen die tijdens en na het lassen ontstonden en bedraagt 1.6mm. Hierdoor traden er niet alleen trekspanningen maar ook buigspanningen op, waardoor de lasnaad zwaarder werd belast en uiteindelijk brak. Aan de hand van enkele basisformules uit de sterkteleer kan inderdaad worden aangetoond dat de excentriciteit 1.4mm zou moeten bedragen om deze theorie te staven (Bijlage F).

Rekening houdend met het feit dat deze proeven niet gestandaardiseerd zijn kan men besluiten dat de theoretische waarden van de 0.2-rekgrens de experimentele waarden benaderen en dat bij een trekbelasting de lasnaad sterker is dan de profielen zelf. Hieruit volgt dat de aluminiumlegering inderdaad goed lasbaar is en dat de juiste keuzes zijn gemaakt voor het lastoefoegmateriaal, het lasprocédé en de warmtebehandeling.

2.3.3 Vermoeiingsproef

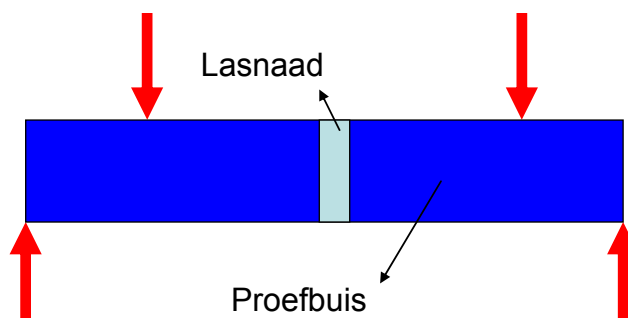
Bij dynamisch belaste constructies kan vermoeiing een belangrijke rol spelen. Aan de hand van de Wöhlerkromme (Figuur 7) is duidelijk te zien dat in tegenstelling tot staal, aluminium zeer gevoelig is voor vermoeiing. Na 10^6 belastingscycli loopt de Wöhlerkromme van staal horizontaal waardoor spanningen lager dan 145MPa duurzaam kunnen worden verdragen. De Wöhlerkromme van aluminium neemt pas na 10^8 belastingscycli een enigszins horizontaal verloop aan [10, 11]. Om een indruk te krijgen van het gedrag van een aluminiumconstructie onder dynamische belastingen wordt in de praktijk de constructie veelal tussen 5 en 7 miljoen spanningswisselingen getest. Bezwijkt de constructie na dit aantal wisselingen niet, dan mag men de levensduur als oneindig beschouwen [9].



Figuur 7: Wöhlerkromme

Verder is het belangrijk om op te merken dat kerfwerking een zeer negatieve invloed heeft op de vermoeiingseigenschappen van een materiaal. Kerfwerking in dynamisch belaste constructies ontstaat onder andere door een ruw of gekrast oppervlak, abrupte overgangen, een slechte lasverbinding, enz...

Ter verificatie werd een gelaste aluminium proefbuis aan de hand van een vierpuntsbuigproef (Figuur 8) onderworpen aan een wisselende buigspanning van 50Mpa. Deze spanning werd afgelezen uit het eindige elementenpakket en bedraagt drie maal de gemiddelde optredende buigspanning in de draagstructuur. Na 10 miljoen (10^7) spanningswisselingen vertoonde de proefbuis nog geen beschadigingen en werd de proef stopgezet. Hieruit volgt dat zowel de lasnaad als de aluminium proefbuis voldoende weerstand bieden tegen een dynamische buigbelasting.



Figuur 8: Vierpuntsbuigproef

2.4 Belastingen

De belastingen die op de draagstructuur worden uitgeoefend zijn onderverdeeld in verschillende belastingsgevallen.

- Stationaire toestand
- Bocht
- Remmen
- Bump (achteraan en vooraan)
- Impact (zijdelings, achteraan en vooraan)
- Impact bovenaan (bij rolbeweging zonnewagen)
- Combinaties van bovengenoemde belastingsgevallen

Bij elk belastingsgeval hoort een verzameling krachten die in dat geval op de draagstructuur inwerken. Om de krachten te berekenen wordt uitgegaan van de eerste wet van Newton.

$$F = m \cdot a \quad (1)$$

Waarbij:

F = kracht (N)

m = massa (kg)

a = versnelling (m/s²)

In stationaire toestand worden de krachten die op de draagstructuur inwerken veroorzaakt door de zwaartekracht en de massa's van de verschillende onderdelen zoals het batterijpakket, de bestuurder, het koetswerk, enzovoort. Bij de simulatie van een rijdende wagen zullen bovenop de belasting in stationaire toestand ook andere krachten inwerken. Wanneer de massa van de zonnewagen, inclusief bestuurder, wordt geschat op 300kg en de geometrie van de ophanging gekend is, kan men aan de hand van bovenstaande formule en onderstaande versnellingen deze krachten bepalen. De versnellingen zijn gebaseerd op de reglementen van de WSC [1] en de ervaring van het eerste Solar Team [3].

Belastingstype	a (m/s²)
Bocht	0.9
Remmen	0.5
Optrekken	0.2
Bump	3
Impact	4

Tabel 3: Versnellingen

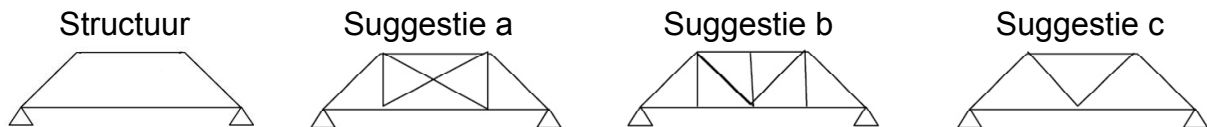
Hoofdstuk 3

Optimalisatiesoftware

Het gebruik van optimalisatiesoftware is in de technologische ontwerp sector haast niet weg te denken. Vele uren manueel itereren hoeft niet meer. Eens alle randvoorwaarden juist zijn ingegeven zal de software de complexe berekeningen immers voor zich nemen. Om zulke hulpmiddelen correct te gebruiken en om fouten te voorkomen is het noodzakelijk om een zeer kritische houding aan te nemen. Daarom wordt in dit hoofdstuk het werkingsprincipe van optimalisatiesoftware kort toegelicht. Vervolgens wordt een eenvoudig mechanisch probleem aan een topologie-optimalisatie onderworpen waarna de resultaten kritisch worden geïnterpreteerd. Hiervoor werd gebruik gemaakt van het programma 'Optistruct' van Altair Engineering.

3.1 Algemeen

Onder optimalisatiesoftware verstaat men software, gebaseerd op de eindige elementenmethode, waarmee men een mechanisch probleem kan optimaliseren naar verschillende objectieven. Hierbij wordt uitgegaan van een gegeven structuur die wordt opgedeeld in (eindige) elementen. De gegeven belastingen en randvoorwaarden worden aangebracht op de knooppunten die de verschillende elementen met elkaar verbinden. Topologie-optimalisatie (Figuur 9) laat toe om, uitgaande van bovengenoemde randvoorwaarden, de optimale materiaalverdeling van een structuur te bepalen [12].



Figuur 9: Topologie-optimalisatie

De draagstructuur van de zonnwagen moet voldoen aan complexe randvoorwaarden (2.1 conceptkeuze). Het handmatig bepalen van de optimale materiaalverdeling is daardoor een ingewikkeld iteratief proces dat zeer veel tijd in beslag neemt. Om die reden wordt beslist om een topologie-optimalisatie door te voeren die achteraf handmatig zal worden gecontroleerd.

Een optimalisatie wordt steeds voorafgegaan door een analyse van het mechanische probleem aan de hand van de eindige elementenmethode. Hierbij wordt een complex probleem, waar analytische rekenmethoden onvoldoende mogelijkheden bieden, opgesplitst in een aaneenschakeling van elementen waarbinnen eenvoudige vergelijkingen gelden. Wanneer de analyse geen foutmeldingen of onverwachte resultaten geeft, weet men dat het eindige elementenmodel correct is opgesteld. In wat volgt gaan we uit van de volgende hypothesen:

- Lineair elastisch materiaalgedrag
- Isotroop materiaal

3.2 Werkingsprincipe

3.2.1 Analyse

De analyse vertrekt van een twee- of driedimensionale vlakkenstructuur die de geometrie voorstelt waarbinnen de analyse en de optimalisatie zal plaatsvinden. Bij een tweedimensionale vlakkenstructuur liggen alle vlakken van de structuur in hetzelfde vlak (twee dimensies). Bij een driedimensionale vlakkenstructuur liggen de vlakken van de structuur niet in hetzelfde vlak (drie dimensies). De vlakkenstructuur wordt vervolgens onderverdeeld in lineaire, dunne plaalementen (EN. meshing). Deze elementen hebben een zekere dikte waardoor zowel krachten in het vlak als loodrecht op het vlak kunnen worden opgenomen. Men spreekt ook wel van semi-tweedimensionale elementen of 2.5D elementen. Hierna worden op de knooppunten van deze elementen de randvoorwaarden en de belastingen aangebracht. Ten slotte worden de mechanische eigenschappen van het materiaal ingegeven.

Na bovengenoemde handelingen kan een analyse worden doorgevoerd. Voor elk element van de vlakkenstructuur kunnen nu de optredende spanningen en verplaatsingen worden berekend. Aangezien met lineaire elementen wordt gewerkt nemen de rekken en dus ook de spanningen in elk element een constante waarde aan.

3.2.2 Topologie-optimalisatie

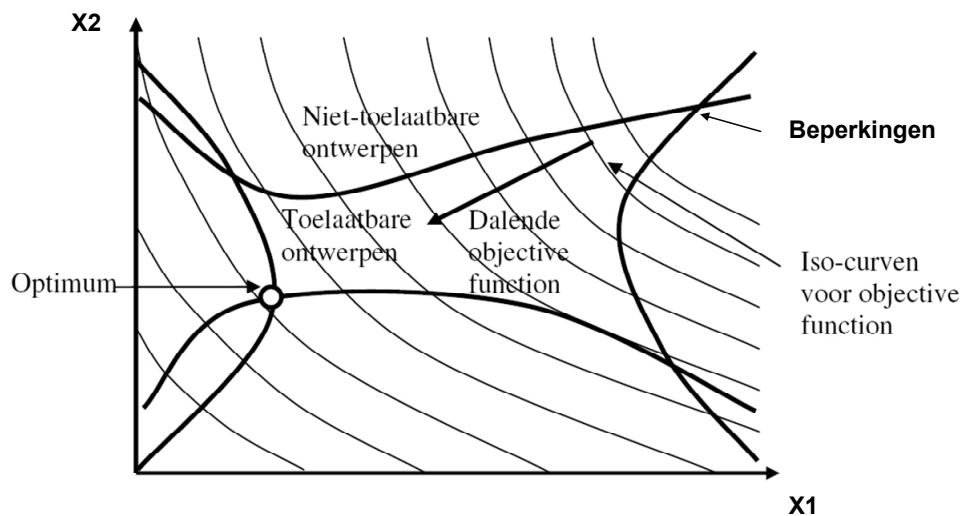
De optimalisatie vertrekt van het eindige elementenmodel dat voor de analyse van het probleem werd opgesteld. Hierna worden de parameters voor de optimalisatie ingevoerd. Men maakt onderscheid tussen:

Optimalisatieparameters	Wiskundig
Ontwerpvariabelen	x_i
Beperkingen	$h(x_i) = 0, g(x_i) \leq 0$
Doelfunctie	$f(x_i)$

Tabel 4: Optimalisatieparameters

Bij een topologie-optimalisatie is de dichtheid van de verschillende elementen een belangrijke ontwerp variabele. Deze dichtheid neemt bij elk element de waarde 0 of 1 aan, waar 0 geen materiaal voorstelt en 1 vol materiaal [12]. Andere ontwerpvariabelen zijn de spanningen en de vervormingen van de elementen. Men definieert de ontwerpruimte als de verzameling van alle ontwerpvariabelen [13].

De beperkingen kunnen zowel geometrisch als mechanisch van aard zijn en stellen limieten aan bepaalde ontwerpvariabelen. Men onderscheidt gelijkheden $h(x_i)$ en ongelijkheden $g(x_i)$ die telkens in functie staan van de ontwerpvariabelen. Men onderscheidt toelaatbare en niet toelaatbare ontwerpen naargelang de ontwerpen in een deelruimte liggen gedefinieerd door beperkingen of niet (Figuur 10).



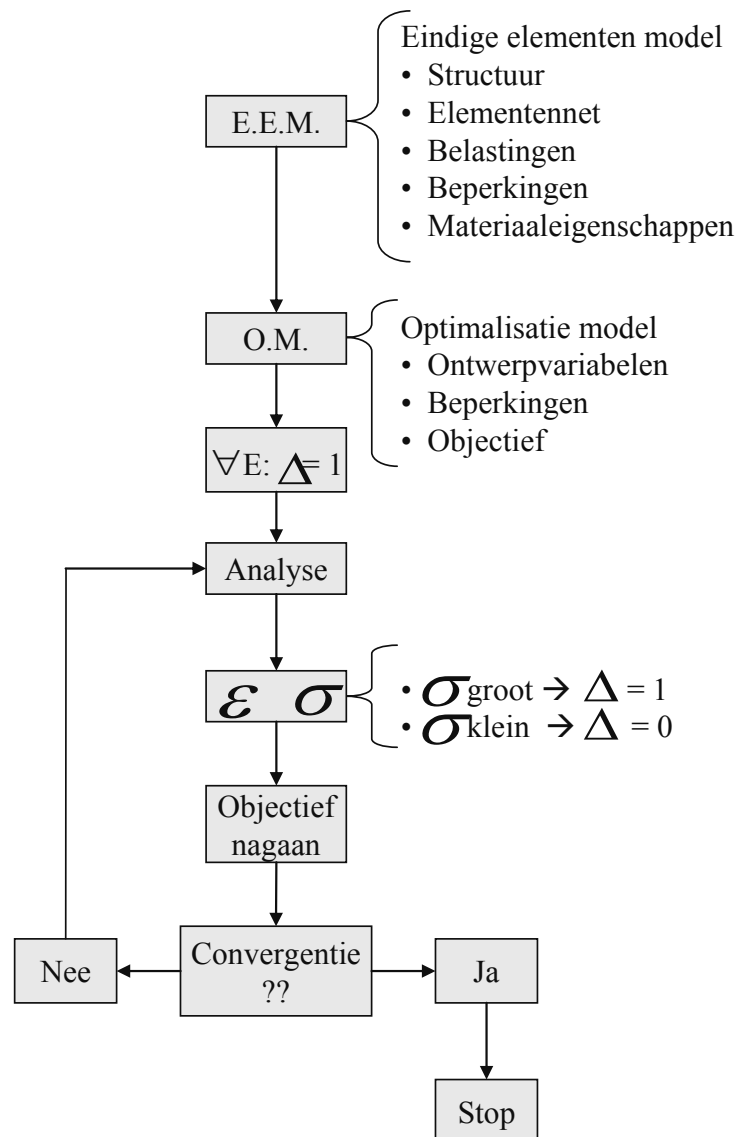
Figuur 10: Ontwerpruimte

De doelfunctie moet uitgedrukt worden in functie van de ontwerpvariabelen op een manier dat de waarde kan bepaald worden voor elk punt in de ontwerpruimte. Mathematisch kan het optimaal ontwerp probleem als volgt worden geformuleerd.

$$\min\{f(x_i) \mid h(x_i) = 0, g(x_i) \leq 0\}$$

Het doel van een topologie-optimalisatie is om de ontwerpvariabelen iteratief te laten variëren zodat een structuur wordt gegenereerd die aan alle beperkingen voldoet en tevens een optimum vindt voor de doelfunctie. Het objectief is in dit geval het minimaliseren van de gewogen soepelheden van de constructie. Dit komt overeen met het maximaliseren van de stijfheid. Aan elk belastingsgeval dat op de vlakkenstructuur inwerkt wordt immers een gewicht toegekend. Naargelang het gewicht of de belangrijkheid van een belastingsgeval zal de soepelheid van de omringende elementen worden aangepast.

Het optimalisatieproces is een iteratief proces. Alvorens te starten worden de densiteiten (Δ) van alle elementen (E) gelijkgesteld aan 1. Hierna volgt een analyse waarbij de spanningen (σ) en de rekken (ε) in elk element berekend worden. Vervolgens worden, rekening houdend met de beperkingen en de doelfunctie, de densiteiten van de elementen waar lage spanningen in optreden op nul gezet. Hierna volgt opnieuw een analyse van de elementen met densiteit 1. Dit iteratieve proces zal stoppen wanneer het maximum aantal iteraties wordt overschreden of wanneer de doelfunctie zijn minimum bereikt. Onderstaand schema geeft deze stappen schematisch weer.



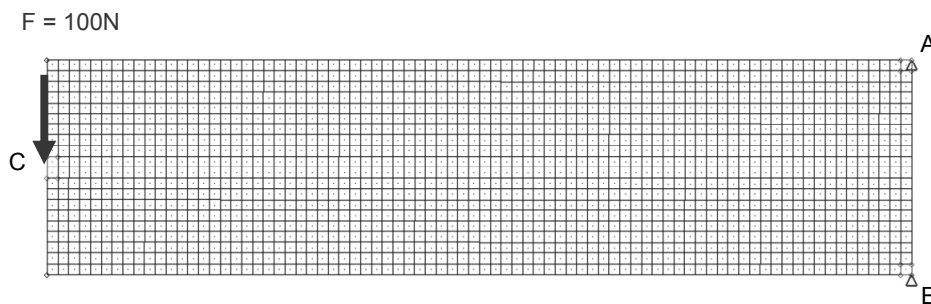
3.3 Voorbeeld

3.3.1 Analyse

Om bovenstaande werkingsprincipes nader toe te lichten wordt een eenvoudig mechanisch probleem (Figuur 11) onderworpen aan een analyse en een topologie-optimalisatie. Eerst wordt het eindige elementenmodel (e.e.m.) opgesteld.

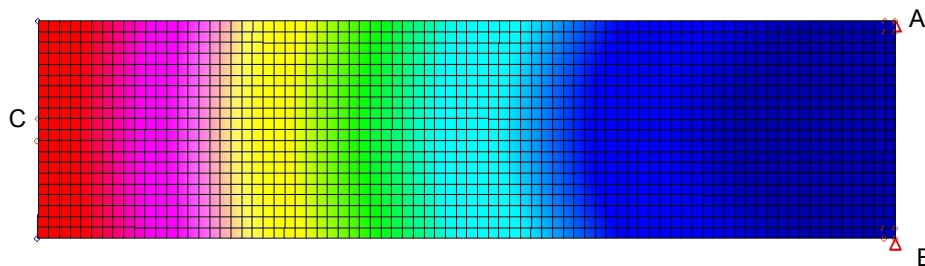
Eindige elementenmodel	
Structuur	2D vlakkenstructuur (L=800mm, H= 200mm)
Elementennet	1600 vierhoekige elementen (□)
Belasting	F = 100N (punt C)
Beperking	Vasthechting (inklemming) in A en B
Materiaaleigenschappen	Aluminium EN AW 7020 T6

Tabel 5: Eindige elementenmodel

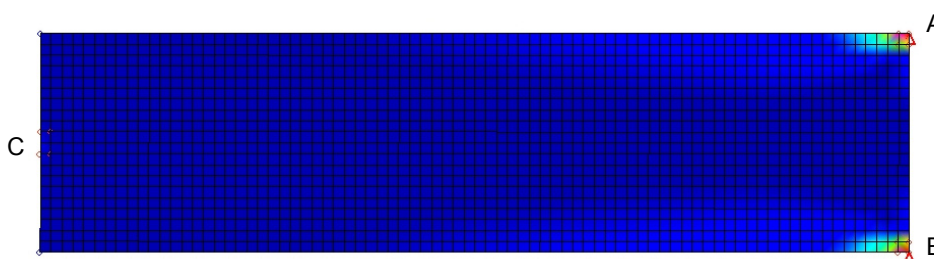


Figuur 11: Ingekleemde balk

Via dit model is het mogelijk om een analyse door te voeren en de spanningen en verplaatsingen in elk element te bepalen. Onderaan zijn de resultaten van deze analyse weergegeven. De verplaatsingen (Figuur 12) zijn het grootst in punt C en nemen af in de richting van de vasthechting. De spanningen (Figuur 13) zijn dan weer het grootst in de omgeving van de punten A en B. Deze resultaten komen overeen met wat initieel te verwachten is. De rechthoek zal tengevolge van de inwerkende kracht doorbuigen waardoor in de structuur spanningen ontstaan die het grootst zijn in de omgeving van de vasthechting.



Figuur 12: Verplaatsingen



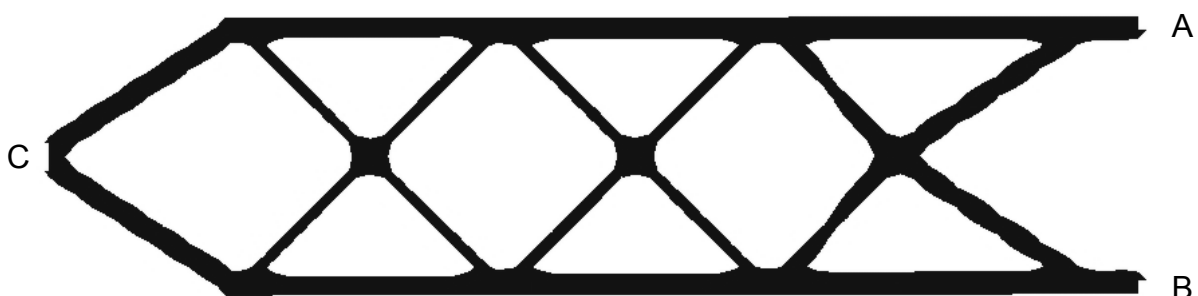
Figuur 13: Spanningen

3.3.2 Topologie-optimalisatie

Wanneer het eindige elementenmodel klaar is kunnen de optimalisatieparameters worden ingevoerd (Tabel 6). Het doel of het objectief van deze optimalisatie is om binnen de structuur een materiaalverdeling te genereren waardoor een lichte en stijve structuur ontstaat. Deze materiaalverdeling stelt in feite de optimale ligging voor van de centerlijnen van de profielen waaruit de vakwerkstructuur zal bestaan. Het resultaat van de topologie-optimalisatie is een hyperstatische vakwerkstructuur die in Figuur 14 is weergegeven.

Optimalisatiemodel	
Ontwerpvariabelen	Densiteit van de elementen
Beperkingen	Maximum volumefractie = 0.1
Objectief	Minimum gewogen soepelheden

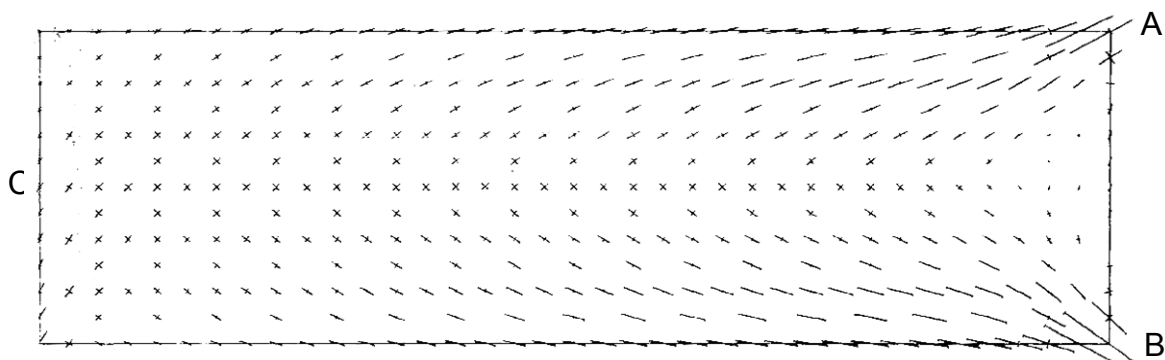
Tabel 6: Optimalisatiemodel



Figuur 14: Geoptimaliseerd vakwerk

3.3.3 Interpretatie

Met behulp van de cirkel van Mohr [14] kunnen de hoofdspansingstrajectoriën in de verschillende elementen van de oorspronkelijke vlakkenstructuur worden aangeduid (Figuur 15). Deze spanningstrajectoriën snijden de horizontale onder een hoek van 45° en snijden elkaar loodrecht.



Figuur 15: Hoofdspansingsrichtingen

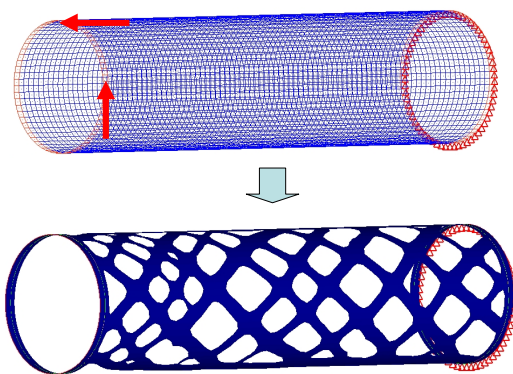
De schuifspanningen kennen een parabolisch verloop en zijn maximaal in de middelste vezels. De trek- en drukspanningen of de normaalspanningen kennen een lineair verloop en zijn maximaal in de uiterste vezels en in de omgeving van de vasthechting, wat ook volgt uit onderstaande formule.

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{E \cdot I} = \frac{F \cdot L \cdot y}{E \cdot I} = cte \cdot L \cdot y \quad \text{Waarbij:}$$

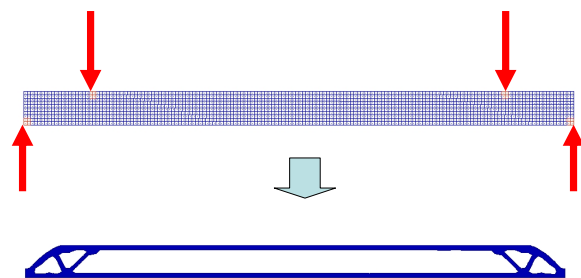
L = lengte van de balk
y = afstand tot de neutrale lijn

De geoptimaliseerde vakwerkstructuur (Figuur 14) voldoet aan deze theoretische aspecten. Op plaatsen waar hoge normaalspanningen optreden is er veel materiaal aanwezig. Op plaatsen waar de normaalspanningen beperkt zijn, bijvoorbeeld op de neutrale lijn, is er bijna geen materiaal aanwezig. Daarenboven vallen de richtingen van de kruisvormige ribben die de stijfheid van de structuur verzekeren samen met de richtingen van de grootste hoofdspansingen.

Ook bij andere voorbeelden zoals een op torsie belaste cilindermantel (Figuur 16) of een balk die aan zuivere buiging onderworpen wordt (Figuur 17), valt op de materiaalverdeling steeds gelegen is volgens de richtingen van de hoofdspansingen, onder een hoek van respectievelijk 45° en 0° met de horizontale.



Figuur 16: Torsie



Figuur 17: Buiging

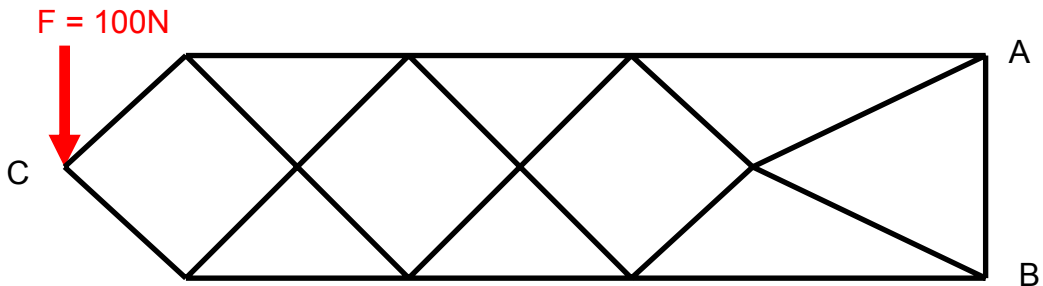
Ten slotte is het belangrijk om op te merken dat het resultaat van een topologie-optimalisatie slechts een suggestie is voor een optimale materiaalverdeling. Hierbij wordt uitgegaan van randvoorwaarden en hypothesen die de realiteit nooit perfect benaderen. Het is in dit voorbeeld bijvoorbeeld financieel moeilijk haalbaar om alle profielen te vervaardigen met een verschillende doorsnede.

Ook het verschijnsel van knik wordt niet in rekening gebracht, zoals in (Figuur 17) valt op te merken. Door het principe van de vierpuntsbuigproef ontstaat in de balk een zuiver buigmoment tussen de neerwaarts gerichte krachten. Hierdoor worden de buitenste vezels belast op druk (bovenaan) en trek (onderaan). Het geoptimaliseerde vakwerk heeft inderdaad een materiaalverdeling die daar rekening mee houdt. Waar echter geen rekening mee wordt gehouden is het gevaar tot het knikken van de bovenste vezels tengevolge van de drukbelasting. Het is aan de gebruiker om de kritische kniklengte te berekenen en eventuele aanpassingen door te voeren.

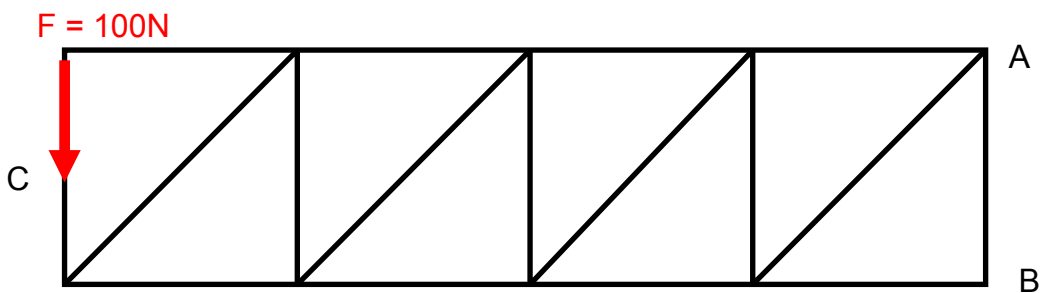
Uit bovenstaande opmerkingen volgt dat het noodzakelijk is om het resultaat van een optimalisatieprogramma zeer kritisch te benaderen. Het is de taak van de gebruiker om het resultaat te toetsen aan de realiteit en daarbij rekening te houden met financiële en productietechnische aspecten. Een letterlijke interpretatie moet absoluut in elke situatie worden vermeden.

3.3.4 Vergelijkende studie

Om de doeltreffendheid van de optimalisatiesoftware na te gaan wordt aan de hand van een eindige elementen analyse het resultaat van de topologie-optimalisatie (Figuur 18) vergeleken met een N - vakwerk (Figuur 19). Beide vakwerken hebben dezelfde buitenafmetingen.



Figuur 18: Geoptimaliseerd vakwerk



Figuur 19: N - vakwerk

Wanneer beide vakwerken zo worden opgebouwd dat de maximaal optredende spanningen (σ_{\max}) gelijk zijn, valt op dat het geoptimaliseerde vakwerk 31% lichter is dan het N vakwerk (Tabel 7).

	N vakwerk	Geoptimaliseerd vakwerk	Vershil
σ_{\max} (MPa)	16.3	16.3	Referentie
m (kg)	1.41	0.97	31 %

Tabel 7: Vergelijkende studie

Hoofdstuk 4

Optimalisatie van de draagstructuur

De randvoorwaarden voor de optimalisatie zijn ondertussen gekend en werden in voorgaande hoofdstukken bondig besproken. Zowel het concept van de zonnwagen als het concept van de draagstructuur staat vast. Daarenboven zijn er belangrijke beslissingen genomen aangaande de materiaalkeuze, de optredende belastingen en de toelaatbare spanning. Ook het werkingsprincipe van de topologie-optimalisatie werd bondig toegelicht en besproken aan de hand van een eenvoudig voorbeeld.

In dit hoofdstuk wordt een korte samenvatting gegeven van de randvoorwaarden waarna er dieper wordt ingegaan op de analyse en de topologie-optimalisatie van de draagstructuur voor de zonnwagen. Hoewel het principe van het optimalisatieproces ondertussen gekend is, zijn er een aantal belangrijke nieuwe aspecten die worden besproken. Daarenboven volgt een kritische interpretatie van het optimalisatieresultaat.

4.1 Randvoorwaarden

Onderstaande tabel vat de randvoorwaarden voor de optimalisatie van de draagstructuur, die uitvoerig worden besproken in de voorgaande hoofdstukken, kort samen.

Randvoorwaarden		Referentie
Concept zonnewagen:	Conceptstudie	Pagina 6
Concept draagstructuur:	Gelaste aluminium vakwerkstructuur	Pagina 9
Eisen draagstructuur:	<ul style="list-style-type: none"> • Ruimte bieden voor één persoon: de bestuurder • Veiligheid van de bestuurder garanderen (betrouwbaarheid) • Inwerkende krachten weerstaan (sterkte) • Beperkte vervormingen vertonen (stijfheid) • Passen in aërodynamische vorm • Ondersteuning bieden voor componenten • Minimalisatie van het gewicht 	Pagina 9
Materiaalkeuze:	Aluminium EN AW 7020 T6	Pagina 10
Maximum toelaatbare spanning	$\sigma_{\max} = 94MPa$	Pagina 11

Tabel 8: Randvoorwaarden

4.2 Analyse

Net zoals bij het voorbeeld van de ingeklemde balk begint een optimalisatie steeds met het opstellen van het eindige elementenmodel en het doorvoeren van een analyse. Toch zijn er enkele belangrijke verschillen.

Eindige elementenmodel	
Structuur	3D vlakkenstructuur (110 vlakken)
Elementennet	150000 elementen (\square en \triangle)
Belasting	100 krachten in 10 belastingsgevallen
Beperking	'Inertia Relief' (IR), pagina 27
Materiaaleigenschappen	Aluminium EN AW 7020 T6

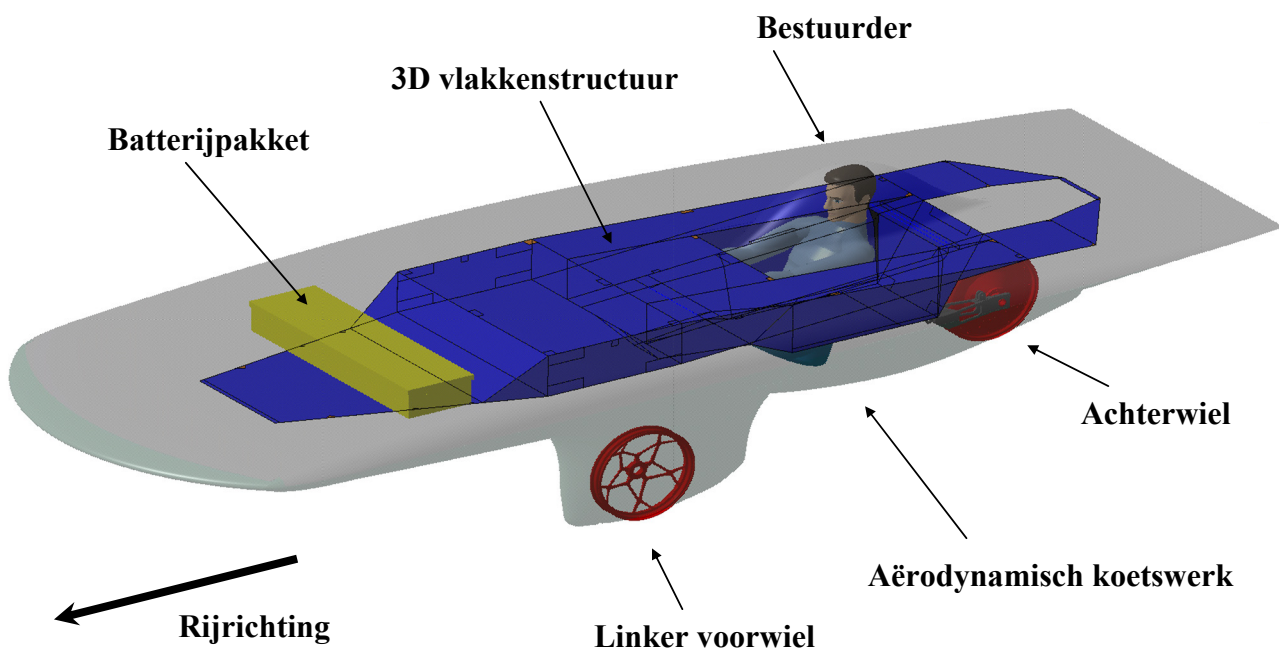
Tabel 9: Eindige elementenmodel

4.2.1 Structuur

Er zijn twee mogelijke opties om de structuur te bepalen waarbinnen de optimalisatie plaatsvindt: de driedimensionale volumestructuur of de driedimensionale vlakkenstructuur. Hierbij is het van groot belang om te zorgen dat de structuur perfect past binnen de aërodynamische vorm, ruimte biedt voor de bestuurder en ondersteuning aan de verschillende componenten van de zonnwagen. Daarenboven moet men er ook rekening mee houden dat het resultaat van de optimalisatie – dat zich binnen de structuur zal bevinden – ook produceerbaar moet zijn. Het moet met andere woorden kunnen worden opgebouwd door geëxtrudeerde profielen te lassen tot een vakwerkstructuur.

De eerste mogelijkheid bestaat erin om een volume te tekenen dat binnen de aërodynamische vorm past en waarin gaten of ‘pockets’ zijn aangebracht waar de bestuurder en de componenten zich bevinden. Omdat er met volumes gewerkt wordt neemt ten opzichte van de driedimensionale vlakkenstructuur de complexiteit en het aantal elementen van het elementennet toe waardoor enerzijds meer kans is op een onnauwkeurige elementen generatie en anderzijds de berekeningstijd per analyse of optimalisatie fors toeneemt. Daarenboven ontstaat – na het optimaliseren – een complexe driedimensionale materiaalverdeling die met behulp van bovengenoemd productieproces zeer moeilijk te produceren valt.

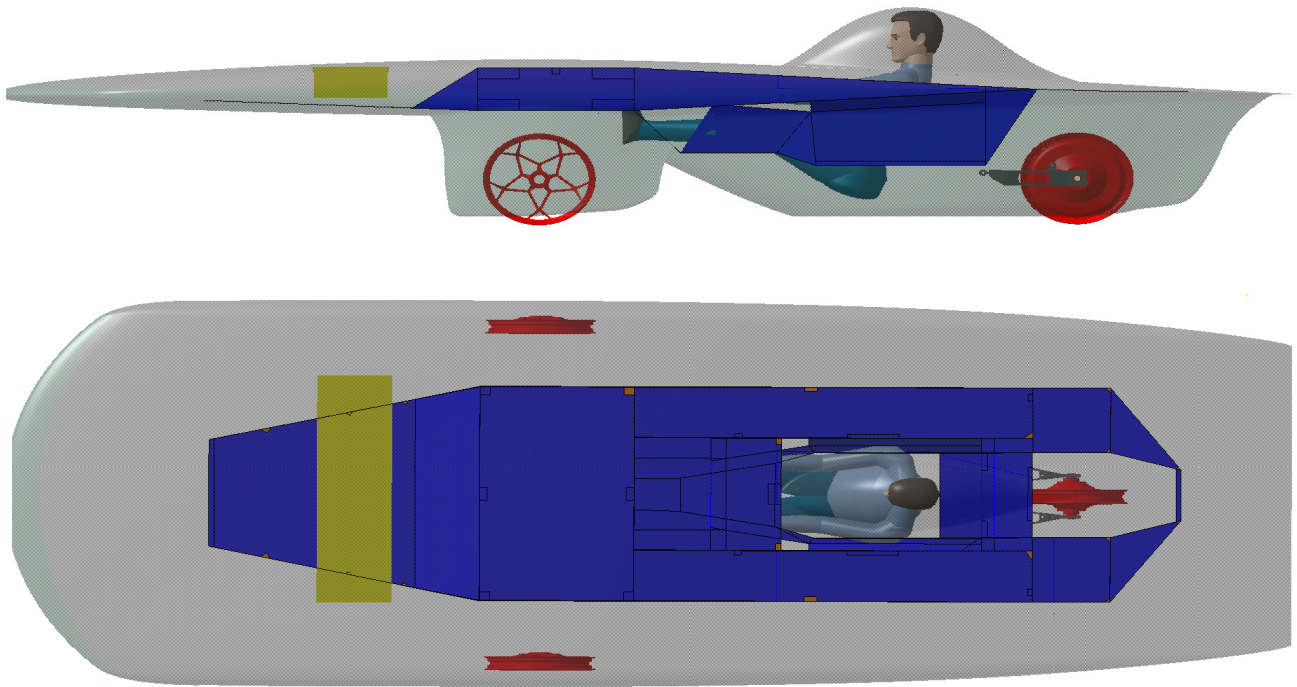
Om die reden werd gekozen voor een driedimensionale vlakkenstructuur. De vlakken zijn zo getekend dat de vlakkenstructuur perfect past binnen de aërodynamische vorm, ruimte biedt voor de bestuurder en ondersteuning aan de verschillende componenten van de wagen (Figuur 20).



Figuur 20: 3D vlakkenstructuur in zonnwagen

Na de optimalisatie kunnen de centerlijnen van de profielen die samen de vakwerkstructuur vormen enkel in bovengenoemde vlakken gelegen zijn. Dit stelt een enorme beperking aan de mogelijkheid tot het zoeken van een optimale materiaalverdeling. Daarom is het opstellen van een doordachte vlakkenstructuur cruciaal. Bij het ontwerp van de draagstructuur werden verschillende vlakkenstructuren met elkaar vergeleken. In dit werk wordt enkel bovenstaande vlakkenstructuur behandeld.

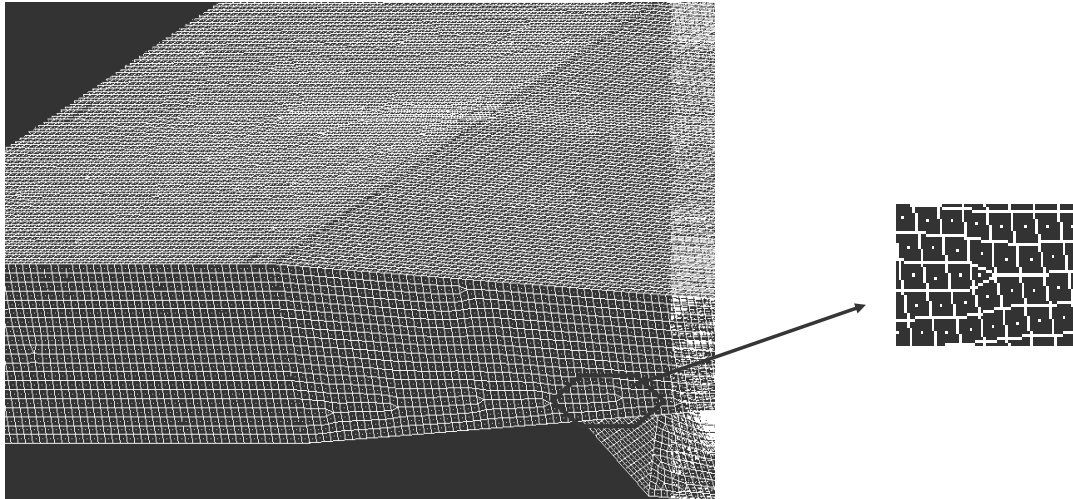
Figuur 21 toont het linker zijaanzicht en het bovenaanzicht van de driedimensionale vlakkenstructuur in de zonnewagen. Deze tekeningen werden gegenereerd met behulp van het CAD- programma 'Catia V5 R17'. Met behulp van dit programma kon de vlakkenstructuur worden opgebouwd binnenin de aërodynamische vorm en konden eventuele ondersnijdingen vroegtijdig worden opgemerkt. Ten slotte werd de vlakkenstructuur – via een gestandaardiseerd formaat (STEP) – geëxporteerd naar het optimalisatieprogramma.



Figuur 21: 3D vlakkenstructuur (zijaanzicht en bovenaanzicht)

4.2.2 Elementennet

Het elementennet zal de verschillende vlakken verdelen in 140000 vierhoekige en 354 driehoekige lineaire, dunne plaalementen. Deze elementen hebben steeds zes vrijheidsgraden per knoop. Om een uniforme verdeling van deze elementen te verkrijgen zal het programma zelf nagaan waar eventueel driehoekige elementen moeten geplaatst worden (Figuur 22).

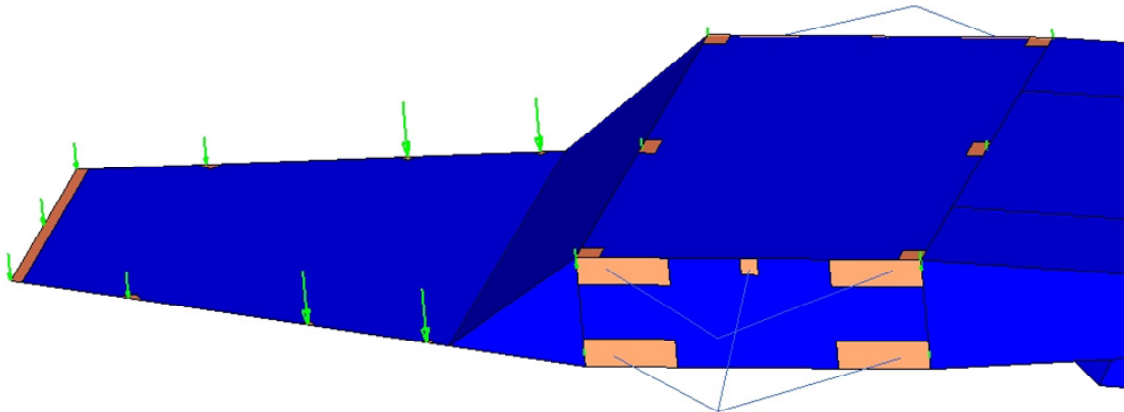


Figuur 22: Elementennet

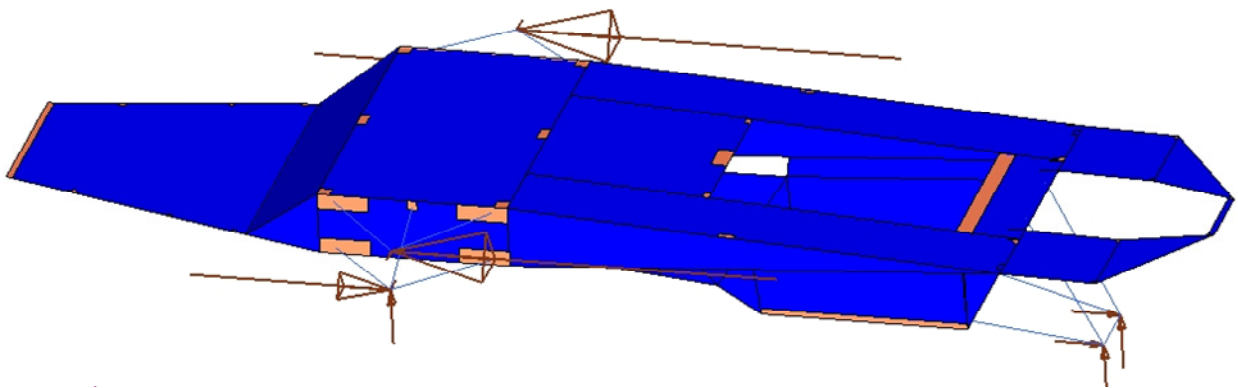
Verder wordt met behulp van vier controlefuncties de kwaliteit van het elementennet gecontroleerd. Dit is een cruciale stap in het optimalisatieproces. De verschillende elementen moeten immers de reële geometrie zo goed mogelijk benaderen. Daarenboven moeten zij aan een aantal voorwaarden voldoen opdat de berekeningen correct worden uitgevoerd.

4.2.3 Belasting

De belastingen die op de draagstructuur worden uitgeoefend zijn onderverdeeld in verschillende belastingsgevallen (Paragraaf 2.4). Bij het aanbrengen van de verschillende belastingen is het belangrijk om ervoor te zorgen dat de aangrijpingspunten zich op zogenaamde non-design vlakken bevinden. Non-design vlakken zijn vlakken waar de densiteit van de elementen steeds gelijk blijft aan 1 of waar met andere woorden tijdens het optimalisatieproces nooit materiaal wordt weggenomen. Op die manier blijven de aangrijpingspunten van de krachten steeds bestaan. In onderstaande figuren worden de belastingen weergegeven voor twee verschillende belastingsgevallen.



Figuur 23: Krachten in rust



Figuur 24: Krachten bij remmen

4.2.4 Beperking

Bij de berekening van de draagstructuur is het niet realistisch om de vlakkenstructuur in te klemmen. Niet alleen bij wagens maar ook bij vliegtuigen en satellieten heeft men een gelijkaardige problematiek. Een mogelijke oplossing is om te werken met de optie 'Inertia Relief'. Door deze optie vormen de inwerkende krachten evenwicht met een verzameling van translatie, en rotatieversnellingen die automatisch gegenereerd worden door het optimalisatieprogramma uitgaande van de massa's van de verschillende onderdelen. Deze versnellingen zorgen voor krachten die ingrijpen op alle elementen van de constructie en zijn zo verdeeld dat de totale som van alle krachten nul wordt. Op die manier ontstaat krachtenevenwicht waardoor de spanningen en verplaatsingen worden bepaald.

4.3 Topologie-optimalisatie

Wanneer het eindige elementenmodel klaar is kunnen net zoals bij het voorbeeld van de ingeklemde balk de optimalisatieparameters worden ingevoerd.

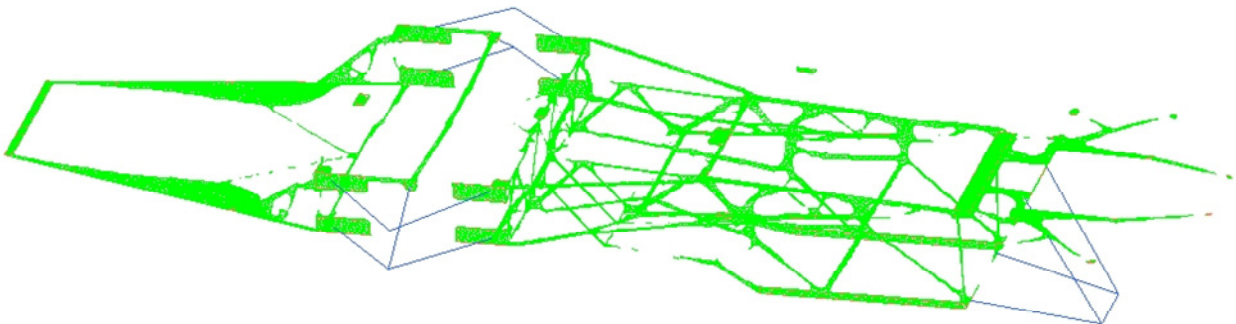
Optimalisatiemodel	
Ontwerpvariabelen	Densiteit van de elementen
Beperkingen	Maximum volumefractie = 0.1
Objectief	Minimum gewogen soepelheden

Tabel 10: Optimalisatiemodel

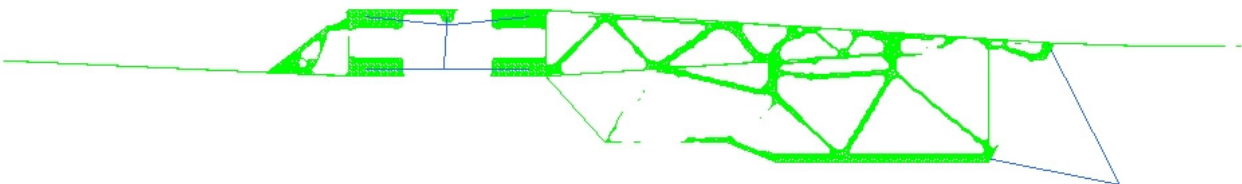
Na 77 iteraties of 8 uur rekestijd op een werkstation (Tabel 11) convergeert de doelfunctie waarna de optimale materiaalverdeling zichtbaar wordt (Figuur 25, Figuur 26). Deze materiaalverdeling stelt de plaats voor waar de centerlijnen van de buizen best liggen zodat een lichte maar toch stijve structuur ontstaat.

Besturingssysteem	Microsoft Windows XP SP2 64bit
Ram Geheugen	8Gb
Processor	2 x Intel Pentium 4 (3.6GHz)

Tabel 11: Specificaties werkstation



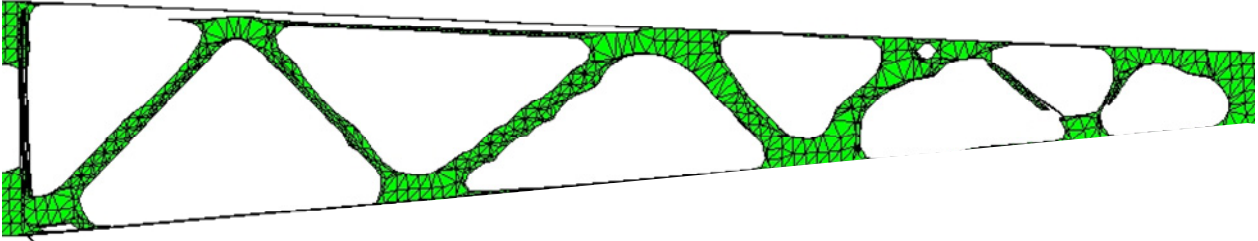
Figuur 25: Resultaat optimalisatie (isoparametrisch)



Figuur 26: Resultaat optimalisatie (zijaanzicht)

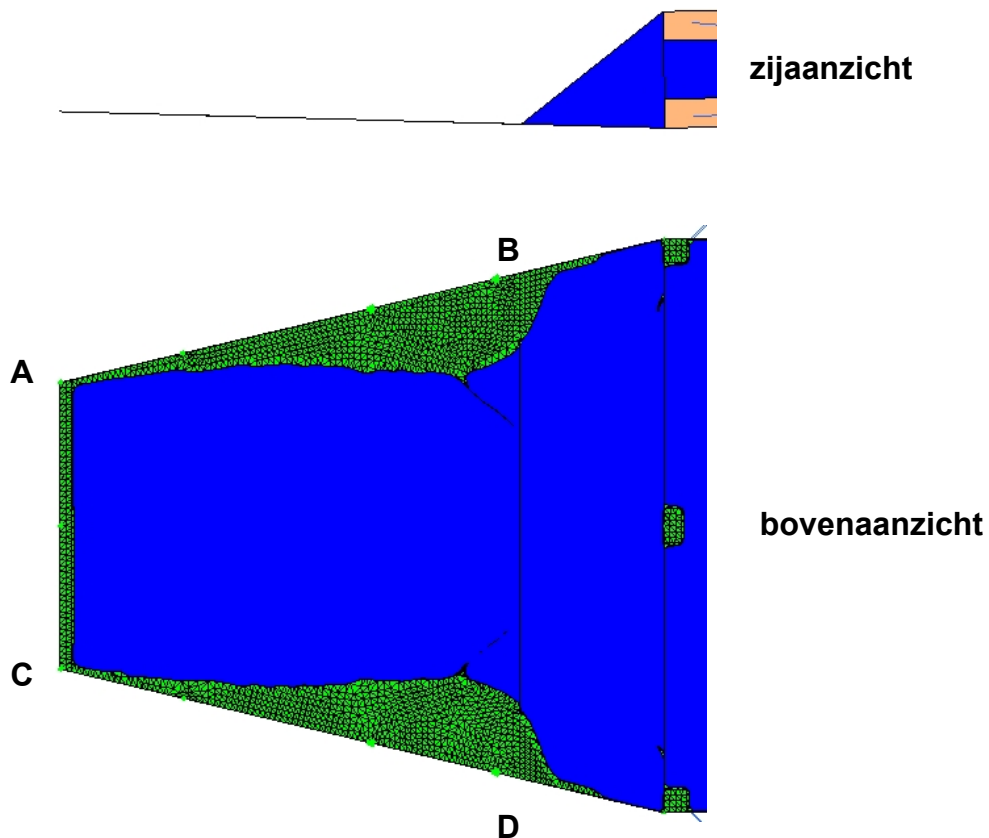
4.4 Interpretatie

De gegenereerde materiaalverdeling stelt een grillig patroon voor dat relatief goed te verklaren valt met de conventionele formules uit de sterkteleer. Op verschillende plaatsen valt een driehoekige materiaalverdeling op. Buizen die op deze manier worden geplaatst zullen inderdaad enkel op trek en druk worden belast, waardoor geen buiging zal optreden en hoge spanningen kunnen worden verdragen. Dit is duidelijk te zien wanneer het zijaanzicht (Figuur 26) van naderbij wordt bekeken (Figuur 27).



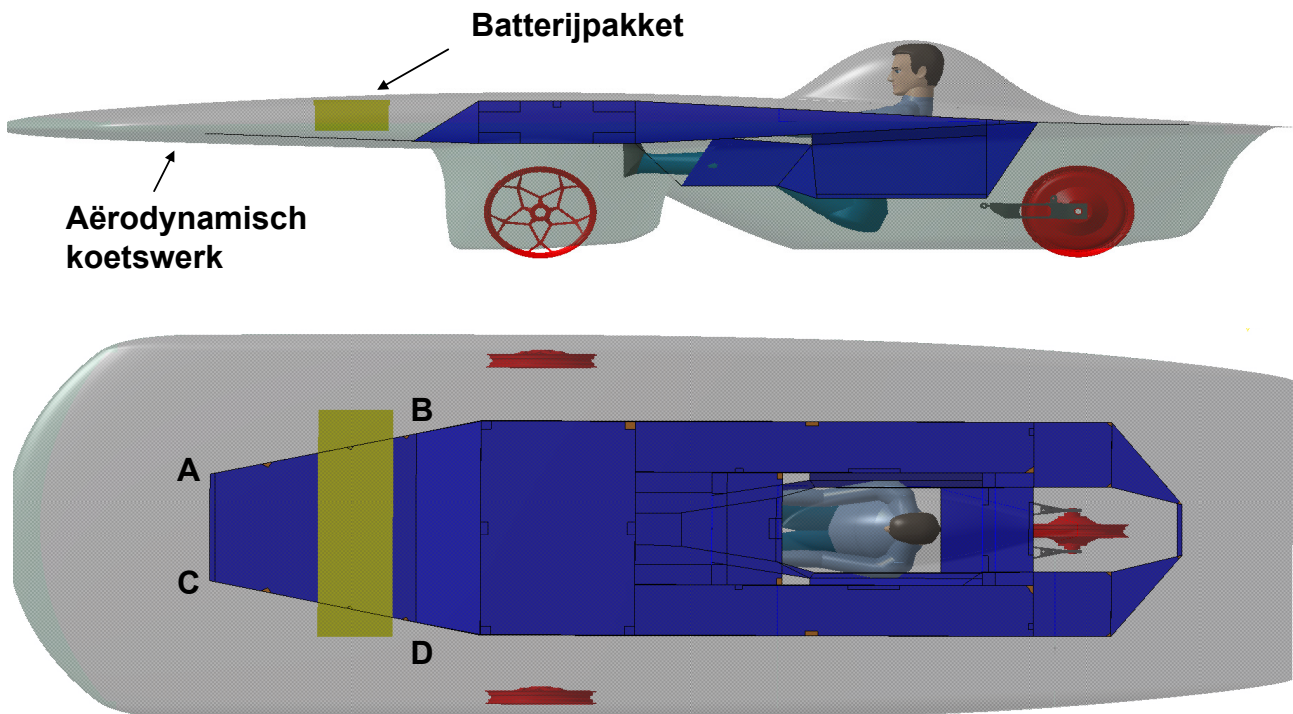
Figuur 27: Driehoekige materiaalverdeling

Aan de voorkant van het resultaat van de optimalisatie (Figuur 26) valt op dat de materiaalverdeling geen dunne lijn doch eerder een plat vlak voorstelt (Figuur 28). Hieruit volgt dat de optredende spanningen op die plaats – in de punten B en D – kritisch zijn.



Figuur 28: Materiaalverdeling vooraan

De oorzaak hiervan is terug te vinden in de oorspronkelijke vlakkenstructuur (Figuur 29). Vooraan bestaat deze vlakkenstructuur uit één horizontaal vlak omlijnt door de punten A,B,C en D. In onderstaande figuur is duidelijk te zien dat – door de plaatsing van het batterijpakket en het dunne aërodynamische koetswerk – vooraan geen vakwerkstructuur kan worden opgebouwd, met kritische buigspanningen in de punten B en D tot gevolg.



Figuur 29: Vlakkenstructuur in de zonnwagen

Uitgaande van de gebruikte profielen en de materiaalkeuze wordt de optredende spanning in deze punten berekend en vergeleken met de vermoeingssterkte, waaruit volgt dat de spanning in de punten B en D onderkritisch is. Ook een handmatige sterkteberekening bevestigt deze theorie (Bijlage G).

$$\sigma_b = 81\text{Mpa} = \text{optredende maximale buigspanning}$$

$$\sigma_v = 94\text{Mpa} = \text{toegelaten buigspanning}$$

Het aanbrengen van de centerlijnen van de verschillende profielen bovenop de materiaalverdeling is een zeer cruciale stap waarbij rekening moet worden gehouden met de praktische realiseerbaarheid van de constructie. Wanneer vijf buizen bijvoorbeeld samenkomen in één punt vormt dit een connectie die zeer moeilijk te lassen is, hoewel dat uit de tekening niet rechtstreeks valt af te leiden. Om de theorie aan de praktijk te toetsen werd een houten prototype gebouwd op ware schaal waardoor kritische punten naar de productie toe werden opgespoord en aangepast (Bijlage H).

4.5 Profielkeuze

Het profiel van de buizen moet zodanig worden gekozen dat er een optimale verhouding tussen stijfheid, sterkte en gewicht ontstaat. De stijfheid van een constructie-element is afhankelijk van de elasticiteitsmodulus van het materiaal en van het traagheidsmoment van de doorsnede. Door de diameter van de buis te laten toenemen en te werken met een zeer dunne wanddikte, kan men de stijfheid aanzienlijk verhogen. Hierbij moet met natuurlijk rekening houden met de beperkingen voor de productie. Een wanddikte lager dan 1mm maakt extruderen en lassen zo goed als onmogelijk. Een buitendiameter van meer dan 45mm zorgt er dan weer voor dat er teveel plaats wordt ingenomen.

Uitgaande van de beschikbare matrijzen waarmee de buizen worden geextrudeerd, en rekening houdend met de productiebeperkingen, kan de verhouding van het weerstandsmoment tegen doorbuiging en de massa per lopende meter worden uitgezet [12].

$$R = \frac{W_b}{m'} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) \cdot \frac{1}{m'} = \frac{I}{e \cdot m'}$$

Waarbij:

R = verhouding (mm⁴/kg)

W_b = weerstandsmoment tegen doorbuiging (mm³)

m' = massa per lopende meter (kg/mm)

D = buitendiameter (mm)

d = binnendiameter (mm)

I = traagheidsmoment (mm⁴)

e = afstand tot neutrale lijn (mm)

Deze verhouding werd voor de verschillende matrijzen bekeken. Twee profielen kwamen duidelijk naar voren (Tabel 12). 'Profiel 2' wordt vooral gebruikt waar veel buiging optreedt, terwijl 'profiel 1' gebruikt zal worden op plaatsen waar vooral trek en druk optreden.

Profiel	d (mm)	D (mm)	R (mm ⁴ /kg)	m' (kg/mm)	L _{knik} (mm)
1	19	22	1.6	300	1246
2	35	38	3.3	464	2215

Tabel 12: Profielkeuze

Het is zeer belangrijk op te merken dat de optimalisatiesoftware geen rekening houdt met knik, het verschijnsel waarbij een op druk belast profiel zal knikken of plooiën. De gebruiker moet hier dus zelf rekening mee houden. Om die reden werd de kritische kniklengte voor de beide profielen berekend a.h.v. onderstaande formule [14]. Hier werd tijdens het ontwerp van de draagstructuur rekening mee gehouden.

$$L_{knik} = \frac{\pi}{0.5} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\sigma_v \cdot A}}$$

Waarbij:

L_{knik} = kritische kniklengte (mm)

E = elasticiteitsmodulus = 70000MPa

I = traagheidsmoment (mm⁴)

σ_v = vermoeiingssterkte = 94MPa

A = dwarsdoorsnede (mm²)

4.6 Rolbeugel

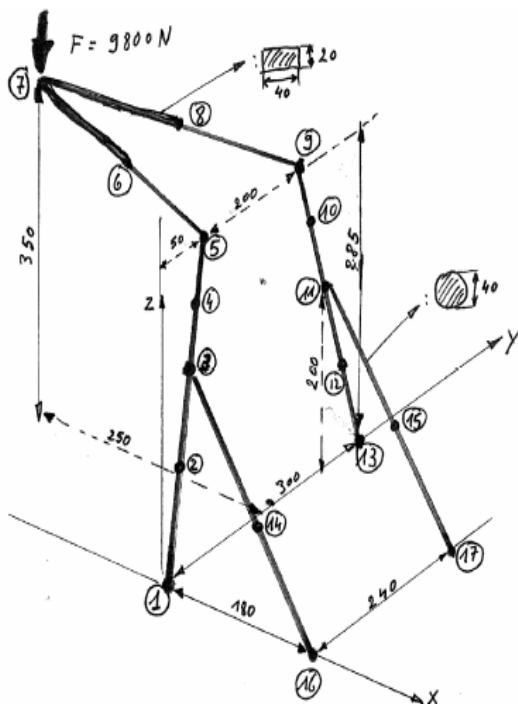
De rolbeugel (Figuur 30) is een belangrijk onderdeel van de draagstructuur. Hij bevindt zich tussen het hoofd van de bestuurder en de binnenkant van de koepel en heeft als functie om de veiligheid van de bestuurder te garanderen in geval van een zijdelingse rolbeweging van de zonnwagen.



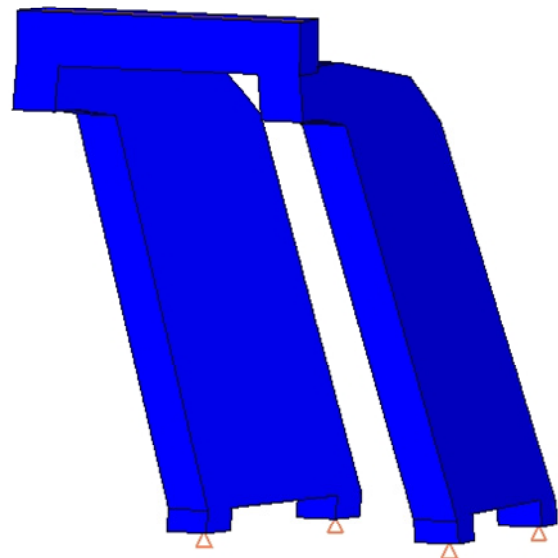
Figuur 30: Rolbeugel

De beugel moet een verticale belasting van 9800N kunnen weerstaan [1] en daarenboven zo licht en zo dun mogelijk zijn. Dit laatste heeft betrekking op de aërodynamische weerstand die hier opnieuw zeer belangrijk is. Een dunne rolbeugel resulteert immers in een kleinere koepel met een lagere aërodynamische weerstand.

Een eerste optie was een rolbeugel die bestond uit aluminium staven maar die met een gewicht van 7kg onaanvaardbaar was (Figuur 31). Daarenboven werd een driedimensionale ontwerpruimte (Figuur 32) ontworpen die de basis zou vormen voor een geoptimaliseerd gietstuk. Na een eerste schatting bleek echter dat ook hier het gewicht meer dan 5kg zou bedragen wat opnieuw onaanvaardbaar was.

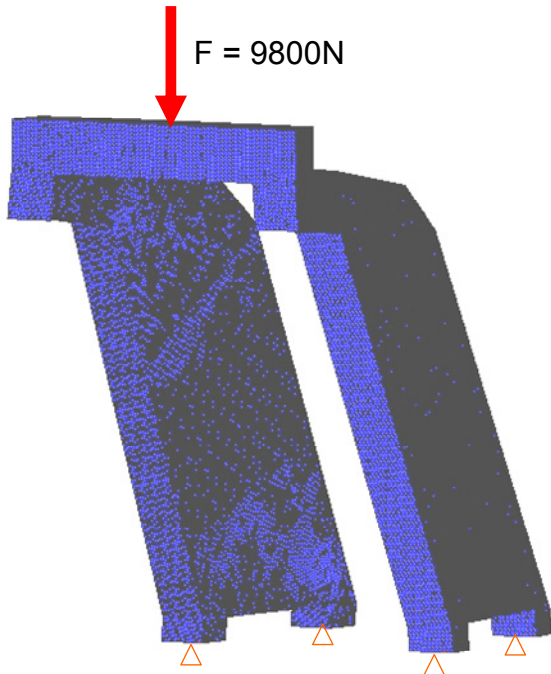


Figuur 31: Initieel ontwerp

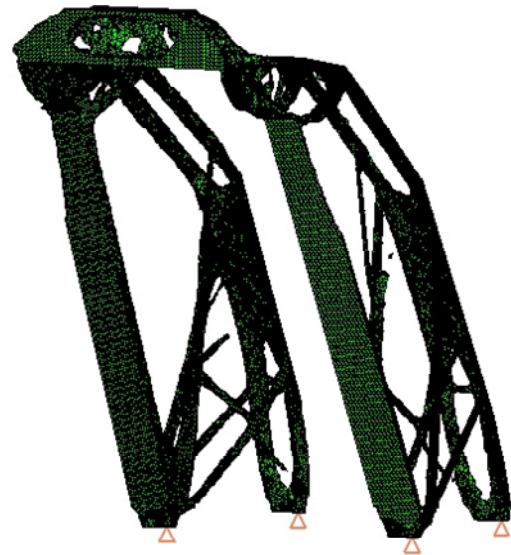


Figuur 32: 3D ontwerpruimte gietstuk

De ontwerpruimte voor het gietstuk bood echter wel de mogelijkheid om opnieuw een topologie-optimalisatie uit te voeren met als doel de optimale ligging van de centerlijnen van profielen te bepalen om een lichtgewicht vakwerkstructuur te bekommen. Na het opstellen van het eindige elementenmodel (Figuur 33) en het optimalisatiemodel werd een suggestie voor de optimale materiaalverdeling gegenereerd (Figuur 34).

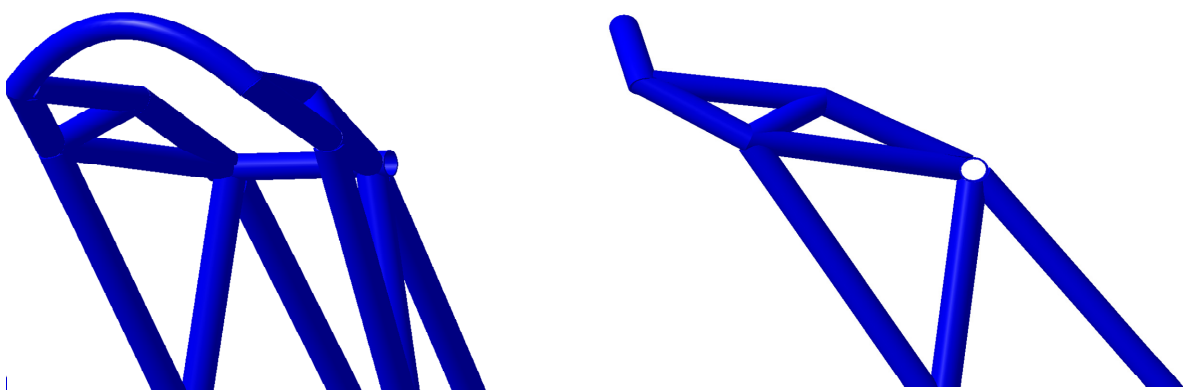


Figuur 33: Eindige elementenmodel



Figuur 34: Optimale materiaalverdeling

Hierbij is het belangrijk op te merken dat de driedimensionale structuur zorgt voor een complex elementennet en een moeilijk produceerbare materiaalverdeling, zoals in Paragraaf 4.2.1 al werd vermeld. Uitgaande van Figuur 34 en de profielen die bij het ontwerp van de draagstructuur werden gebruikt ontstond een rolbeugel (Figuur 35) met een gewicht van slechts 800g, wat bij benadering negen keer lichter is dan het initiële ontwerp en zes keer lichter dan het gietwerk.



Figuur 35: Geoptimaliseerde rolbeugel

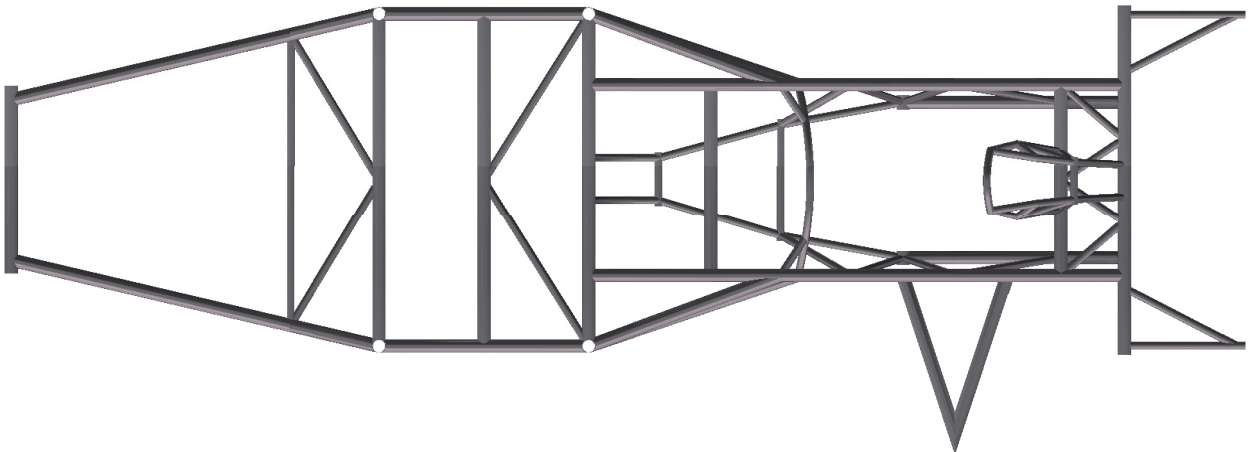
4.7 Resultaat

Uitgaande van de optimale materiaalverdeling voor zowel de draagstructuur als de rolbeugel en gebruik makend van de gekozen profielen werd de vakwerkstructuur ontworpen. Na het tekenen van de profielen werd een eindige elementen analyse uitgevoerd waarbij de oorspronkelijke krachten ingrijpen op de buizenstructuur. Hierdoor was het mogelijk om bij alle profielen de spanningen en verplaatsingen te bestuderen die optreden bij de verschillende belastingsgevallen. Deze waarden werden dan vergeleken met de maximum toelaatbare waarden. In enkele kritische punten werden ook handberekeningen uitgevoerd ter controle van de spanningen en verplaatsingen. Na verschillende controles bleek dat geen van de buizen bovenkritisch werd belast.

Het resultaat is een aluminium vakwerkstructuur (Figuur 36 en Figuur 37) met een lengte, breedte en hoogte van respectievelijk 3500, 1000 en 1000mm en een totaal gewicht van slechts 19kg (inclusief rolbeugel).

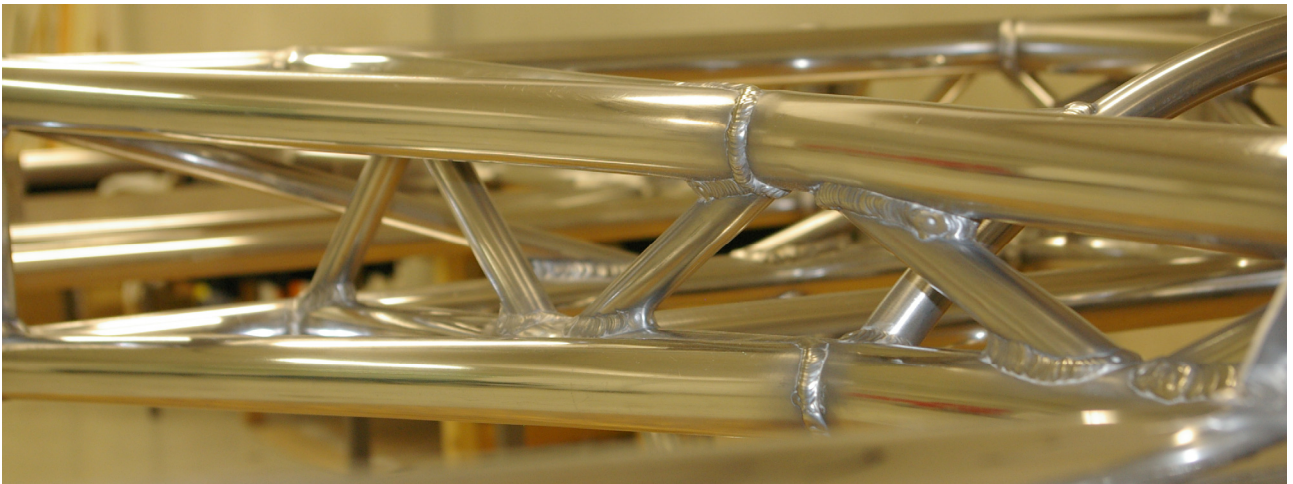


Figuur 36: Draagstructuur - LZAZ



Figuur 37: Draagstructuur - BAZ

Om tot dit resultaat te komen werd erg veel tijd gespenseerd in het aanleren en het correct toepassen van de optimalisatiesoftware. Na een vijfdaagse training in Duitsland werden vele oefeningen gemaakt om de werking van het programma te doorgronden. In totaal waren ongeveer 20 volledige werkdagen vereist om het programma aan te leren en toe te passen op het ontwerp van de draagstructuur. De productie van de draagstructuur nam 15 werkdagen in beslag. Ten slotte werden de aluminium buizen gepolijst om kerfwerking te voorkomen (Figuur 38) en (Figuur 39).



Figuur 38: Gepolijste draagstructuur a



Figuur 39: Gepolijste draagstructuur b

Besluit

Het ontwerpen en optimaliseren van de draagstructuur voor een zonnwagen is een complexe taak. Uit de studie van de ontwerp parameters van de zonnwagen volgt dat de aërodynamische weerstand belangrijker is dan het totale gewicht van de wagen. Het ontwerp van de draagstructuur wordt met andere woorden voorafgegaan door de aërodynamische studie van het koetswerk. Hierdoor ontstaat een complexe geometrie waarbinnen de draagstructuur moet passen. Ook het reglement van de World Solar Challenge legt enkele belangrijke beperkingen op waaraan de draagstructuur moet voldoen.

Met behulp van een topologie-optimalisatie in een driedimensionale vlakkenstructuur kan een suggestie tot de optimale materiaalverdeling voor de draagstructuur worden gegenereerd. Hoewel deze suggestie suboptimaal is, kan worden besloten dat het toepassen van bovengenoemde methode resulteert in een betrouwbare en lichte draagstructuur voor de zonnwagen. Daarenboven werd aangetoond dat het optimalisatieprogramma – mits het correcte gebruik ervan – in vele andere situaties een zeer efficiënte materiaalverdeling kan genereren. Een vergelijkende studie toont bijvoorbeeld aan dat een geoptimaliseerde vakwerkstructuur 30% lichter kan zijn dan een gestandaardiseerde vakwerkstructuur zoals de N-ligger.

Het optimalisatieproces gaat uit van een gegeven ontwerpruimte (driedimensionale vlakkenstructuur), inwerkende krachten, materiaaleigenschappen en randvoorwaarden om op een iteratieve manier materiaal te verwijderen op plaatsen waar lage spanningen optreden. De resulterende materiaalverdeling stelt in dit geval de plaats voor waar de centerlijnen van de profielen moeten liggen om een vakwerkstructuur te bekomen die aan de vooropgestelde eisen voldoet.

Om tot een goed resultaat te komen moeten verschillende voorwaarden worden vervuld. Zo is het essentieel dat de gebruiker van de optimalisatiesoftware een degelijke basiskennis heeft van zowel de sterkteleer als de eindige elementenmethode. Deze basiskennis stelt de gebruiker in staat om zowel de randvoorwaarden als de resultaten op een kritische manier te interpreteren. Een belangrijk nadeel van de optimalisatiesoftware is immers dat het voor de gebruiker erg moeilijk is inzicht te krijgen in het optimalisatie algoritme. In dit werk werd aangetoond dat de resultaten van de topologie-optimalisatie kunnen worden verklaard aan de hand van enkele basisprincipes uit de sterkteleer. Zo valt bijvoorbeeld op dat de gegenereerde materiaalverdeling – bij een ingeklemde balk belast op buiging of een cilindermantel belast op torsie – samenvalt met de hoofdspansingsrichtingen. Daarenboven worden structuren gegenereerd die veelal op trek en druk worden belast en minder op buiging, wat opnieuw overeenkomt met de basis van de vakwerktheorie.

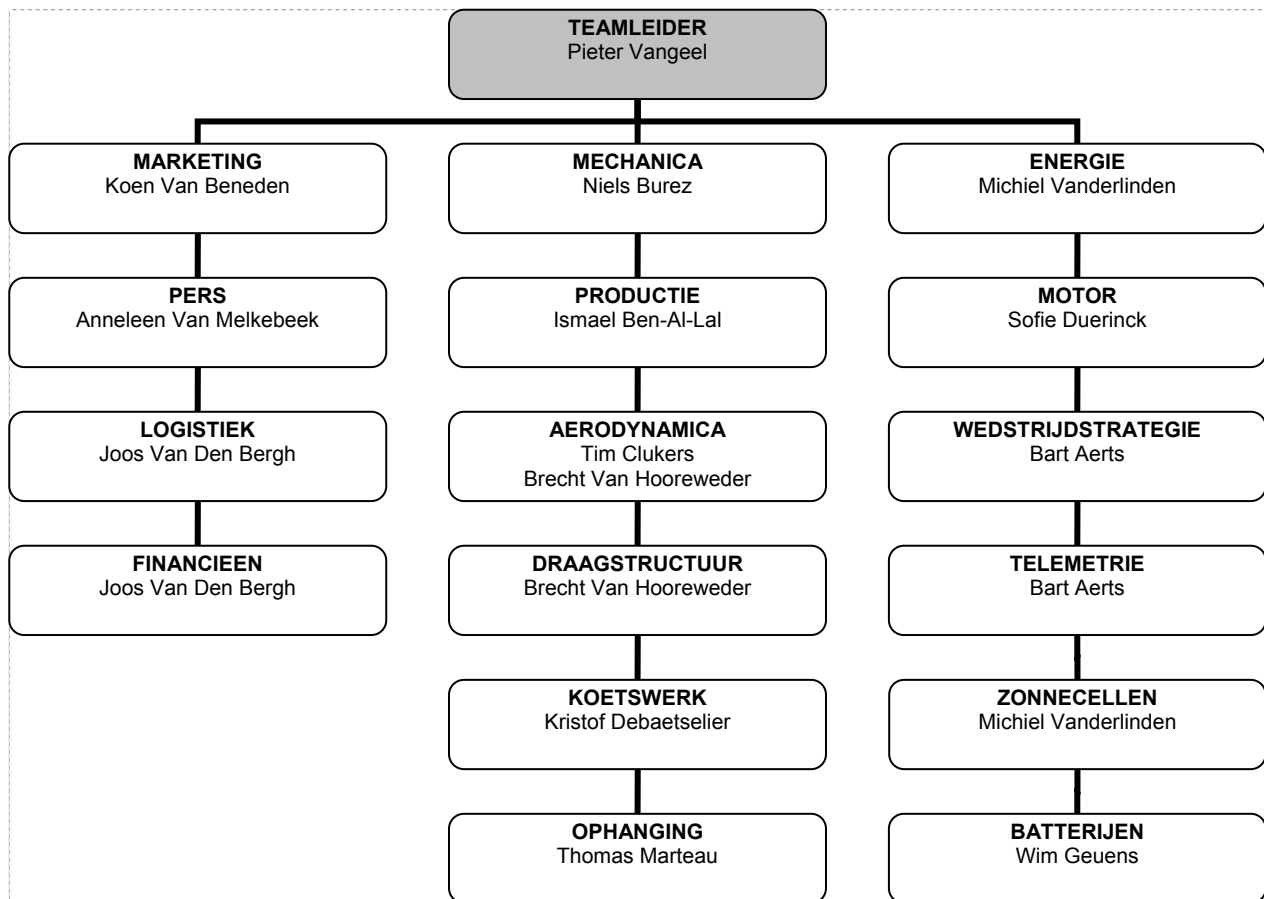
Het gebruik van optimalisatiesoftware brengt natuurlijk ook enkele nadelen met zich mee. Zo is het onmogelijk om een model op te stellen dat de realiteit perfect benadert. De gegenereerde materiaalverdeling kan zich bijvoorbeeld enkel in de door de gebruiker ingegeven ontwerpruimte – in dit geval de driedimensionale vlakkenstructuur – bevinden. Dit stelt een enorme beperking aan de mogelijkheid tot het zoeken naar een optimale materiaalverdeling. Om dit op te lossen kan voor de ontwerpruimte een volumestructuur worden gebruikt in plaats van een vlakkenstructuur. Dat heeft dan weer als nadeel dat een complexe materiaalverdeling wordt gegenereerd die zeer moeilijk valt te produceren. Daarenboven neemt de complexiteit van het elementennet erg toe, waardoor de optimalisatie meer tijd in beslag neemt. Om die reden werd gewerkt met een vlakkenstructuur in plaats van een volumestructuur. Ook hier moeten productietechnische aspecten in rekening worden gebracht. Om de lasbaarheid van de verschillende knooppunten na te gaan werd een houten prototype op ware schaal gebouwd.

Verder is het belangrijk om op te merken dat het softwarepakket geen rekening houdt met knik. Daarom werd de kritische kniklengte voor de verschillende profielen op voorhand handmatig berekend. Hiermee werd dan tijdens het ontwerp van de draagstructuur rekening gehouden.

Het resultaat van de in dit werk beschreven optimalisatiemethode is een aluminium vakwerkconstructie met een gewicht van slechts 19kg. Deze lichte en betrouwbare draagstructuur maakte het mede mogelijk om vice-wereldkampioen te worden in de 'Word Solar Challenge 2007' in Australië. Na de 3000km lange tocht voldoet de draagstructuur nog steeds aan alle vooropgestelde eisen.

Bijlage A: Teamstructuur Umicore Solar Team

Een efficiënte samenwerking binnen het Solar Team is cruciaal en werd gegarandeerd door te werken aan de hand van onderstaande teamstructuur. Deze structuur heeft zijn nut bewezen. Iedereen werd verplicht over zijn/haar vorderingen of problemen te communiceren waardoor automatisch een indirecte maar effectieve werkdruk ontstond.



Het team is onderverdeeld in drie departementen. Voor de ontwikkeling van de draagstructuur was het energie departement van minder belang. Het marketing departement zorgde voor de licentie van het optimalisatieprogramma (Optistruct). Daarenboven maakte zij het mogelijk om een vijfdaagse opleiding over topologie-optimalisatie te volgen bij Altair Engineering in Duitsland. Het spreekt voor zich dat alle afdelingen van het mechanica departement voor groot belang waren bij de ontwikkeling van de draagstructuur. Zo moet de draagstructuur perfect passen in de aërodynamische vorm. Daarenboven moeten bevestigingspunten worden voorzien voor de ophanging en het koetswerk.

Elk departement houdt een wekelijkse vergadering waar taken worden verdeeld en verantwoordelijkheden worden toegekend. Ook het team zal wekelijks vergaderen. Op deze vergaderingen worden de vorderingen en de toekomstige werkzaamheden per departement overlopen.

Bijlage B: Ontwerpparameters

Onderstaande vergelijking geeft een rechtstreeks verband tussen de snelheid (v) en het verbruik (P) van de zonnewagen [2]. In de eerste term zitten de verliezen vervat die gepaard gaan bij het versnellen en vertragen van de zonnewagen. De tweede term beschrijft de rolverliezen en de derde term de aërodynamische weerstand. Met deze vergelijking en onderstaande parameters kan de invloed van elke parameter op de snelheid van de zonnewagen worden nagegaan.

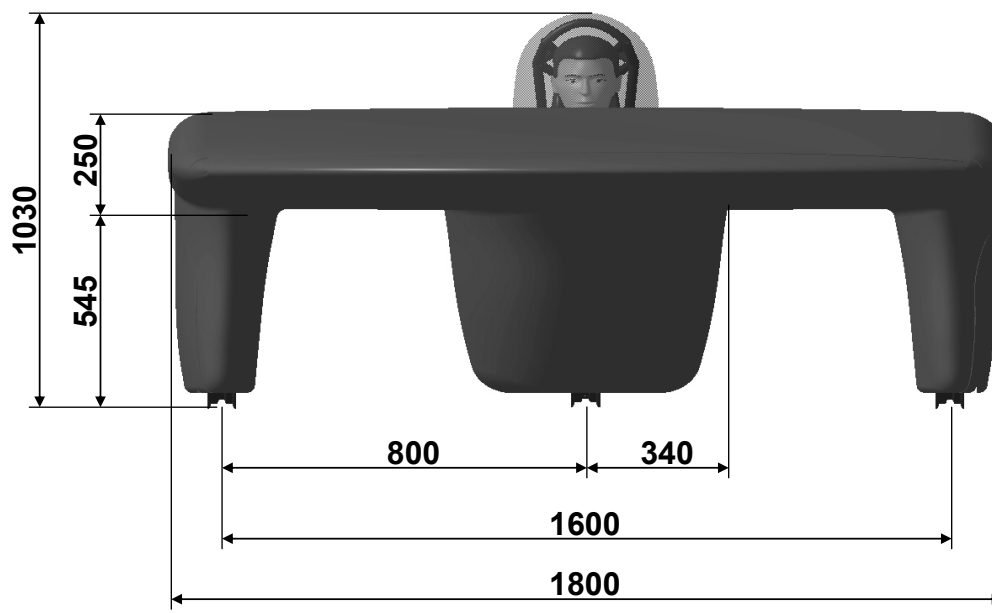
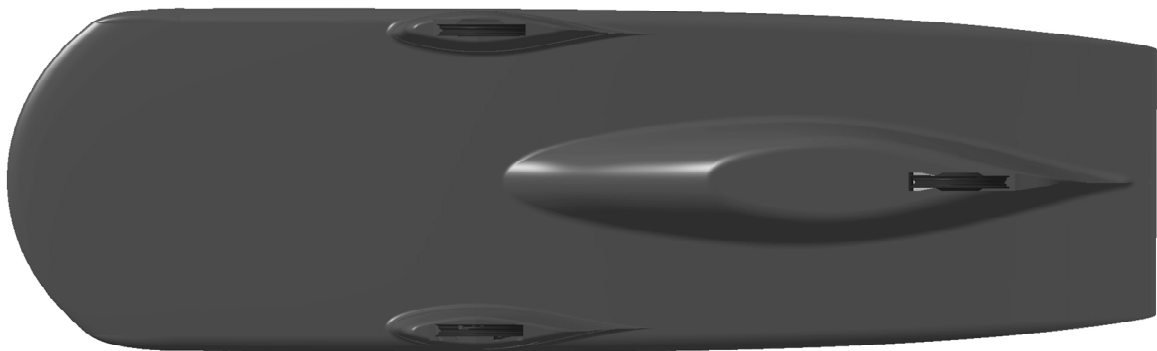
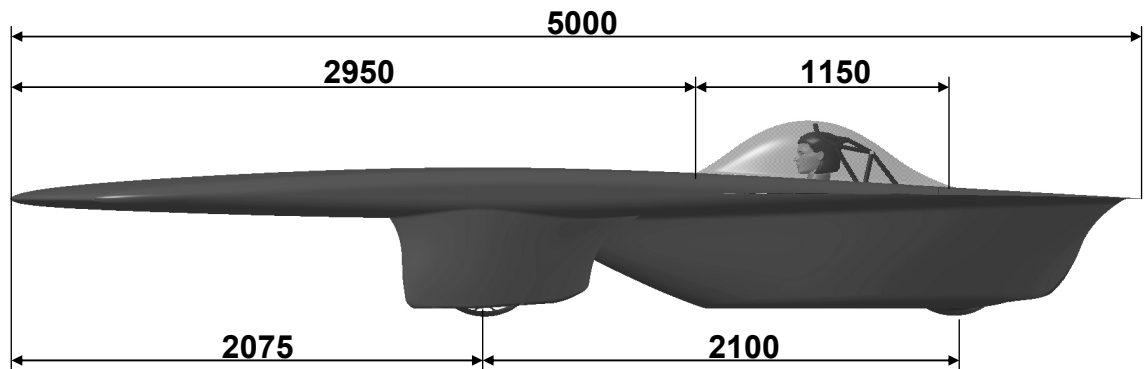
$$P = \frac{1}{\eta} \left\{ mgv \cdot \left[\sin(\tan^{-1} G) + C_{rr} \cos(\tan^{-1} G) \right] + \frac{1}{2} C_d A \rho v (v - v_w)^2 \right\}$$

- P = vermogen (1200W)
- η = efficiëntie motor en motorcontroller (94%)
- m = massa zonnewagen (280 kg)
- g = valversnelling (9.81 m/s²)
- G = helling van het wegdek (0 rad)
- C_{rr} = rolweerstandcoëfficiënt (0.0056)
- $C_d A$ = aërodynamische weerstandsfactor (0.11m²)
- ρ = dichtheid van de lucht (1.2 kg/m³)
- v = snelheid zonnewagen (80km/h)
- v_w = windsnelheid (m/s)

Invloeden	Verandering	Snelheidstoename
Inkomende energie	+ 10%	4.0%
Aërodynamische weerstand	- 10%	3.1%
Rolweerstand	- 10%	1.3%
Gewicht	- 10%	0.9%

Bijlage C: Conceptkeuze

Bijgevoegde tekeningen (rechterzijaanzicht, onderaanzicht en vooraanzicht) verduidelijken het concept en de basisafmetingen van de zonnwagen. Alle maten zijn weergegeven in mm.



Bijlage D: Argumentatie materiaalkeuze

De argumenten voor de scores en gewichten van de beslissingsmatrix voor de materiaalkeuze van de draagstructuur worden onderaan weergegeven. Zowel de gewichten als de scores variëren tussen 1 en 5, waar 1 een laag gewicht/score voorstelt en 5 een hoog gewicht/score.

Gewogen eigenschappen \ materialen	Titanium	Aluminium	Staal	Koolstofvezel
1 Kostprijs	2	5	4	1
2 Bewerkbaarheid	2	5	3	4
3 Gewicht	4	3	1	5
4 Reparatiemogelijkheid	2	5	5	2
5 Assemblage	2	5	5	3
Totale score	36	69	58	47

Kostprijs

De kostprijs van de verschillende materialen is in vergelijking met de andere eigenschappen de minst belangrijke factor bij de materiaalkeuze. Aluminium krijgt hier de beste score omdat een sponsor werd gevonden die al het benodigde aluminium voor de draagstructuur van de zonnewagen gratis ter beschikking wilde stellen. Bij andere materialen was dat niet het geval, waardoor hun scores gegeven zijn volgens dalende aankooprijks.

Bewerkbaarheid

Onder bewerken verstaan we het vervaardigen en het op maat brengen van de profielen waaruit later de vakwerkstructuur zal ontstaan. De bewerkbaarheid geeft de moeilijkheid weer van bovengenoemde bewerkingen, waarbij een hoge score staat voor een gemakkelijk te bewerken materiaal en een lage score voor een moeilijk te bewerken materiaal.

Profielen uit titanium, aluminium of veredeld staal kunnen vervaardigd worden aan de hand van een extrusieproces en daarna met behulp van een lasersnijmachine op maat worden gebracht. Het extruderen van harde metalen zoals titanium en staal is enkel mogelijk indien een voldoende dikke wanddikte wordt gekozen. Met het oog op een zo hoog mogelijke stijfheid en een zo laag mogelijke massa is een dunne wand echter aangewezen. Dit is het gemakkelijkst te bereiken door de extrusie van aluminium.

Door middel van pultrusie kunnen koolstofvezels worden omgevormd tot profielen. Algemeen kan worden gesteld dat het bewerken van koolstofvezels complexer is dan het bewerken van aluminium.

Gewicht

De massa van de verschillende materialen wordt vergeleken aan de hand van de specifieke eigenschappen die in Figuur 5 (p 10) met elkaar worden vergeleken. Hieruit blijkt dat voor eenzelfde gewicht de sterkte en stijfheid van koolstofvezel deze van de andere materialen duidelijk overtreft.

Reparatiemogelijkheid

Met het oog op de wedstrijd in Australië is het belangrijk op te merken dat eventuele defecten aan de draagstructuur van de zonnwagen met een minimum van middelen en in een zeer korte tijdspanne moeten kunnen worden gerepareerd. Wanneer de draagstructuur onherroepelijk beschadigd raakt is het winnen van de wedstrijd immers onmogelijk.

Zowel aluminium als staal is zeer goed ter plaatste te lassen. Met behulp van enkele hulpstukken en een draagbare laspost kunnen mogelijke defecten op die manier snel worden gerepareerd. Het lassen van titanium moet gebeuren in een argon atmosfeer. Dit maakt een snelle reparatie in de Australische woestijn praktisch onmogelijk.

Het repareren van koolstofvezels is geen gemakkelijke taak. Met behulp van prepregvezels en sneldrogende hars kan men plaatselijk reparaties uitvoeren. Een nadeel is de benodigde tijd om de verbinding te laten uitharden.

Assemblage

Onder assemblage wordt het samenvoegen of verbinden van de verschillende profielen verstaan zodat een vakwerkstructuur ontstaat. Zowel staal als aluminium laten zich uitstekend lassen. Profielen uit deze materialen zijn dus op een zeer betrouwbare manier met elkaar te verbinden.

Het lassen van titanium moet gebeuren in een argon atmosfeer. Wanneer verschillende profielen tot een vakwerk worden gelast moet met andere woorden zowel aan binnen- als buitenkant argon aanwezig zijn. Wanneer het argon de lasomgeving niet voldoende afschermt zal de lasnaad imperfect zijn en breken onder een dynamische belasting. Er bestaan verschillende methodes om lasnaden op hun betrouwbaarheid te controleren. Deze geven echter nooit 100% zekerheid en zijn voor een complexe constructie daarenboven zeer tijdsintensief.

Het opbouwen van een vakwerk uit koolstof buizen wordt tegenwoordig vaak in de fiets industrie toegepast. Hiervoor is echter voor elk knooppunt een aparte mal nodig om de koolstof buizen met elkaar te verbinden. Het maken van deze mallen is niet alleen zeer duur maar ook tijdsintensief. Daarenboven berust deze techniek meer op ervaring dan solide berekeningsmethoden.

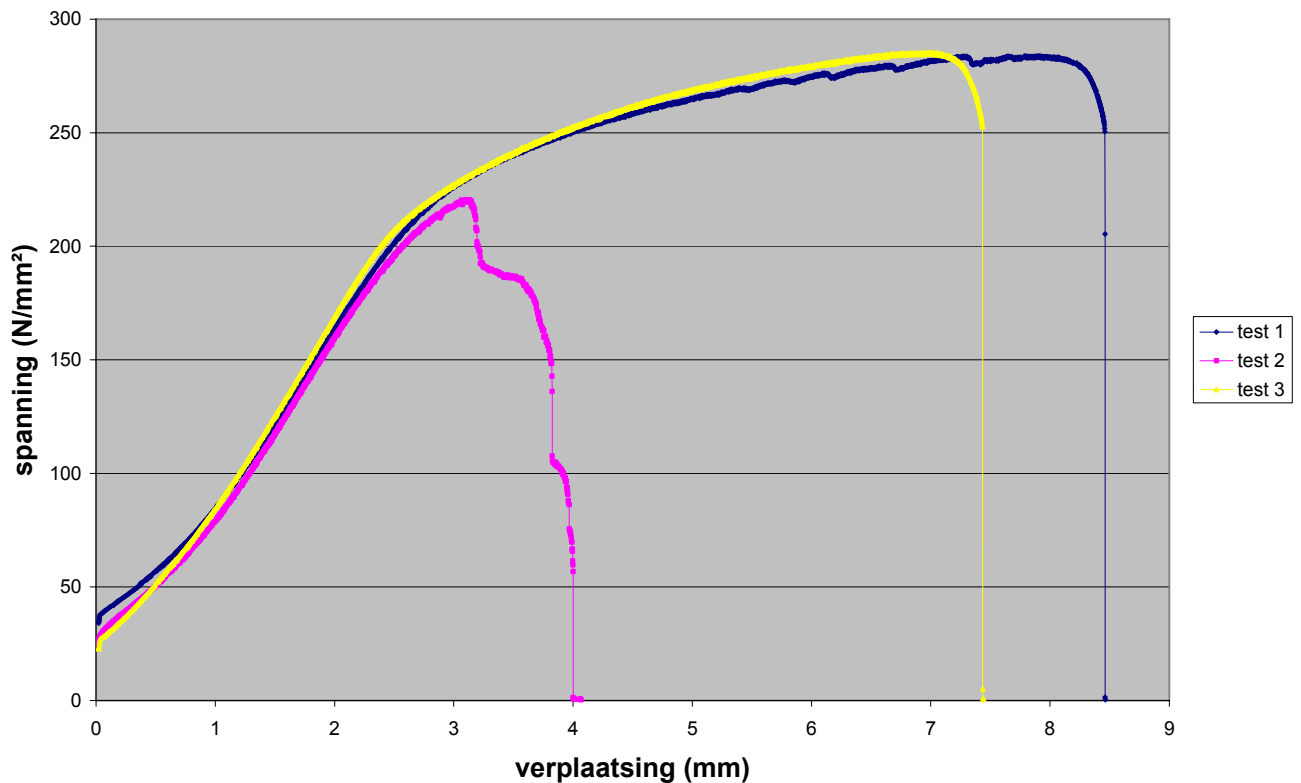
Bijlage E: Materiaaleigenschappen

In onderstaande tabel worden de belangrijkste eigenschappen van de aluminium legering die gebruikt wordt voor de draagstructuur van de zonnewagen weergegeven [6].

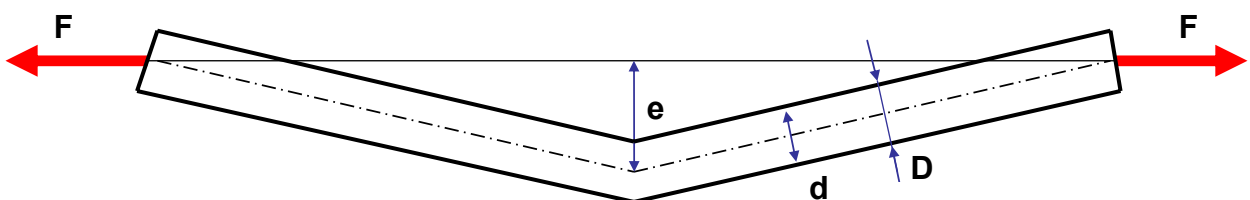
Notatie	EN AW 7020 T6
Legeringelementen	Al Zn4,5 Mg1
Temperatuurbehandeling na lassen	T6: 24u op 120°C
Soortelijk gewicht	2700 kg/m ³
Elasticiteitsmodulus	70000 MPa
Treksterkte	380 MPa
0,2 Rekgrens	280 MPa
Lasbaarheid	Zeer goed
Toepassingsgebied	Dynamisch belaste constructies

Bijlage F: Controle van de lasverbinding

In onderstaande grafiek worden de drie trekkrommes van de drie trekproeven weergegeven. Hierbij valt duidelijk op dat bij de tweede test (de paarse kromme) de lasnaad brak.



In theorie zouden de buigspanningen die door de excentrische vorm van de tweede proefbuis veroorzaakt worden, moeten overeenkomen met het verschil in trekspanning tussen de test waarbij de lasnaad het begeeft en de test waarbij het aluminium het begeeft. We kunnen hieruit de excentriciteit van de tweede proefstaaf berekenen om zo na te gaan of deze redenering klopt. Het verschil in trekspanning kunnen we aflezen in bovenstaande grafiek en bedraagt 64 N/mm^2 . Onderstaande figuur geeft een vereenvoudigde voorstelling van de excentrische proefbuis. Hier is duidelijk te zien dat de proefbuis ten gevolge van de lasverbinding in het midden een kromtrekking onderging.



De (extra) buigspanning bedraagt:

$$\sigma_b = \frac{M \cdot y}{I} = 64 \text{ N/mm}^2$$

Waarbij: $I = \frac{\Pi}{64} (D^4 - d^4) = 5101 \text{ mm}^4$

$$y = D/2 = 22/2 = 11 \text{ mm}$$

$$M = F \cdot e \quad \text{met:}$$

$$F = \sigma \cdot A = 21000 \text{ N}$$

$$\sigma = 221 \text{ N/mm}^2$$

$$A = 96 \text{ mm}^2$$

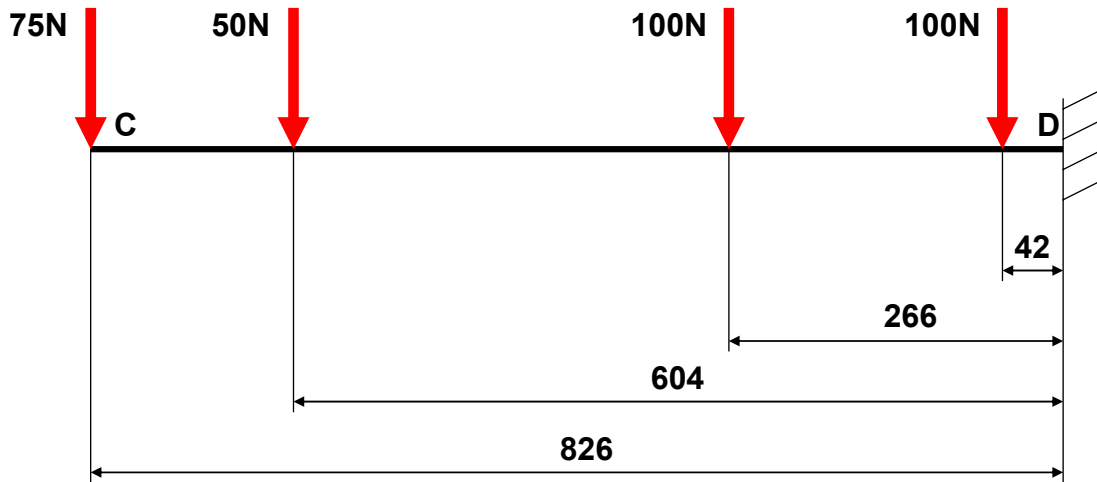
$$\sigma_b = \frac{M \cdot y}{I} = 64 \text{ N/mm}^2 = \frac{(F \cdot e) \cdot y}{I}$$

$$e = \frac{I \cdot \sigma_b}{F \cdot y} = \frac{5101 \cdot 64}{21000 \cdot 11} = 1.4 \text{ mm}$$

De excentriciteit van de tweede proefbuis zou dus 1.4mm moeten bedragen, wat nagenoeg overeenkomt met de opgemeten 1.6mm.

Bijlage G: Handberekening kritisch punt draagstructuur

In het punt D treden ten gevolge van de aangegeven krachten kritische buigspanningen op die met onderstaande formules worden berekend.

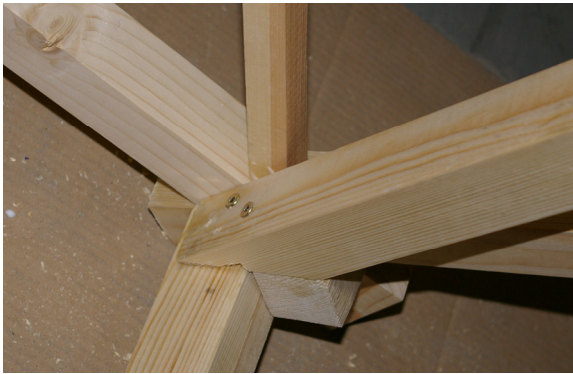


$$M_D = 100 \cdot 42 + 100 \cdot 266 + 50 \cdot 604 + 75 \cdot 826 = 122950 \text{ Nmm}$$

$$W_b = \frac{\Pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) = \frac{\Pi}{32} \left(\frac{38^4 - 35^4}{38} \right) = 1510 \text{ mm}^3$$

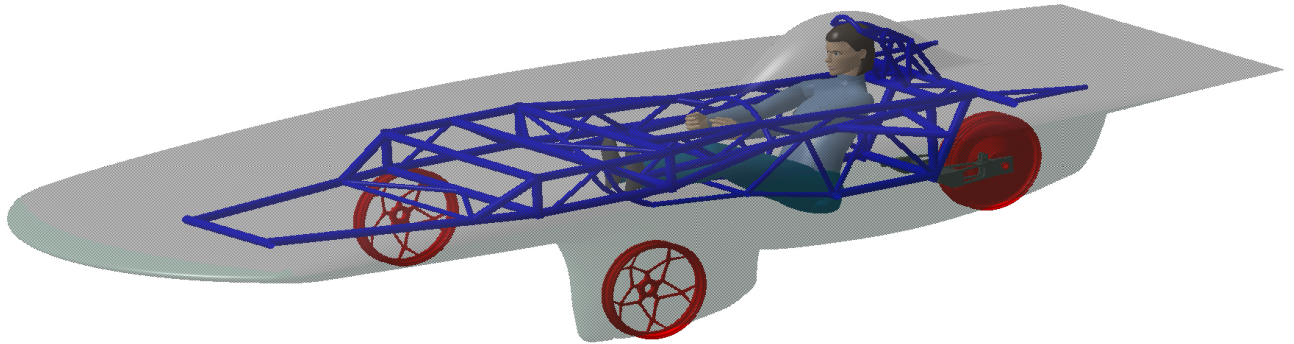
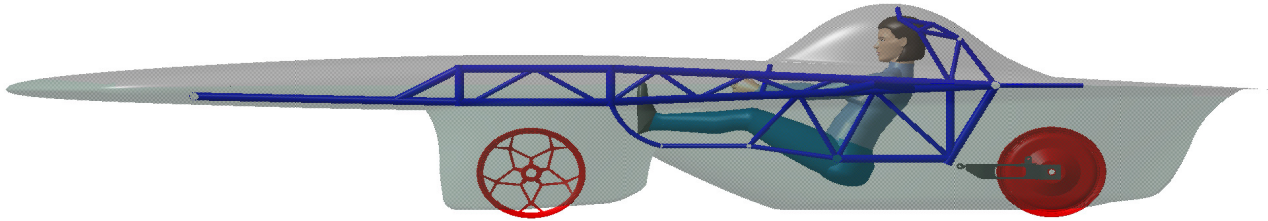
$$\sigma_b = \frac{M_D}{W_b} = \frac{122950}{1510} = 81 \text{ MPa}$$

Bijlage H: Houten prototype



Bijlage I: Draagstructuur

Onderstaande figuren geven het rechterzijaanzicht en een isoparametrisch zicht van de draagstructuur in de zonnwagen weer.



Referenties

- [1] Chris Selwood. *Technical regulations of the Panasonic World Solar Challenge 2007*. Australië, 2007.
- [2] Douglas R. Carroll. *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams*. SAE International, 2003.
- [3] Joppe Leysen, Philippe Bernaer. *Het driewielerconcept van de 'Umicar' zonnwagen*, Leuven, 2007.
- [4] Daan Hofman, Gert Janssens. *CFD studie en optimalisatie van de aërodynamische vorm van een zonnwagen*. Leuven, 2006.
- [5] Tim Clukers. *Aërodynamische studie van de Umicar Infinity*. Leuven, 2008.
- [6] Hervé Billiet, Kristof Gaukema. *Het ontwerp en bouw van het frame en composietonderdelen van een zonnwagen*, Leuven, 2007.
- [7] P.D. Marchal. *Aluminium in dunne plaat en buis*. Tech-info-blad nr. TI.04.21. Nederland, juli 2004.
- [8] Totten, George E. *Handbook of aluminium*. Dekker, New York, 2003.
- [9] Aluminium centrum, www.aluminiumcentrum.nl. *Aluminium toegepast in dynamisch belaste constructies*. Aluminium centrum, Nederland 2002.
- [10] Kaufman J. Gilbert. *Properties of Aluminium alloys: tensile creep and fatigue data at high and low temperatures*. ASM International, Berlin, 1999.
- [11] Gunter Drossel, S Friedrich, W. Huppertz, W. Lehnert. *Aluminium Taschenbuch*. Aluminium-Zentrale e.v., Dusseldorf, 1983.
- [12] M.P. Bensoe, O. Sigmund. *Topology optimization, Theory, Methods and Applications*. Springer, Berlin Heidelberg, 2003.
- [13] Prof. S. Vanlanduit, *Ontwerpmethodologie*. Vrije Universiteit Brussel, 2004.
- [14] Russel C. Hibbler. *Sterkteleer voor Technici*, Academic Service, Den Haag, juni 2004.