

# Het equivalent modelleren en analyseren van aluminium honingraatcomposiet, een eindige-elementenstudie

---

Masterproef tot het behalen van de graad Academische Master in de Industriële Wetenschappen: Elektromechanica

**Student: Thomas Legon**  
**Academiejaar 2012-2013**

Promotor: Dr. Ir. G. Steenackers  
Bedrijfspromotor: Dr. Ing. G. Van Barel

# Voorwoord

Beste lezer,

Dit eindwerk vormt het slotstuk van mijn opleiding tot academische Master in de Industriële Wetenschappen: Elektromechanica. De keuze voor deze masterproef werd hoofdzakelijk bepaald door mijn interesse in de eindige-elementenmethode die tijdens mijn bachelorproef werd aangewakkerd. Met volle overgave heb ik getracht deze masterproef tot een goed einde te brengen. Hieruit resulteerde een academisch verantwoord werk dat zichzelf zal uitklaren in de volgende hoofdstukken.

Graag wens ik alle betrokken studenten, promotoren en sympathisanten te bedanken voor de steun die ik heb genoten tijdens mijn opleiding. In particularis Dr. Ir. G. Steenackers en Dr. Ing. G. Van Barel voor de uitstekende begeleiding en flexibiliteit waarmee ik deze masterproef heb kunnen uitvoeren en Dhr. G. Arroud om mij kennis te laten maken met de eindige-elementenmethode tijdens mijn bachelorproef. Verder richt ik tevens een woord van dank aan alle andere docenten binnen de hogeschool, bij wie ik steeds terecht kon voor deskundig advies en hulp binnen hun vakgebied.

Ik wens u alvast veel leesplezier,

Thomas Legon

Antwerpen

Mei 2013

*De auteur geeft de toelating dit afstudeerwerk voor consultatie beschikbaar te stellen en delen van het afstudeerwerk te kopiëren voor eigen gebruik. Elk ander gebruik valt onder de beperkingen van het auteursrecht, in het bijzonder met betrekking tot de verplichting de bron uitdrukkelijk te vermelden bij het aanhalen van resultaten uit dit afstudeerwerk.*

*Datum: 20 mei 2013 Handtekening:*

# Abstract

## English

---

In this thesis, research is conducted on the design and analysis of equivalent core models, substituting the honeycomb core in sandwich structures, in the finite element program Siemens NX 8.0. The finite element analysis of complex geometries, e.g. the honeycomb, brings forth several difficulties. These problems are expressed primarily as a memory deficit in the computers performing the solve algorithms. In this thesis, it is demonstrated that these complex models can contain up to two million nodes. The use of equivalent models reduces this value to four thousand. The equivalent models will express the mechanical properties of the complex honeycomb structure, without having to implement the complex honeycomb geometry. The equivalent models will be modeled as orthotropic materials. For this purpose, the nine independent elastic material constants are determined based on the formulas that are described in the literature. A literature survey is generated. Finally, the results are fitted in the context of the Formula Student project. General conclusions will be formulated and the basis for further research will be defined.

---

## Nederlands

---

In deze thesis wordt er onderzoek gedaan naar equivalente modellen die als substituuat voor de honingraat in honingraatstructuren kunnen dienen in het eindige-elementenpakket Siemens NX 8.0. De eindige-elementenanalyse van complexe geometrieën, zoals de honingraat, brengt heel wat moeilijkheden met zich mee. Deze moeilijkheden manifesteren zich voornamelijk als een geheugentekort in de computers die de solve-algoritmen moeten uitvoeren. Zo zal in de thesis worden aangetoond dat deze complexe modellen tot twee mio knooppunten kunnen bevatten. Het gebruik van equivalente modellen verkleint deze waarde tot vierduizend. De equivalente modellen zullen de mechanische eigenschappen van de complexe honingraatgeometrie uiten, waardoor complexe geometrieën niet moeten worden gemodelleerd. De equivalente modellen zullen worden gemodelleerd als orthotrope materialen. Hiervoor worden de negen onafhankelijke elastische materiaalconstanten bepaald aan de hand van formules die worden beschreven in de literatuur. Een literatuuroverzicht wordt gegenereerd. Ten slotte zal men de resultaten van de studie kaderen in de context van het Formula Student project. Algemene conclusies zullen worden geformuleerd en de basis voor verder onderzoek gelegd.

---

# Inhoudsopgave

<b>Voorwoord</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iii</b>
<b>Inhoudsopgave</b>	<b>vi</b>
<b>Lijst van figuren</b>	<b>viii</b>
<b>Lijst van tabellen</b>	<b>ix</b>
<b>Nomenclatuur</b>	<b>xi</b>
<b>1 Introductie</b>	<b>1</b>
1.1 Inleiding . . . . .	1
1.2 Situering . . . . .	3
1.2.1 Energievraagstuk . . . . .	3
1.2.2 Composieten . . . . .	4
<b>2 Literatuuroverzicht</b>	<b>5</b>
2.1 Sandwichconstructies . . . . .	5
2.1.1 Inleiding . . . . .	5
2.1.2 Opbouw . . . . .	6
2.1.3 Materiaalkeuze wanden . . . . .	7
2.1.4 Materiaalkeuze kern . . . . .	8
2.2 Honingraat . . . . .	11
2.2.1 Inleiding . . . . .	11
2.2.2 Mechanische karakteristieken van aluminium honingraatpanelen .	12
2.2.3 Fabricage . . . . .	13
2.3 Eindige-elementenmethode voor honingraatpanelen . . . . .	16
2.3.1 Inleiding . . . . .	16
2.3.2 Simulatie van honingraat . . . . .	16
2.3.3 Parameterdefinitie honingraat . . . . .	18
2.3.4 De wet van Hooke voor orthotrope materialen . . . . .	18
2.3.5 Materiaaldefinitie honingraat . . . . .	22
<b>3 Eindige-Elementenmodellering</b>	<b>23</b>
3.1 Inleiding . . . . .	23
3.2 Representativiteit van de simulaties . . . . .	24
3.2.1 Verificatie van de simulatieomgeving . . . . .	24
3.2.2 Berekening deflecties . . . . .	25



3.2.3	Resultaten & bespreking . . . . .	27
3.2.4	Verificatie van de simulatiemodellen . . . . .	28
3.3	Berekeningen voor de equivalente sandwich . . . . .	30
3.3.1	Inleiding . . . . .	30
3.3.2	Berekening van de equivalente massadichtheid . . . . .	30
3.3.3	Orthotrope elastische constanten . . . . .	31
3.4	Modelleren van de equivalente sandwich . . . . .	35
3.4.1	Nomenclatuur behandelde modellen . . . . .	35
3.5	Randvoorwaarden in Siemens NX . . . . .	37
<b>4</b>	<b>Eindige-Elementenanalyse</b>	<b>38</b>
4.1	Inleiding . . . . .	38
4.2	Eliminatie van de niet-relevante belastingsgevallen . . . . .	38
4.3	Resultaten analyses . . . . .	40
4.3.1	Deflecties en modevormen . . . . .	40
4.3.2	Spanningsanalyse . . . . .	42
4.4	Definitie van het finale model . . . . .	44
4.4.1	Selectie best presterende model . . . . .	44
4.4.2	Definitie finale model . . . . .	45
4.5	Verificatie van het gekozen model . . . . .	46
4.6	Vergelijking referentiemodel en finaal equivalent model . . . . .	49
<b>5</b>	<b>Het equivalent model in de praktijk</b>	<b>50</b>
5.1	Inleiding . . . . .	50
5.2	Keuze honingraat op basis van simulaties . . . . .	50
5.2.1	Bepaling honingraatkern . . . . .	50
5.2.2	Bepaling wanddikte . . . . .	51
5.2.3	Gebruik van het rekenblad . . . . .	51
5.2.4	Algemene methode . . . . .	51
5.3	Probleemstelling . . . . .	52
5.4	Geraamte van de racewagen . . . . .	53
5.4.1	Inleiding . . . . .	53
5.4.2	Randvoorwaarden . . . . .	54
5.4.3	Resultaten . . . . .	55
5.4.4	Besluiten . . . . .	56
5.5	Modelleren van de honingraat . . . . .	56
5.5.1	Werkwijze . . . . .	56
5.5.2	Afzonderen van de basis-constructieonderdelen . . . . .	56
5.5.3	Beschouwing gedeelten van het frame . . . . .	58
5.6	Samenvatting en besluiten . . . . .	61
<b>6</b>	<b>Conclusie</b>	<b>62</b>
6.1	Algemene Conclusie . . . . .	62
6.2	Voorstellen voor toekomstig onderzoek . . . . .	64

<b>Bibliografie</b>	<b>67</b>
<b>Addendum</b>	<b>68</b>
Addendum 1 - Paper . . . . .	68
Addendum 2 - Massadichtheid honingraat . . . . .	82
Addendum 3 - Orthotrope elastische constanten . . . . .	85
Addendum 4 - Finale formules . . . . .	89
Addendum 5 - Rekenbladen . . . . .	91

# Lijst van figuren

1.1	Honingraatstructuur . . . . .	1
1.2	Complex 3D model . . . . .	2
2.1	Soldeer als adhesief . . . . .	6
2.2	Soorten kernen . . . . .	8
2.3	Kernmodellen . . . . .	9
2.4	Mogelijke kerngeometrieën . . . . .	11
2.5	Expansiemethode voor productie van honingraat . . . . .	14
2.6	Plooi methode voor productie van honingraat . . . . .	15
2.7	Enkele honingraatcel . . . . .	18
2.8	Sandwich . . . . .	19
2.9	Referentieassenstelsel . . . . .	21
3.1	Het complex CAD-model versus het equivalent model . . . . .	23
3.2	Randvoorwaarden verificatiemodel . . . . .	24
3.3	Parameters deflectieformules . . . . .	26
3.4	Deflectie van de verificatiemodellen . . . . .	26
3.5	Modale analyse van het complex honingraat CAD-model . . . . .	28
3.6	Verificatietrajecten . . . . .	29
3.7	Invloed hoekvariatie op Young's Moduli . . . . .	34
3.8	Model van de equivalente sandwich . . . . .	35
3.9	Belastingsgeval B,H,L . . . . .	37
4.1	Vergelijking van de twee modellen . . . . .	38
4.2	Spanningscontours bij twee belastingsgevallen . . . . .	39
4.3	Deflecties BHH . . . . .	42
4.4	Spanningscontour equivalent model BHH . . . . .	43
4.5	Testopstelling in Siemens NX . . . . .	46
4.6	Een eenvoudig opgelegde sandwichbalk . . . . .	47
4.7	Experiment versus simulatie . . . . .	48
5.1	Rekenblad ter bepaling van de elastische constanten . . . . .	51
5.2	Flowchart van de algemene methode . . . . .	52
5.3	CAD-model van het FS-chassis . . . . .	54
5.4	Uitgevoerde tests, deflectiecontour . . . . .	55
5.5	Deflectie van een buis . . . . .	57
5.6	Afzondering van een gedeelte van het frame . . . . .	58
5.7	Randvoorwaarden . . . . .	59
5.8	Resultaten buizenframe . . . . .	59

---

5.9 Resultaten honingraat . . . . .	59
5.10 Resultaten honingraat . . . . .	61
6.1 Schets eenheidscel honingraatstructuur . . . . .	82

# Lijst van tabellen

3.1	Dimensies verificatiemodel . . . . .	25
3.2	Resultaten verificatiemodel . . . . .	27
3.3	Parameters kern . . . . .	31
3.4	Young's moduli orthotroop equivalent . . . . .	32
3.5	Dwarscontractiecoëfficiënten orthotroop equivalent . . . . .	33
3.6	Glijdingsmoduli orthotroop equivalent . . . . .	33
3.7	Massadichtheid orthotroop equivalent . . . . .	33
3.8	Naamgeving modellen . . . . .	35
3.9	Definitie orthotrope kern . . . . .	36
3.10	Definitie belastingsgevallen . . . . .	37
4.1	Deflecties bij de verschillende belastingsgevallen . . . . .	40
4.2	Eigenfrequenties modellen . . . . .	40
4.3	Formules best benaderende model . . . . .	44
4.4	Formules finale model . . . . .	45
4.5	Parameters sandwich 3PB . . . . .	46
4.6	Resultaten 3PB . . . . .	48
4.7	Vergelijking complex en equivalent model . . . . .	49
5.1	Specificaties geraamtemateriaal . . . . .	54
5.2	Randvoorwaarden uitgevoerde simulaties . . . . .	54
5.3	Parameters aluminium frameplaat . . . . .	57
5.4	Parameters verdikte sandwich . . . . .	60
6.1	Orthotrope materiaaleigenschappen honingraat . . . . .	63
6.2	Vergelijking complex en equivalent model . . . . .	63

# Nomenclatuur

## Dimensies sandwichstructuur

Item	Dimensie	Nota
$t_c$	$mm$	dikte honingraatcel volgens Figuur 2.7(a)
$h_c$	$mm$	hoogte honingraatcel volgens Figuur 2.7(b)
$c$	$mm$	hoogte honingraatcel volgens Figuur 3.3
$a$	$mm$	lengte hexagonzijde volgens Figuur 2.7(a)
$d$	$mm$	grootte honingraatcel volgens Figuur 2.7(a)
$\alpha$	$rad$	karacteristieke hoek hexagonaal prisma volgens Figuur 2.7(a)
$\varphi$	$rad$	karacteristieke hoek hexagonaal prisma volgens Figuur 2.7(a)
$t$	$mm$	wanddikte sandwich volgens Figuur 2.7(c)
$L_t$	$mm$	lengte eenheidscel
$B_t$	$mm$	breedte eenheidscel
$B$	$nvt.$	breedterichting sandwichstructuur volgens Figuur 2.9
$H$	$nvt.$	hoogterichting sandwichstructuur volgens Figuur 2.9
$L$	$nvt.$	lengterichting sandwichstructuur volgens Figuur 2.9
$b$	$mm$	breedte van de sandwichstructuur
$h$	$mm$	totale hoogte van de sandwichstructuur
$l$	$mm$	lengte van de sandwichstructuur
$K$		rekenparameter vereenvoudigde formules

## Elastische parameters

Item	Dimensie	Nota
$E_w$	$MPa$	Young's modulus van de sandwichwand
$E_k$	$MPa$	Young's modulus van het kernmateriaal
$G_w$	$MPa$	Glijdingsmodulus van de sandwichwand
$G_k$	$MPa$	Glijdingsmodulus van het kernmateriaal
$\nu_w$	$geen$	Dwarscontractiecoëfficiënt sandwichwand
$\nu_k$	$geen$	Dwarscontractiecoëfficiënt kernmateriaal
$E_i$	$MPa$	Young's modulus orthotroop equivalent in richting i
$G_{ij}$	$MPa$	Glijdingsmodulus orthotroop equivalent in richting j op vlak met normaal in richting i
$\nu_{ij}$	$geen$	Dwarscontractiecoëfficiënt orthotroop equivalent. Contractie in richting j bij extensie in richting i
$C_{ij}$	$nvt.$	Rekenparameters algemene wet van Hooke
$\Delta$	$nvt.$	Rekenparameter algemene wet van Hooke
$D$	$Nmm^2$	Buigstijfheid (gelijk aan E.I)
$\rho_k$	$g/cm^3$	massadichtheid van de volle kern
$\rho_w$	$g/cm^3$	massadichtheid van de sandwichwanden

## Afkortingen

Item	Nota
<i>3PB</i>	Driepunt buigproef
<i>CoHC</i>	Naamcode complex honingraatmodel (zie ook Sectie 3.4.1)
<i>Al1</i>	Naamcode aluminium balk met dikte = $2.t$ (zie ook Sectie 3.4.1)
<i>EqAl</i>	Naamcode aluminium balk met dikte = $h$ (zie ook Sectie 3.4.1)
<i>EqO1</i>	Naamcode orthotroop-equivalent model 1(zie ook Sectie 3.4.1)
<i>EqO2</i>	Naamcode orthotroop-equivalent model 2(zie ook Sectie 3.4.1)
<i>EqO3</i>	Naamcode orthotroop-equivalent model 3(zie ook Sectie 3.4.1)
<i>EqO4</i>	Naamcode orthotroop-equivalent model 4(zie ook Sectie 3.4.1)

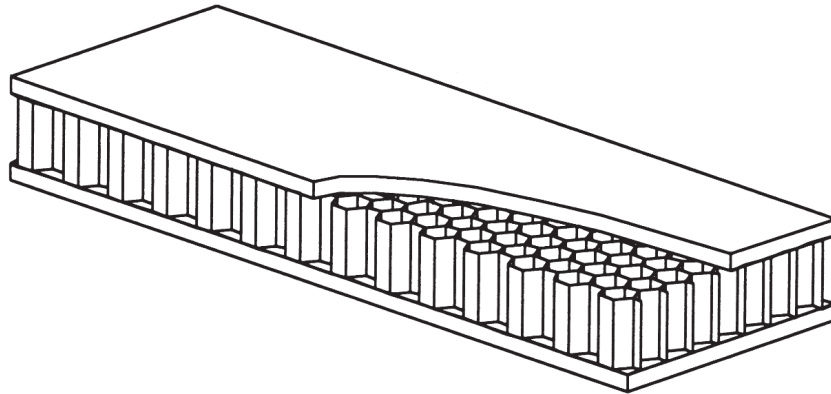
## Varia

Item	Dimensie	Nota
<i>P</i>	<i>N</i>	Opgelegde belasting in de 3PB-proef
<i>F</i>	<i>N</i>	Opgelegde belasting in de deflectieproeven
<i>I</i>	$mm^4$	Oppervlaktetraagheidsmoment van de doorsnede van een lichaam
<i>A<sub>mat</sub></i>	$mm^2$	Oppervlakte van aanwezig materiaal
<i>A<sub>tot</sub></i>	$mm^2$	Totaal doorsnedeoppervlak
<i>A<sub>c</sub></i>	$mm^2$	Doorsnede kern
<i>a</i>	<i>mm</i>	karacteristieke eenheid 3PB proef volgens Figuur 4.6
$\delta$	<i>mm</i>	Deflectie: doorbuiging of uitrekking
$\delta_{hs,sim}$	<i>mm</i>	Deflectie honingraat sandwich, gesimuleerd
$\delta_{vb,ber}$	<i>mm</i>	Deflectie volle balk, berekend
$\sigma$	$N/mm^2$	Normaalspanning in een punt
$\tau$	$N/mm^2$	Schuifspanning in een punt
$\epsilon$	$mm/mm$	rek (verlenging per lengteëenheid)
$\gamma$	<i>rad</i>	Glijdingshoek

# 1. Introductie

## 1.1 Inleiding

Innovaties in vliegtuigdesign, motorvoertuigtechnologie en lichtgewichtconstructies hebben de basis gevormd voor de ontwikkeling van panelen gestructureerd en gevormd met honingraat zoals schematisch weergegeven in Figuur 1.1 [1]. Het onbetwist voordeel van deze constructies bevindt zich in het lage gewicht, gecombineerd met uitstekende structurele sterkte. Wegens hun anti-schok eigenschappen zijn honingraatstructuren veelal gebruikt als schokabsorberende lagen, zowel in de automobielconstructie als in sportequipment en sportschoenen. Eveneens zijn ze ideaal geschikt voor architecturale toepassingen door de optimale verhouding van gewicht tot belastingsdragende capaciteit en buigsterkte [2]. Ook kan het composietmateriaal, dat hoofdzakelijk bestaat uit een honingraat en een externe wand, aangepast worden zodat welbepaalde eigenschappen worden bekomen, met oog op sterkte en gunstigere materiaalkarakteristieken. Ten slotte worden de esthetische eigenschappen van deze materialen meer en meer gewaardeerd. Van doorzichtig tot doorschijnend kan dit veelzijdig materiaal ingezet worden voor diverse ontwerptoeepassingen.

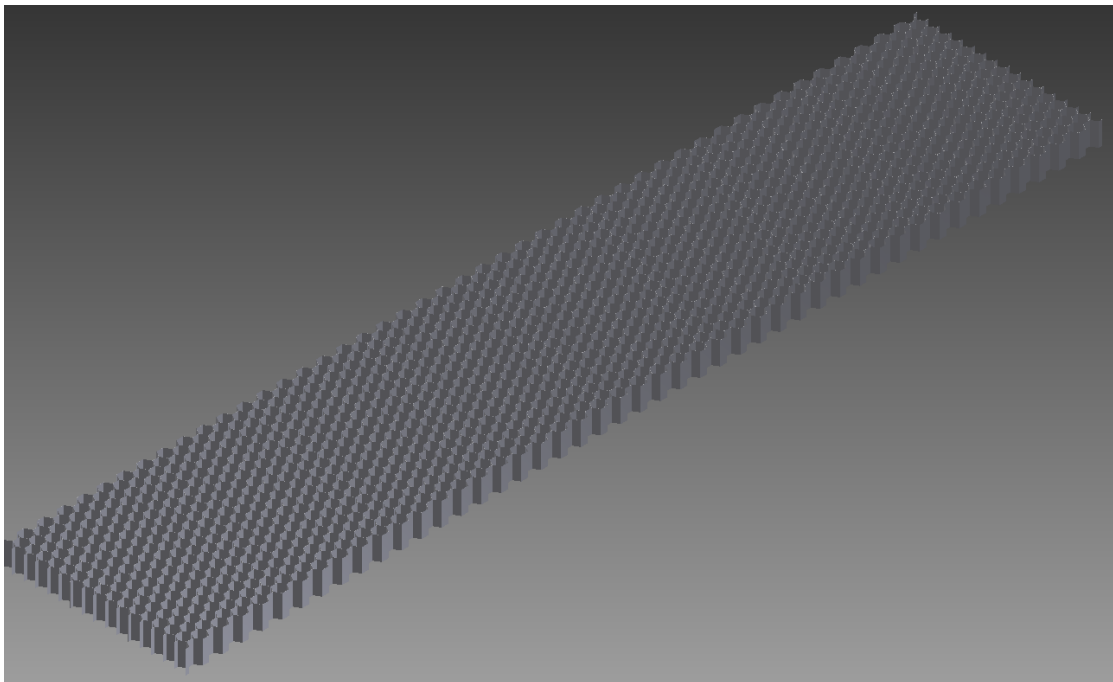


Figuur 1.1: Honingraatstructuur

Composietmaterialen zijn frequent gebruikt in de wereld die we vandaag kennen. Met de komst van nieuwe materialen, productietechnieken en nieuwe toepassingsgebieden zijn composieten een van de meest interessantste onderzoeksdomeinen in de ingenieurswetenschap geworden. Zoals in vele domeinen van de ingenieurswetenschap



worden toepassingen gebaseerd op analytische methodes. Met de toenemende complexiteit van geometrieën, randvoorwaarden en materialen, worden analytische methodes zeer tijdrovend qua berekening. Om niet te zeggen onmogelijk. Op dat punt komen de numerieke technieken in beeld. Met behulp van deze technieken, meerbepaald de methode van de eindige elementen voor structurele analyse, kunnen gecompliceerde problemen met een grote nauwkeurigheid worden behandeld. Het nadeel van het gebruik van deze numerieke methodes ligt in het feit dat om hoge nauwkeurigheid te bereiken bij complexe structuren er veel berekentijd en geheugen benodigd is. Deze twee parameters vergroten wanneer het probleem complexer wordt [3]. Om de simulaties uit te voeren wordt er gebruik gemaakt van 3D CAD-modellen. Deze worden gegenereerd in Autodesk Inventor. Figuur 1.2) geeft de voorstelling van het complex honingraatmodel.



Figuur 1.2: Complex 3D model van de honingraatstructuur

In deze thesis worden honingraatstructuren, die behoren tot een specifiek type van composietmaterialen, besproken. Honingraatstructuren worden meestal gebruikt in sandwichstructuren. Wegens hun complexe opbouw is het niet gemakkelijk om deze geometrieën te modelleren en te analyseren. Het is de bedoeling om een vereenvoudigd model te bekomen dat kan worden gebruikt als substituuat voor de honingraatstructuur in eindige-elementenpakketten om de benodigde rekentijd te verkleinen. Het modelleren is een eerste stap in dit proces en zal worden gedaan met behulp van Autodesk Inventor en NX Nastran 8.0. Er wordt een gedetailleerde geometrie van de

honingraat gemodelleerd, dewelke als referentiemodel zal worden gebruikt voor de simulaties. Vervolgens zullen de equivalente modellen worden gegenereerd waarin de geometrisch complexe honingraatkern zal worden vervangen door een solide, continu lichaam met orthotrope materiaaleigenschappen. Deze modellen zullen op hun beurt worden vergeleken met het referentiemodel. Het model dat de gedragingen van het complexe model het best kan repliceren, geniet de voorkeur. Er zal vastgesteld worden dat het equivalent model slechts de effecten op macro-schaal kan schetsen. Wenst men gedetailleerde resultaten op micro-schaal, zoals de spanningen op de celwanden en de lokale verplaatsingen, te bekomen dan moet een volwaardig 3-D model aangewend worden. Ten slotte worden conclusies geformuleerd en wordt het equivalent model dat het dichtst aanleunt bij de experimentele resultaten, verkozen. De gebruikte formules voor het best presterende model zullen verder worden geanalyseerd en vereenvoudigd.

## 1.2 Situering

### 1.2.1 Energievraagstuk

Het energievraagstuk is de jongste jaren een belangrijk discussiepunt geworden in onze hedendaagse maatschappij. Iedereen weet dat milieu & economische rendabiliteit stelselmatig de twee topics bij uitstek zijn geworden. “Men moet ‘groener’ leven” weerklinkt het vanuit de samenleving. Nu vraagt u uzelf misschien af wat een goede materiaalkeuze hierbij kan helpen? Laten we als voorbeeld even focussen op het gebruik van composieten in de voertuigbouw. Het gebruik van lichtgewicht materialen, meer bepaald composieten, in de auto- en vliegtuigbouw heeft rechtstreeks impact op de massa van deze voertuigen [4]. Dit maakt hen commercieel interessanter omdat er bij gebruik van composieten minder materiaal benodigd is om dezelfde mechanische eigenschappen te bekomen (dit aspect is dé grote troef van de honingraatstructuur). Een andere benadering is het feit dat er minder massa wordt verplaatst gedurende de reistijd van het voertuig, wat onrechtstreeks resulteert in een verlaagd energieverbruik. Dit principe werd voor het eerst op zeer grote schaal toegepast in de Boeing 787 Dreamliner [5]. De Dreamliner is daarmee een van de zuinigste commerciële vliegtuigen die momenteel op de markt verkrijgbaar zijn [6].

Men kan concluderen dat volgens deze twee benaderingen (bij vliegtuigen: massareductie = materiaalkostreductie én brandstofkostreductie) de ecologische voetafdruk van een voertuig verkleint. Maar we vergeten een belangrijk aspect. De productie en verwerkbaarheid na gebruik van composietmaterialen heeft ook een ecologische impact. Het is dus zeer belangrijk om ook hier over na te denken. Productieprocessen zullen moeten worden geanalyseerd en een kosten-baten analyse zal moeten worden uitgevoerd bij de keuze van materialen, zowel op mileutechnisch als op techno-economisch vlak.

## 1.2.2 Composieten

De meest voorkomende composietmaterialen kunnen we in twee grote groepen opdelen. Men onderscheidt de vezelcomposieten en de gelaagde composieten. Vezelcomposieten (fiber-reinforced composite, FRC) zijn composietmaterialen die hoofdzakelijk bestaan uit drie componenten: de vezels, de matrix en de interface die de vezels en de matrix als een geheel samenhouden. Masterstudent Pieter Masure geeft een uitvoerige bespreking van deze composietensoort in zijn thesis [7]. In deze thesis wordt de focus gelegd op de gelaagde composieten. Deze bestaan in de regel uit drie delen. Men onderscheidt de kern van het composiet, het laminaat en het adhesief tussen deze twee deelcomponenten.

De mechanische eigenschappen van composietmaterialen zijn in het algemeen niet isotropisch<sup>1</sup>. Men zegt dat deze materialen zich anisotropisch gedragen. Zo zal de stijfheid van een composietmateriaal meestal afhankelijk zijn van de orientatie van de aangebrachte krachten en/of momenten. De stijfheid van composiet panelen is ook meestal afhankelijk van het design van het paneel. K. Potter heeft in zijn werk de mogelijke gebruiksdomeinen van composieten met extreme anisotropische eigenschappen beschreven [8]. Afhankelijk van de belangrijkheid van eigenschappen die men wenst te bekomen heeft men de mogelijkheid om een reeks van parameters te wijzigen.

- Geometrische verschillen in de kern (laminaatcomp.)
- De methode van paneelopbouw
- Materiaalkeuze
- Type van vlechting (vezelcomp.)
- Oriëntatie van de vezels (vezelcomp.)

Er is een merkbaar contrast tussen isotrope materialen (zoals aluminium of staal) die in alle richtingen dezelfde stijfheid bezitten, onafhankelijk van de oriëntatie van de aangebrachte krachten of momenten.

Composieten kunnen zowel op microscopische als op macroscopische schaal falen. Zo kan compressie van het composiet een destructieve impact hebben, zowel op macro schaal of op welbepaalde individuele vezels [9]. Een verhoogde spanning kan ervoor zorgen dat de verbinding tussen de matrix en z'n vezels degradeert. Sommige composieten zijn bros en hebben slechts een kleine reserve voordat ze hun sterkte verliezen, andere composieten zijn in staat om grote deformaties te bekomen ten gevolge van schade [10]. We kunnen concluderen dat composieten in een breed domein inzetbaar zijn, afhankelijk van het type toepassing dat wordt vereist.

---

<sup>1</sup>Een materiaal wordt isotroop genoemd als de materiaaleigenschappen niet van de richting afhankelijk zijn.

## 2. Literatuuroverzicht

### 2.1 Sandwichconstructies

#### 2.1.1 Inleiding

Geschiedkundig is het principe waarbij twee coöpererende laminaten die strikt gescheiden blijven door een ander materiaal geïntroduceerd door Alphonse J. C. B. Duleau (1789-1832) rond 1820. Het eerste extensieve gebruik van sandwichpanelen gebeurde tijdens en net na de tweede wereldoorlog. Zo werd dit soort composiet in het Engelse "Mosquito" vliegtuig hoofdzakelijk gebruikt wegens een tekort aan andere materialen tijdens de oorlog. De laminaten waren gemaakt van fineerhout<sup>1</sup> en de kern van balsa-hout<sup>2</sup>.

Gedurende de tweede wereldoorlog ontstonden de eerste theoretische beschrijvingen van de sandwichstructuur [11, 12]. In de vijftiger jaren was de ontwikkeling voornamelijk geconcentreerd op honingraatmaterialen. Honingraat was hoofdzakelijk gebruikt als kernmateriaal in de vliegtuigindustrie hoewel het enkele belangrijke limitaties had. Er waren bijvoorbeeld veel problemen met condenserend water in de honingraatcellen, wat leidde tot plaatselijke corrosie.

Tegen het einde van de jaren vijftig en tijdens de jaren zestig werden verschillende cellulaire plastics geproduceerd die konden dienen als kernmateriaal. In het begin werden voornamelijk zachte materialen gebruikt wegens hun isolerende eigenschappen, zoals polystyreen en polyurethaan.

Mede dankzij de enorme technologische vooruitgang was het mogelijk om vernieuwende, hardere cellulaire plastics met hogere dichtheden te produceren. Op dit moment werden sandwichcomposieten een zeer handig en flexibel concept. Ook vandaag nog is er een enorme waslijst aan verschillende kwaliteiten van cellulaire plastics als kernmaterialen [13].

---

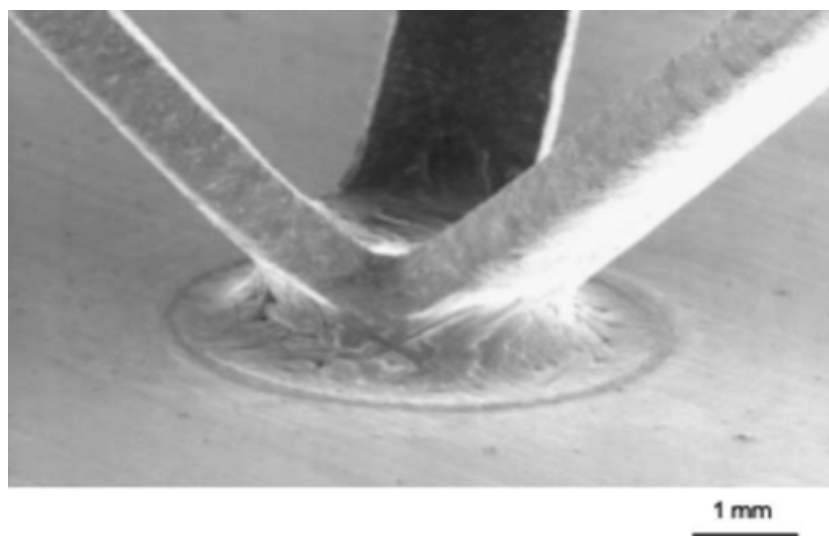
<sup>1</sup>Fineer is zeer dun hout van gelijkmatige dikte. Deze dikte kan variëren van +/- 0,6 mm tot enkele millimeters.

<sup>2</sup>Balsa is een houtsoort geleverd door de snel groeiende balsa-boom (*Ochroma pycnantha*)

## 2.1.2 Opbouw

Sandwichstructuren behoren tot een specifieke klasse van composietmaterialen die zijn gefabriceerd door aanhechting van twee dunne platen<sup>3</sup> aan een relatief dikke lichtgewicht kern door middel van een adhesief. Het kernmateriaal is meestal van een lage sterkte, maar z'n dikte zorgt ervoor dat het sandwichcomposiet een grote buigstijfheid bij een lage dichtheid verkrijgt [14]. Sandwichstructuren worden hoofdzakelijk onderscheiden door hun kernmateriaal. Om het lage gewicht te garanderen gebruikt men kernen onder de vormen van gegolfd materiaal, schuimen of honingraat, geïllustreerd in Figuur 2.3.

De kern zorgt ook voor de schuifstijfheid van de sandwichconstructie. Door goede keuze van de materialen voor de wanden en de kern kunnen constructies met hoge buigstijfheid-gewicht verhoudingen worden geproduceerd. Een basis designconcept is om sterke, dunne wanden ver genoeg van elkaar te plaatsen zodanig dat deze gunstige verhouding wordt bekomen. De lichtgewichtkern zal ook de benodigde schuifweerstand bieden. De wanden worden aan de kern gehecht doormiddel van een adhesief. Veel gebruikte hechtingen zijn lijmen of lassen. Ook wordt er gebruik gemaakt van het solderen, dit wordt geïllustreerd in Figuur 2.1 [4].



Figuur 2.1: Soldeer als adhesief tussen kern en wand

Sandwichstructuren zijn goed te vergelijken met I-profielen. Waar de flenzen de directe druk- en trekbelastingen dragen, doen de wanden in de sandwichstructuur hetzelfde werk. Het lijf draagt de schuifbelasting, zoals de kern bij sandwichconstructies.

<sup>3</sup>Eng.: 'Facings'; In deze thesis: 'wanden', 'laminaten'

### 2.1.3 Materiaalkeuze wanden

Als wand worden verschillende soorten materialen gebruikt. De wanden van de structuur zorgen voor belangrijke eigenschappen van de sandwich. In de meeste gevallen dragen ze het overgrote deel van de aangebrachte krachten. De stijfheid, stabiliteit, configuratie en voor een groot deel de sterkte van het stuk zijn bepaald door de karakteristieken van de wanden die worden gestabiliseerd door de kern. Om de wanden hun werk te kunnen laten doen moeten deze verbonden zijn met de kern met een acceptabele kwaliteit [15].

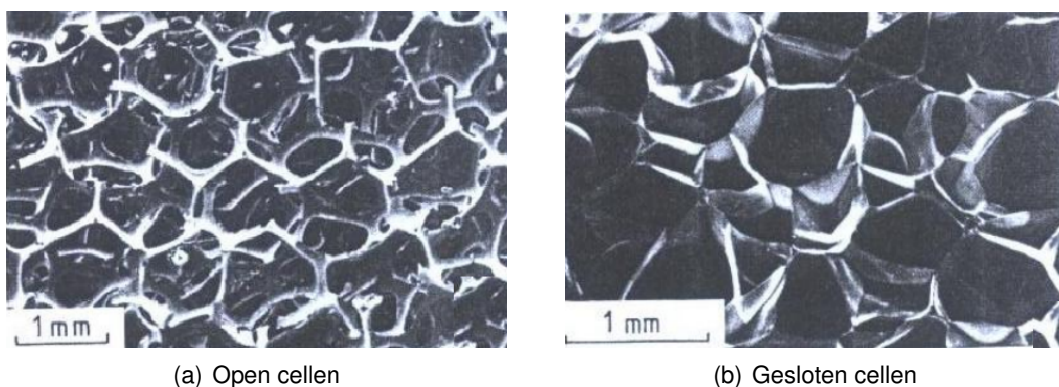
De wanden hebben in sommige specifieke toepassingen nog extra functies. Zo kunnen ze in de luchtvaart zorgen voor een goede aerodynamische opbouw, of kunnen ze fungeren als slijtvaste vloerbekleding. Om deze functies beter te kunnen vervullen zal de keuze van verschillende wandparameters een belangrijk stadium in het ontwerp zijn.

In principe kan elk dun plaatmateriaal dienen als sandwichwand. Zo worden laminaaten van glas of koolstofvezelversterkte thermoplastics relatief veel gebruikt voor deze toepassing. Dun gewalst plaatmetaal wordt in sommige gevallen ook gebruikt als wandmateriaal. De sterkere legeringen van aluminium, zoals 2014-T6, 2024-T3 of 7075-T6 worden veel gebruikt als wandmateriaal, zowel voor structurele als voor non-structurele sandwichapplicaties. Roestvast plaatstaal wordt meer en meer gebruikt als wandmateriaal in de vliegtuigbouw. De troef van RVS is z'n hoge sterkte bij verhoogde temperaturen. Legeringen zoals 18-8, 17-7PH en PH15-7Mo zijn in opmars omdat hoge spanningen kunnen worden gerealiseerd. De 18-8 legeringen kunnen gewalst worden tot verschillende graden van hardheid om hoge sterkte te bekomen. Het is belangrijk te weten dat een volledig hard gewalste plaat een longitudinale druksterkte heeft die ongeveer de helft bedraagt van de druksterkte in de transversale richting. Deze discrepantie kan worden opgehoft door ontlaten van het materiaal. De legeringen 17-7PH en PH15-7Mo kunnen volgens precipitatie worden gehard en kunnen worden versterkt door warmtebehandeling, gebruikelijk tot conditie TH1050 [15]. Legeringen van titanium zijn tegenwoordig interessant als wandmateriaal wegens hun hoge sterkte-gewichtverhouding en omdat ze kunnen worden gebruikt in toepassingen waar hoge temperaturen worden gehandhaafd. Magnesium gelegeerde platen worden nu slechts gebruikt als experimenteel wandmateriaal. Meer en meer worden ze overwogen wegens hun lage dichtheid. Nikkelgebaseerde legeringen zoals René 41 kunnen worden gebruikt voor warmtebestendige sandwichstructuren op temperaturen tussen 650°C en 800°C. René 41 is een precipitatie geharde legering die beschermd moet zijn van de atmosfeer tijdens de warmtebehandeling. De legering kan worden gelast. Cobaltlegeringen met chromium, nikkel, molybdeen en wolfram zijn beschikbaar voor gebruik in gemiddeld belaste toepassingen op temperaturen tussen 500°C en 1000°C. Legeringen zoals L605 kunnen worden gesoldeerd, of gelast [15]. De lage massadichtheid en de hoge elasticiteitsmodulus van beryllium zorgen ervoor dat dit materiaal het meest aantrekkelijke wordt bevonden voor gebruik in sandwichcomposieten. Dit metaal is warmtebestendig in het bereik tot 600°C. Stukken kunnen worden bevestigd door solderen

of lassen. Voorzorgsmaatregelen moeten worden genomen om te voorkomen dat toxische berylliumpartikels worden ingeademd tijdens de productie van werkstukken. Hars geïmpregneerde glasweefselplaten bezitten acceptabele eigenschappen voor structurele sandwichstructuren wanneer correct geproduceerd. Wegens hun uitstekende diëlectrische karakteristieken bij gebruik van het juiste hars wordt dit type van wand bijna universeel gebruikt in sandwichconstructies. Gevarieerde weefsoorten zijn commercieel beschikbaar, wat ervoor zorgt dat, door het oriënteren van de vezelrichtingen in de wand, een groot gebied wordt bestreken van gerichte sterkteïgenschappen. In luchtvaarttoepassingen worden de wanden blootgesteld aan vochtigheid, zowel in de vorm van hoge luchtvochtigheid als in de vorm van vrij water. Hoewel het geabsorbeerde vocht door de glasversterkte plastics relatief klein is (grootteorde 0.5 – 1.5 %), neemt de sterkte van het materiaal in grotere maten af. Om dit te voorkomen verkiest men de wand te behandelen met een coating.

#### 2.1.4 Materiaalkeuze kern

Om het gewicht van sandwichstructuren zo laag mogelijk te houden zijn sandwichstructuren zijn meestal vervaardigd uit materialen met lage dichtheid, de kern is meestal opgebouwd in de vorm van open cellen, gesloten cellen of gevouwen plaatmateriaal [16]. Figuur 2.2 illustreert het verschil tussen open en gesloten cellen [16].



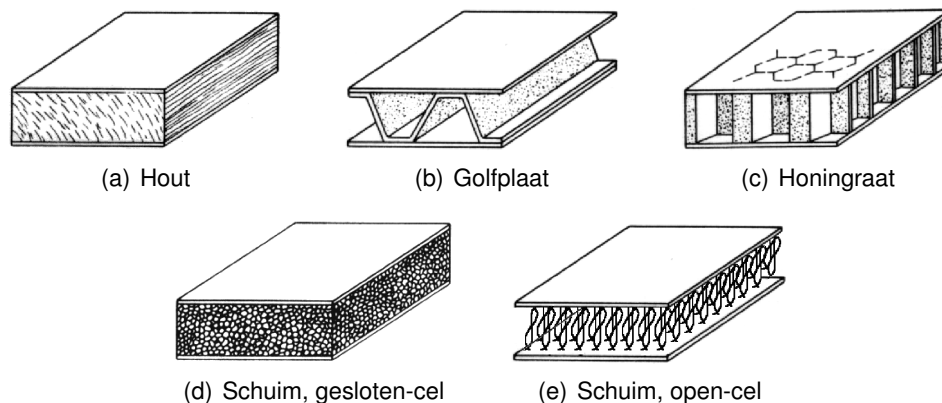
Figuur 2.2: Soorten kernen

De essentiële eigenschap van het kernmateriaal is dat het de dikte van de structuur vergroot zonder een groot verschil in gewicht teweeg te brengen. De theorie leert ons dat de buigstijfheid van de structuur proportioneel is met de derde macht van de dikte. In het werk van Ogorkiewicz uit 1973 blijkt dat men de buiging van sandwichpanelen kan beschouwen als een buiging van eenvoudige balkstructuren mits enkel aandachtspunt in rekening te brengen [17]. Om de gewone balktheorie te kunnen gebruiken moet men eerst een eenvoudige manier weten om de buigstijfheid( $D$ ) te bepalen. Bij een

gewone balk zou dit het product zijn van de elasticiteitsmodulus ( $E$ ) en het oppervlakte-traagheidsmoment ( $I$ ). In een sandwichbalk wordt  $D$  de som van de buigstijfheden van de afzonderlijke delen om de neutrale lijn van de gehele doorsnede zoals gepostuleerd in onderstaande vergelijking. Men formuleert de equivalente buigstijfheid van de doorsnede in vergelijking 2.1.

$$D = E_w \frac{bt^3}{6} + E_w \frac{btd^2}{2} + E_k \frac{bc^3}{12} \quad (2.1)$$

Het doel van de kern in een gelaagd composietmateriaal is het verdikken van de structuur door gebruik te maken van een materiaal met lage dichtheid. Dit kan ervoor zorgen dat de stijfheid enorm vergroot bij slechts een kleine gewichtstoename. We kunnen het sandwichmateriaal beschouwen als I-profiel, de wanden ervaren analoge spanningen als de flenzen en de kern zal zich gedragen als het lijf van een I-profiel. Bijkomstig moet de kern capabel zijn om een zekere drukbelasting op te kunnen vangen zonder dat de kern faalt. Dit voorkomt dat de wanden beginnen de rimpelen en knikken. De verschillende kernmaterialen onderscheiden zich voornamelijk geometrisch. Men onderscheidt de varianten in figuur 2.3.



Figuur 2.3: Kernmodellen

**Schuimen** worden het meest gebruikt als kernmateriaal. Deze kunnen geproduceerd worden vanuit een variëteit van synthetische polymeren zoals polyvinylchloride (PVC), polystyreen (PS), polyurethaan (PU), polymethylmethacrylaat, polyetherimide (PEI) en styreenacrylonitrile (SAN). Ze kunnen worden geleverd in dichtheden variërend van ongeveer  $30\text{kg/m}^3$  tot  $300\text{kg/m}^3$ , hoewel de meest gebruikte dichtheden van polymeren tussen de  $40$  en de  $200\text{kg/m}^3$  bedragen. Ze zijn ook beschikbaar in diverse dikten, typisch van  $5\text{mm}$  tot  $50\text{mm}$ .



**Hout** kan worden beschreven als de honingraat van de natuur omdat men op microscopische schaal kan opmerken dat hout een gesloten-cel structuur bezit. Het heeft een vergelijkbare structuur als een hexagonale honingraat en relatief goede mechanische eigenschappen. Wanneer hout wordt gebruikt in een sandwichstructuur waarbij de cellen loodrecht op het vlak van de sandwichwanden staat, zal het resulterende composiet gelijklopende eigenschappen hebben met een composietmateriaal vervaardigd uit artificiële honingraten. Hoewel verschillende chemische behandelingen beschikbaar zijn, zullen alle houtkernen vatbaar zijn voor vocht. Hout zal rotten als het niet goed wordt omgeven met hars of laminaat. Het wordt ook slechts gebruikt in grote projecten en het heeft een dichtheid van op z'n minst  $100\text{kg}/\text{m}^3$ .

De meest gebruikte houtsoort als houtkern is het **Balsa hout**, afkomstig van de Balsa-boom die in Zuid-Amerika groeit. Balsa houtkern dook als eerst op in de 40-er jaren in rompen van vliegtuigen. De rompen van deze vliegtuigen bestonden uit een aluminium-laag en een balsa houtkern om de wederkerende impact van het landen op water op te vangen.

**Honingraat** kernen zijn beschikbaar onder verschillende vormen. De materiaalkeuze voor sandwichstructuren heeft een bereik van papier voor lage belasting applicaties en tot metalen voor situaties waar hoge sterkte is vereist. Honingraten kunnen worden gevormd in vlakke en gegolfde composietstructuren zonder dat er veel mechanische kracht of warmte aan te pas moet komen. De cellen kunnen driehoekig, rechthoekig of hexagonaal zijn. De cellen kunnen ook worden gevuld met een rigide schuim om ervoor te zorgen dat de oppervlakte, waarop de sandwichwand kan worden bevestigd, vergroot. De vulling zou de mechanische eigenschappen van de kern kunnen verbeteren door de celwanden te stabiliseren. Ook zou deze schuim zorgen voor verbeterde thermische en akoestische isolatie. De volgende materialen worden meestal gebruikt in honingraatstructuren.

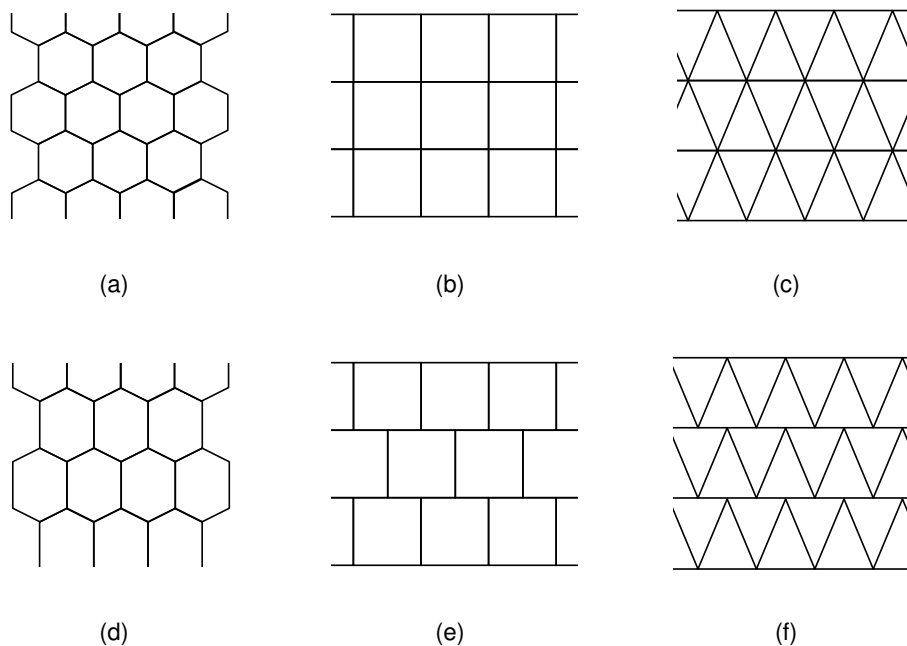
- Aluminium: wordt reeds gebruikt sinds 1950, verschillende legeringen kunnen worden gebruikt, maar in vergelijking met andere materialen is dit materiaal oud en zwaar
- Glasvezelversterkte plastics: Hoge temperatuursweerstand en gunstige isolerende eigenschappen, maar dichter dan andere materialen.
- Kraftpapier honingraten: met hars geïmpregneerd papier om het waterresistent te maken. Goede sterkte bij lage kostprijs.
- Nomex honeycomb: Wordt gemaakt van Nomex papier. Nomex papier is een vorm van papier dat gebaseerd is op Kevlar (Aramidevezels), eerder dan cellulosevezels. Hoge sterkte en stevigheid bij een lage dichtheid zorgen ervoor dat dit soort honingraat het meest gebruikt wordt.

## 2.2 Honingraat

### 2.2.1 Inleiding

Deze thesis zal zich voornamelijk toespitsen op de honingraatstructuur, zijnde een sub-categorie van de gelaagde composieten. Honingraatstructuren worden zowel door de mens gemaakt en komen zowel in de natuur voor. De variant die ontworpen is door de mens heeft als doel de hoeveelheid benodigd materiaal te verkleinen om zo tot een minimaal gewicht te komen resulterend tot een zo laag mogelijke materiaalkost. Door intelligent ontwerp van een honingraatstructuur kan er een relatief hoge sterkte worden bekomen bij dit laag gewicht [1]. Honingraatstructuren worden het meest gebruikt als kern bij gelaagde composieten. De kern van de sandwich zal worden opgebouwd uit een rooster van honingraat [2]. Figuur 1.1 geeft een typische sandwichstructuur weer die bestaat uit een dikke kern die zich, gelijmd, tussen twee wanden bevindt.

De geometrie van honingraatstructuren kan zeer breed worden gekozen, maar de grootste overeenkomst ligt in het feit dat men spreekt over een oplijning van holle cellen tussen twee dunne wanden die loodrecht staan op de celwanden. De cellen hebben meestal een hexagonale vorm, zoals in een natuurlijke honingraat [18]. Figuur 2.4 illustreert de verschillende vormen die worden gebruikt als honingraat.



Figuur 2.4: Mogelijke kerngeometrieën

Honingraat wordt veelal gebruikt in de luchtvaartindustrie. Honingraten in aluminium, glasvezel en geavanceerde composietmaterialen hebben hun doel gevonden in vliegtuigen en raketten al sinds de 50er jaren. Ze worden ook gevonden in andere sectoren, de verpakkingindustrie in de vorm van honingraatkarton, tot sportmateriaal zoals ski's en snowboard's.

### 2.2.2 Mechanische karakteristieken van aluminium honingraatpanelen

Het doel van deze studie is om de sterktekaracteristieken van honingraatpanelen vervaardigd uit aluminium te simuleren in een simulatieomgeving. Het is daarom belangrijk dat men de simulatieresultaten kan verifiëren aan de hand van wetenschappelijk correcte literatuur. Tal van experimenten zijn uitgevoerd door onderzoekers.

Kelsey et al. [19] heeft eenvoudige theoretische uitdrukkingen over de schuifmodulus van honingraatsandwichkernen opgesteld. Witherell [20] voerde een uitgebreide studie uit voor het design van een voertuigrompluchtkussen gebruikmakend van aluminium honingraatpanelen. Otuko et al. [21] verifiëerde de zogenaamde equivalente plaatdiktemethode waarbij een honingraatpaneel wordt gesubstitueerd door een plaat uit continu materiaal met een plaatdikte waardoor soortgelijke mechanische eigenschappen worden geït. De elasto-plastische buigkarakteristieken van honingraatstructuren werd besproken door Kobayashi et al. [22]. Yeh en Wu [23] ondernamen een experimentele studie om de knikkarakteristieken van aluminium honingraatpanelen onder axiale compressie te onderzoeken. De kreukelkarakteristieken van de honingraatstructuren onder laterale druk zijn theoretisch en experimenteel onderzocht door Kunimoto et al. [24, 25].

Niettegenstaande deze bovenstaande onderzoeken veel informatie meegaven over de karakteristieken van honingraat, waren er nog steeds enkele, niet onderzochte struikelblokken waardoor het gebruik van aluminium honingraatpanelen voor constructies niet als plausibel werd geacht. Een van deze struikelblokken was het feit dat sandwichstructuren in het algemeen niet isotropisch zijn. Paik et al. [1] bestudeerde het gedrag van aluminium honingraatpanelen en voerde drie verschillende experimentele tests uit. Deze zijn de driepuntsbuigproef, kniktest en laterale druktest. De resultaten worden hierin gedocumenteerd. Het is ook dit wetenschappelijk werk naarwaar zal worden gerefereerd bij verificatie van de simulatieresultaten.

### 2.2.3 Fabricage

Er bestaan drie traditionele technieken om honingraatstructuren te produceren. De expansiemethode, plooimethode en de gietmethode zijn alle drie ontwikkeld rond het jaar 1901 voor niet-sandwichtoepassingen. Voor decoratieve doeleinden bereikte de productie van honingraat door expansie een opmerkelijke vooruitgang wegens een verbeterde automatisatie in de eerste tien jaren van de twintigste eeuw.

Echter tegenwoordig worden aluminium honingraten geproduceerd volgens twee methoden [18]:

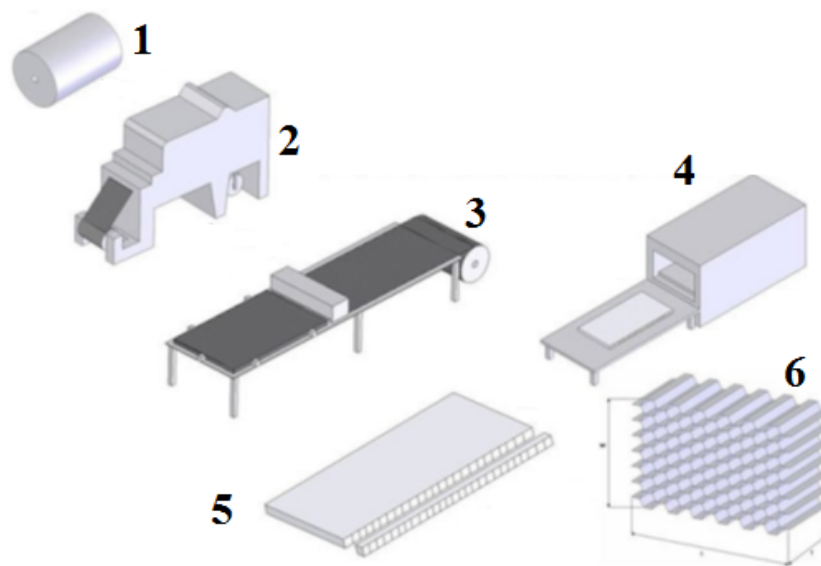
- Expansie
- Plooiing

Meestal wordt het basismateriaal dusdanig geplooid zodanig dat, nadat de lagen op elkaar zijn geplaatst, er een honingraat wordt gevormd (figuur 2.6). De geplooidde honingraat zelf bestaat tegenwoordig meestal uit composiet materiaal, belangrijke voorbeelden zijn glasvezelversterkte plastics, koolstofvezelversterkte plastics, Nomex aramidepapierversterkte plastics of uit metaal (meestal aluminium). Thermoplastische honingraat wordt voornamelijk geproduceerd volgens extrusieprocessen. Geëxtrudeerde honingraatprofielen of geëxtrudeerde buizen zijn hiervan het resultaat. Na het versnijden van deze buizen tot lapjes bekomt men dunne honingraat schijven.

Recentelijk is er een nieuw productieproces ontwikkeld om thermoplastische honingraten te implementeren in de sandwichstructuur [4]. Deze nieuwe techniek kan ervoor zorgen dat continue productie met directe laminatie van de wanden mogelijk wordt. Continue productie van honingraat kan worden bekomen vanuit metaalrollen door snijden en plooiën.

#### **Expansiemethode**

De expansiemethode is veel voorkomend en wordt gebruikt om aluminium en aramide honingraten te produceren. In het expansieproces, worden lappen materiaal op elkaar geplaatst zodanig dat ze een blok vormen. Voor het op elkaar plaatsen wordt er lijm aangebracht in rechte lijnen zodat de platen aan elkaar kunnen worden gehecht. Daarna wordt het adhesief uitgehard. Het blok wordt bekomen. Vervolgens gaat men dit blok in balken van welbepaalde dikte versnijden. Ten slotte wordt het bekomen balkje geëxpandeerd. De aluminiumcellen vervormen plastisch zodanig dat ze hun uiteindelijke hexagonale vorm behouden. Figuur 2.5 geeft het schema weer hoe de expansiemethode wordt uitgevoerd.



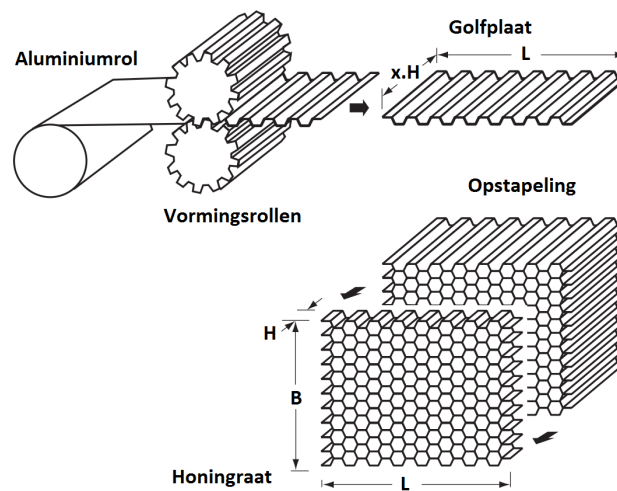
Figuur 2.5: Expansiemethode voor productie van honingraat

1. Aluminiumfolie wordt aangevoerd in een rol
2. De folie wordt door de printer geleid, deze print lijm in de vorm van adhesieve lijnen op de folie
3. Nadat de lijnen zijn geprint wordt de folie in gewenste grootte gesneden en op elkaar geplaatst in de stack-machine
4. Vervolgens worden de op elkaar geplaatste folies op elkaar gedrukt in een oven zodanig dat het adhesief kan worden uitgehard, een blok wordt gevormd
5. Het gevormde blok kan nu in balkjes worden versneden
6. De balkjes worden uit elkaar getrokken(expansie) en de honingraat komt tevoorschijn.

De procedure voor de productie van niet-metallische honingraat is een beetje verschillend. Zo worden bij voorbeeld papier-hars-honingraten volgens volgende methode geproduceerd. Papier wordt gelijmd en geëxpandeerd, vervolgens wordt het bekomen blok ondergedompeld in een hars (meestal fenol formaldehydohars of polyamidehars) om het te beschermen en te verstijven. Deze laatste stap is veel voorkomend bij de productie niet-metallische honingraten omdat dit soort structuren hun vorm na expansie niet even goed behouden als metalen, en wordt meermaals herhaald tot de gewenste celdikte is bekomen. Een uitgebreide behandeling wordt gegeven in Bitzer's boek [18].

### Plooimethode

Volgens deze methode wordt het plaatmateriaal in tegenstelling tot de expansiemethode al zeer vroeg in het productieproces geplooid. Deze golfplaten worden aan elkaar geplaatst, gelijmd en uitgehard. Honingraatpanelen kunnen uit het gegenereerde blok worden gesneden met gewenste vorm, zonder te moeten expanderen. Figuur 2.6 toont de schematische weergave van de plooimethode van de honingraatproductie. Gibson en Ashby [16] hebben onder meer vastgesteld dat deze methode, het drukken van golfplaten in half-hexagonale profielen en het vervolgens aanhechten aan elkaar, een van de meest voorkomende technieken is om honingraat te produceren. Hoewel deze methode zeer arbeidsintensief is, wordt deze methode nog steeds gebruikt om honingraatkernen met hoge dichtheid te bekomen. Deze methode wordt uitgebreid behandeld in Bitzer's boek [18].



Figuur 2.6: Plooimethode voor productie van honingraat [26]

### Afwerking

Om honingraat te versnijden, af te knippen of te vormen kunnen verschillende doelgereedschappen worden gebruikt. Zagen is de meest voorkomende bewerkingsmethode waarbij ofwel een conventioneel zaagblad of voor sommige operaties een speciaal honingraat zaagblad wordt gebruikt. Bij het honingraat zaagblad lijkt het zaagblad achteruit te draaien. De tanden van dit zaagblad zijn verscherpt op hun achterzijde zodanig dat elke tand zich gedraagt als een snijdend lemmet van een mes. Een verschillend zaagtype wordt ook gebruikt als doornfrees. Met deze gereedschappen kunnen honingraat- en schuimkernen naar believen worden gevormd. Toerentallen variëren van 1200 tot 30000 toeren per minuut voor diameters van 18 tot 100 mm.

## 2.3 Eindige-elementenmethode voor honingraatpanelen

### 2.3.1 Inleiding

De eindige-elementenmethode<sup>4</sup> is een rekenkundige methode waarbij partiële differentiaalvergelijkingen en integraalvergelijkingen kunnen worden opgelost. Gemakkelijk gezegd is FEM een methode om een complex probleem op te delen in kleine elementen die kunnen worden opgelost als deelproblemen in relatie met naburige elementen. De praktische toepassing van de FEM manifesteert zich in de eindige-elementenanalyse<sup>5</sup>.

De FEM kan ons helpen om complexe problemen op te lossen. In het geval van de structurele analyse composieten is het niet altijd even gemakkelijk een analytische oplossing te bekomen. Men doet in deze gevallen beroep op de FEM. Gespecialiseerde programmatuur zoals Siemens NX maakt gebruik van gesofisticeerde algoritmen om met behulp van de FEM tot oplossingen voor de gestelde problemen te komen [27]. Het probleem van de structurele analyse van composietmaterialen onderscheidt zich van de structurele analyse voor homogene materialen vermits er in het materiaal sprake is van coöperatie door verschillende deelmaterialen [28]. Deze coöperatie uit zich niet altijd in voorspelbare karakteristieken die zouden gelden voor homogene materialen zoals bv. volle stalen constructies. Gelukkig zijn deze situaties reeds in de literatuur aangekaart en hebben de ontwikkelaars van simulatiesoftware enkele handige tools ontwikkeld om het leven van de composiet-analyst gemakkelijker te maken.

### 2.3.2 Simulatie van honingraat

Zoals in vorige paragrafen vermeld werd, is honingraat al reeds een gehele tijd een gekende structuur. Toonaangevend werk over de mechanische eigenschappen van de honingraatstructuren dateert al vanuit 1963 en werd beschreven door McFarland [29]. In dit werk werd een semi-empirische formule voorgesteld om de gemiddelde spanning te bepalen waaronder honingraat zou bezwijken. Hierop volgend werden een groot aantal studies uitgevoerd. Zowel analytisch [10, 30–35] als experimenteel [36–43] over de micro- en macro eigenschappen van honingraat onder quasi-statisch en dynamische belasting. Vergeleken met de theoretische verwachtingen hebben Wu en Jiang [36] het quasi-statische gedrag van honeycombs experimenteel bestudeerd. Baker et al. [43] ontwierpen een gaskanon om de macro eigenschappen van aluminium honingraat te bestuderen. Zhao en Gary [42] bestudeerden het gedrag dat honingraatstructuur uit wanneer het wordt verpletterd, zowel op micro als op macro schaal, gebruikmakend van een Split-Hopkinson pressure bar<sup>6</sup>. De micro- en macroeigenschappen zijn samengevat door Gibson en Ashby [16].

<sup>4</sup>In het Engels de “Finite Element Method”(FEM)

<sup>5</sup>In het Engels de “Finite Element Analysis”(FEA)

<sup>6</sup>De “Split-Hopkinson pressure bar”, genaamd naar Bertram Hopkinson is een apparaat om de dynamische stress-rek responsie van materialen te testen.

Eindige-elementenmodellering (FEM) wordt breed gebruikt in de analyse en het onderzoek naar honingraten [44–48], vooral in dynamische gevallen. Het idee om virtuele tests uit te voeren op honingraatstructuren met gedetailleerde FE simulatiemodellen is niet nieuw en vond zijn oorsprong rond de tachtiger jaren van de twintigste eeuw. De hoofdreden voor deze tests was om de vlak-elastische eigenschappen van honingraatstructuren te bekomen vermits deze niet in de data-sheets van de aangekochte materialen te vinden waren. Chamis et al. [49], Karlsson en Wetteskog [50], Martinez [51] en Elspass [52, 53] gebruikten NASTRAN-modellen om de negen onafhankelijke elastische eigenschappen te bepalen. Vergelijkbare studies zijn uitgevoerd door Mistou et al. [54] over aluminium honingraat, door Foo et al. [55] over Nomex® honingraat en door Allegri et al. [56] over koolstofvezelversterkt honingraat.

De studies die hierboven werden vermeld zijn steeds gebaseerd op ideale, uniforme hexagonale honingraatcellen zonder imperfecties. In de realiteit is dit niet het geval omdat alle structuren irregulariteiten bevatten, voortvloeiend uit het fabricageproces. Een ideaal model zonder fouten zal bijgevolg steeds leiden tot twijfelachtige resultaten [57]. Deze topic wordt aangehaald door Hohe en Becker [58], ze beschreven de manieren waarop cellfouten zich in de honingraat kunnen manifesteren.

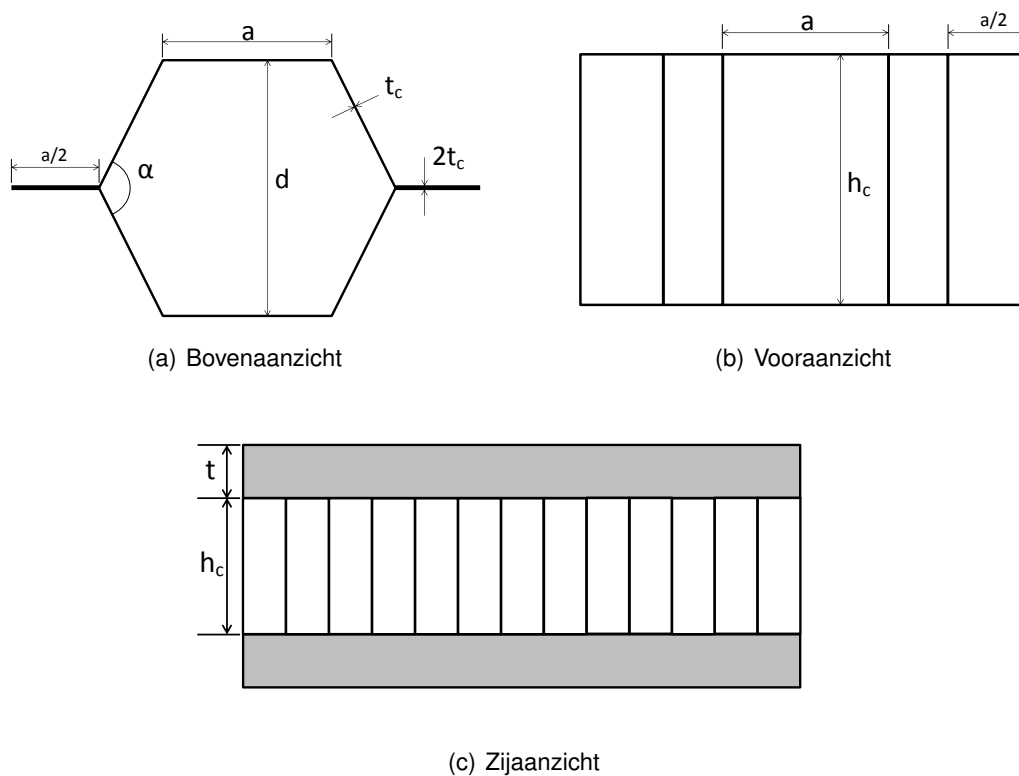
De invloed van deze fouten op de mechanische eigenschappen werd geanalyseerd door Li et al. [59] (onregelmatige celdikten en geometrieën), Yang et al. [60] (verschillende dikten van de celkruispunten), Simone en Gibson [61, 62] (verschillende dikten van de celkruispunten; cellwandkromming) en ten slotte Guo en Gibson [45] (at random verwijderde celwanden), er werd steeds gebruikgemaakt van ABAQUS-modellen van de honingraatkern.

Het is opmerkelijk dat het merendeel van de studies de beschrijving van het kreukelgedrag van honingraat behandelt. In de literatuur wordt er over het algemeen niet veel gesproken over structurele toepassingen met honingraat. Honingraat wordt in de literatuur hoofdzakelijk voorgesteld als een materiaal dat kan dienen om bepaalde toepassingen te beveiligen tegen ongewenste schokken als resultaat van het falen van de betreffende toepassingen (zoals bijvoorbeeld kreukelzone's in Formule 1 racewagens). Hoewel deze eigenschappen in sommige gevallen wenselijk zijn, blijft de belangrijkste structurele eigenschap van een laminaatcomposiet de hoge buigstijfheid bij een laag gewicht. Het is dus belangrijk om het statisch gedrag van een honingraatstructuur te kunnen voorspellen, iets wat nog niet is gebeurd in de literatuur. De geschiktheid van deze modellen voor structurele applicaties heeft verder onderzoek nodig.



### 2.3.3 Parameterdefinitie honingraat

Zoals aangehaald in een vorige paragraaf weten we dat er verschillende parameters kunnen worden gewijzigd in de honingraatstructuur. Het wijzigen van deze parameters leidt rechtstreeks tot een wijziging van de structurele eigenschappen van de honingraat. De meest voorkomende celvorm is deze waarbij de cel de vorm heeft van een uniform hexagonaal prisma. Hoewel deze vorm het meest voorkomend is, bestaan er ook andere, complexere geometrieën. We baseren het structureel onderzoek op deze structuur. Figuur 2.7 geeft de basisparameters van de honingraat weer.

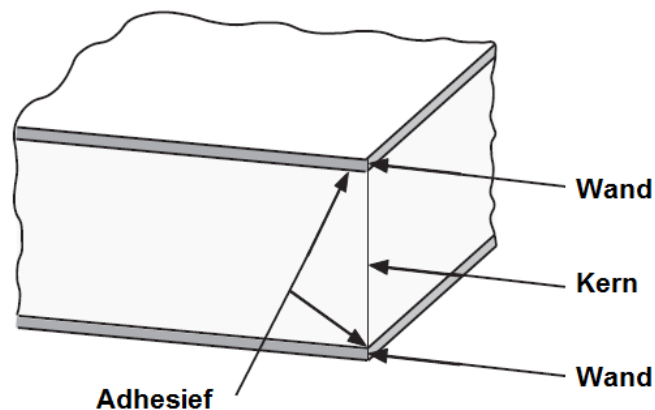


Figuur 2.7: Enkele honingraatcel

### 2.3.4 De wet van Hooke voor orthotrope materialen

De meeste composietmaterialen hebben andere karakteristieken wanneer ze belast worden in verschillende richtingen. Zo hebben sommige materialen verschillende Young's moduli afhankelijk van de richting waarin het materiaal wordt beschouwd. In deze paragraaf zullen we enkele belangrijke wetenswaardigheden meegeven over isotropie, anisotropie en orthotropie.

Zoals in een vorige paragraaf aangehaald, wordt een sandwich opgebouwd uit drie delen zoals geïllustreerd in figuur 2.8. Elk onderdeel heeft zijn specifieke functie om het geheel te laten fungeren zoals men wenst. Het hoofddoel is om het gebruikte materiaal met een zo'n hoog mogelijke efficiëntie te benutten. De twee afdekklagen worden uit elkaar geplaatst om het oppervlaktetraagheidsmoment te vergroten, wat rechtstreeks leidt tot een bijdrage aan de buigstijfheid rond de neutrale as van de structuur. De twee deklagen coöpereren zonder over elkaar te schuiven. Dit zorgt ervoor dat het materiaal in verschillende richtingen andere mechanische eigenschappen zal uiten.



Figuur 2.8: Sandwichstructuur

Een materiaal wordt isotroop genoemd als de materiaaleigenschappen niet afhankelijk zijn van de richting waarin ze werken, dus in alle richtingen gelijk zijn (bijvoorbeeld: een stalen balk heeft in alle richtingen dezelfde elasticiteit). Zijn bepaalde materiaaleigenschappen niet in alle richtingen gelijk, dan spreken we van een anisotroop materiaal (bijvoorbeeld: hout heeft een andere materiaaleigenschappen loodrecht op de nerven in vergelijking met de dwarse beschouwing) [63]. Een materiaal is orthotroop wanneer de materiaaleigenschappen verschillen in twee of drie onderling loodrechte richtingen. Orthotropie is daarmee een bijzondere vorm van anisotropie [64].

De veralgemeende wet van Hooke stelt dat de relaties tussen spanning en rek worden gegeven als [65]:

$$\sigma_i = C_{ij} \cdot \epsilon_j \quad (2.2)$$

In matrixnotatie geeft dit:

$$\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{C}} \underline{\underline{\epsilon}} \quad (2.3)$$

$\underline{\underline{C}}$  noemt men de stijfheidsmatrix en heeft 36 constanten. Het kan worden aangetoond dat deze matrix symmetrisch is [64, 65]. Hieruit resulteert dat er slechts 21 onafhankelijke constanten bestaan omdat  $C_{ij} = C_{ji}$ .

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \gamma_1 \\ \gamma_2 \\ \gamma_3 \end{pmatrix} \quad (2.4)$$

Vergelijking 2.4 toont de meest algemene uitdrukking voor lineaire elasticiteit. Deze definiëert de spanning-rekrelatie van anisotrope materialen. Robert M.J. stelt ook dat het aantal onafhankelijke elastische coëfficiënten wordt herleid tot negen bij orthotrope materialen. De stijfheidsmatrix wordt gegeven door:

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \gamma_1 \\ \gamma_2 \\ \gamma_3 \end{pmatrix} \quad (2.5)$$

De constanten in de matrix zijn gerelateerd aan negen onafhankelijke elastische constanten volgens formules 2.6 t/m 2.14 [64]. Men houdt in het achterhoofd dat de matrix symmetrisch is.

$$C_{11} = \frac{1 - \nu_{23} \cdot \nu_{32}}{\Delta \cdot E_2 \cdot E_3} \quad (2.6)$$

$$C_{12} = \frac{\nu_{21} + \nu_{23} \cdot \nu_{31}}{\Delta \cdot E_2 \cdot E_3} = \frac{\nu_{12} + \nu_{32} \cdot \nu_{13}}{\Delta \cdot E_1 \cdot E_2} \quad (2.7)$$

$$C_{13} = \frac{\nu_{31} + \nu_{21} \cdot \nu_{32}}{\Delta \cdot E_2 \cdot E_3} = \frac{\nu_{13} + \nu_{12} \cdot \nu_{23}}{\Delta \cdot E_1 \cdot E_2} \quad (2.8)$$

$$C_{22} = \frac{1 - \nu_{13} \cdot \nu_{31}}{\Delta \cdot E_1 \cdot E_3} \quad (2.9)$$

$$C_{23} = \frac{\nu_{32} + \nu_{12} \cdot \nu_{31}}{\Delta \cdot E_1 \cdot E_3} = \frac{\nu_{23} + \nu_{21} \cdot \nu_{13}}{\Delta \cdot E_1 \cdot E_2} \quad (2.10)$$

$$C_{33} = \frac{1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21}}{\Delta \cdot E_1 \cdot E_2} \quad (2.11)$$

$$C_{44} = G_{23} \quad (2.12)$$

$$C_{55} = G_{13} \quad (2.13)$$

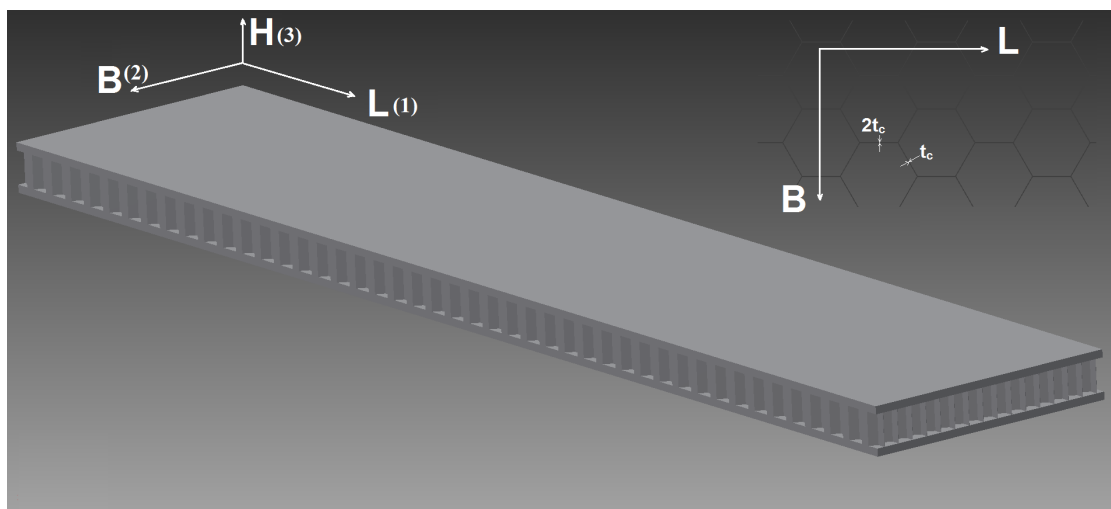
$$C_{66} = G_{12} \quad (2.14)$$

$$\Delta = \frac{1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21} - \nu_{23} \cdot \nu_{32} - \nu_{31} \cdot \nu_{13} - 2 \cdot \nu_{21} \cdot \nu_{32} \cdot \nu_{13}}{E_1 \cdot E_2 \cdot E_3} \quad (2.15)$$

Uit deze formules merkt men op dat er slechts negen onafhankelijke parameters bestaan die de mechanische eigenschappen van het orthotropisch materiaal beschrijven. Deze zijn opgelijst:

- $E_1, E_2, E_3$  (Young's moduli)
- $\nu_{12}, \nu_{13}, \nu_{23}$  (dwarscontractiecoëfficiënten)
- $G_{12}, G_{13}, G_{23}$  (schuifmoduli)

De suffixen van de constanten gelden in het referentieassenstelsel dat in figuur 2.9 is gedefiniëerd.



Figuur 2.9: Referentieassenstelsel

### 2.3.5 Materiaaldefinitie honingraat

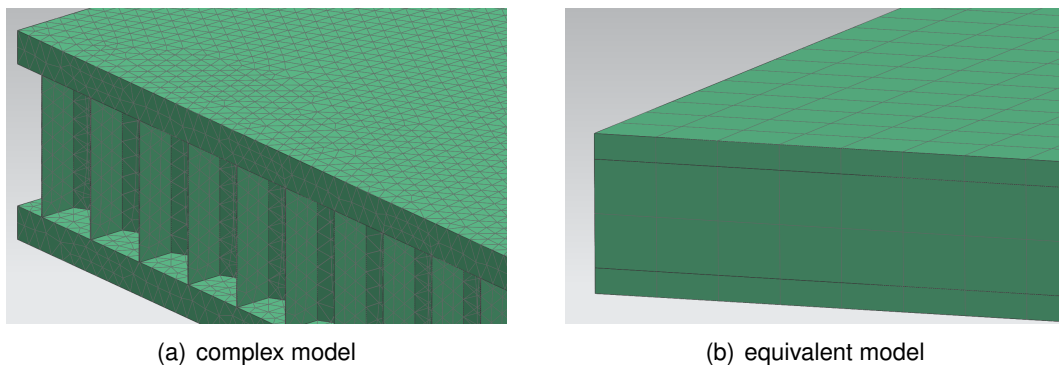
Om orthotrope materialen in de simulatieprogrammatuur te definiëren moet men kennis hebben van de negen elastische constanten uit vorige paragraaf. In de literatuur bestaan er een groot aantal studies die de beschrijving van een of meer van deze constanten trachten te achterhalen. Een complete set van de negen elastische constanten voor honingraatstructuren is moeilijk terug te vinden in de literatuur.

Masters en Evans [34] ontwierpen een theoretisch model om  $E_1, E_2, \nu_{12}$  en  $G_{12}$  te bepalen in twee dimensies. Ze bestudeerden buiging en rekmechanismen. Nadat ze de verschillende mechanismen hadden bestudeerd, combineerde ze de resultaten tot een algemeen model waarmee de verschillende resultaten konden worden gereproduceerd. Qunli Liu [66] gaf de berekeningen voor  $E_3, G_{13}$  en  $G_{23}$ . Abd-el Sayed, Jones en Burgess [67] hebben zich toegespitst op  $E_1, E_2$  en  $\nu_{12}$  in twee dimensies. Grediac [68] en Shi & Tong [69] werkten onafhankelijk aan de berekening van  $G_{13}$  en  $G_{23}$ . Ze gingen verder uit de studies van Kelsey et al. [19]. Grediac gebruikte een vierde van een cel en gebruikte de symmetrie van de honingraat om zijn FEM berekeningen te vereenvoudigen. Hij berekende de schuifmodulus. Becker [70] formuleerde  $E_1, E_2, \nu_{12}, \nu_{32}$  en  $G_{12}$  rekeninhoudend met de dikte van de honingraatkern. Zhang & Ashby [71] gaven de formules voor  $E_3, \nu_{32}, \nu_{13}, G_{13}$  en  $G_{23}$ . Ze analyseerden het stuikgedrag loodrecht op het vlak. Knik, delaminatie en breuk zijn geïdentificeerd als mogelijkheden tot falen. E. Nast [72] voerde een studie uit vergelijkbaar met deze van Abd-el Sayed, Jones en Burgess. Nast gebruikte verschillende randvoorwaarden om de constanten te bepalen en vond een volledige set van negen elastische constanten.

## 3. Eindige-Elementenmodellering

### 3.1 Inleiding

In dit deel wordt aangehaald hoe de honingraatstructuur zal worden gemodelleerd. Zoals eerder vermeld is het doel van deze thesis om een equivalent model te genereren dat een substituuat zou vormen voor de actuele honingraatgeometrie met als objectief de benodigde rekentijd te verkleinen. Het modelleren is een eerste stap in dit proces. Er wordt een gedetailleerde geometrie van de honingraat gemodelleerd, dewelke als referentiemodel zal worden gebruikt. Vervolgens zullen de equivalente modellen worden gegenereerd waarin de geometrisch complexe honingraatkern zal worden gesubstitueerd door een solide materiaal met orthotrope materiaaleigenschappen. De negen elastische constanten die hiervoor benodigd zijn worden berekend aan de hand van de formules die besproken werden in vorig hoofdstuk (zie ook addendum 3). Vermits er verschillende benaderingen bestaan voor de berekening van deze negen elastische constanten, is het van belang om verscheidene equivalente modellen te overwegen en tegen elkaar af te wegen. Er zullen dus een aantal kandidaat-equivalente modellen worden gegenereerd. Het model dat het best de realiteit benadert, geniet de voorkeur.

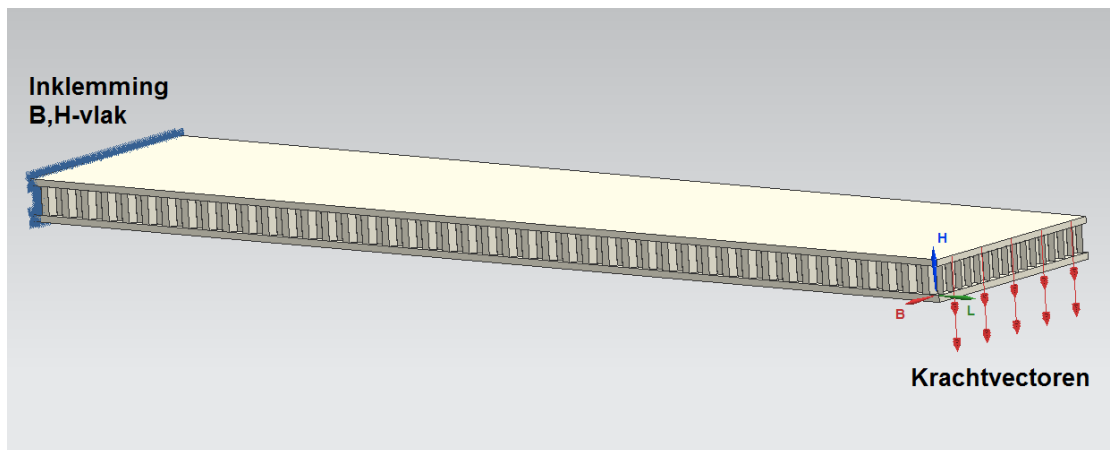


Figuur 3.1: Het complex CAD-model versus het equivalent model

## 3.2 Representativiteit van de simulaties

### 3.2.1 Verificatie van de simulatieomgeving

Om te bewijzen dat de simulatieomgeving die zal worden gebruikt in deze thesis betrouwbaar is, zal een verificatiemodel worden gegenereerd. Er wordt een simulatie uitgevoerd op een complex CAD-model van de honingraatstructuur met hexagonale cellen. Vermits dit model zeer complexe geometrieën bevat wordt er een mesh met 840896 Tetra10 elementen aangebracht. Men verkrijgt zoöok een enorme hoeveelheid van 1443907 knooppunten. Dit is de kleinste hoeveelheid knooppunten die aan het model kan worden toegewezen zonder dat er fouten opduiken in de numerieke benaderingsprocedure. Als randvoorwaarden formuleert men een inklemming op het B,H-vlak aan de ene zijde (Figuur 3.2). De andere zijde ondervindt een kracht in de H richting. In sectie 3.4.1 wordt er meer informatie gegeven over de naamgeving van deze belastingsgevallen. De overige randvoorwaarden worden in Tabel 3.1 uitgezet.



Figuur 3.2: Randvoorwaarden verificatiemodel

Zoals opgemerkt, vindt men in de tabel ook de gegevens van een volle aluminium balk met gelijkaardige dimensies. Dezelfde proef zal worden uitgevoerd op dit item, vervolgens zullen de verschillende deflecties met elkaar worden vergeleken ter illustratie van de theorie. Naast deze numerieke analyse wordt eveneens het mathematische bewijs uitgevoerd. De klassieke laminaattheorie [73] en de balktheorie [74] worden hierbij toegepast. Ten tweede wordt een modale analyse op het complexe honingraatmodel uitgevoerd. Indien modevormen die balkvormige figuren karakteriseren in het complexe model worden opgemerkt, kan er worden verondersteld dat het complexe honingraatmodel zich als een balkvormig geheel gedraagt in Siemens NX. Dit zou een eerste

Tabel 3.1: Dimensies van het verificatiemodel

Item	Eigenschap	Model CoHC	Model AI1
Kern	Materiaal	Al-6082	n.v.t.
	Celgrootte ( $d$ ) (mm)	6,35	n.v.t.
	Celdikte ( $t_c$ ) (mm)	0,0635	n.v.t.
	Celhoogte ( $h_c$ ) (mm)	12,7	n.v.t.
Wand	Materiaal	Al-6082	Al-6082
	Dikte ( $t$ ) (mm)	3,0	6,0
Breedte( $b$ )=102.6mm, Lengte( $l$ )=500mm			

teken zijn dat het model correct presteert. Dit model zal doorheen de thesis ook worden gebruikt om de equivalente modellen te verifiëren. De reden waarom dit complex model als referentie wordt gebruikt is omdat een grote reeks belastingsgevallen zal worden uitgevoerd. Niet alle belastingsgevallen zijn praktisch uit te voeren, er wordt dus verkozen om met de virtuele variant van de honingraatsandwich te werken. Daarom werd dit complex model geverifiëerd aan de literatuur, zoals in sectie 3.2.4 zal blijken.

### 3.2.2 Berekening deflecties

In het werk van Ogorkiewicz uit 1973 blijkt dat men de buiging van sandwichpanelen kan beschouwen als een buiging van eenvoudige balkstructuren mits enkel aandachtspunt in rekening te brengen [17]. Om de gewone balktheorie te kunnen gebruiken moet men eerst een eenvoudige manier weten om de buigstijfheid( $D$ ) te bepalen. Bij een gewone balk zou dit het product zijn van de elasticiteitsmodulus( $E$ ) en het oppervlakte-traagheidsmoment( $I$ ). In een sandwichbalk wordt  $D$  de som van de buigstijfheden van de afzonderlijke delen om de neutrale lijn van de gehele doorsnede zoals gepostuleerd in onderstaande vergelijking. Men formuleert de equivalente buigstijfheid van de doorsnede in vergelijking 3.1.

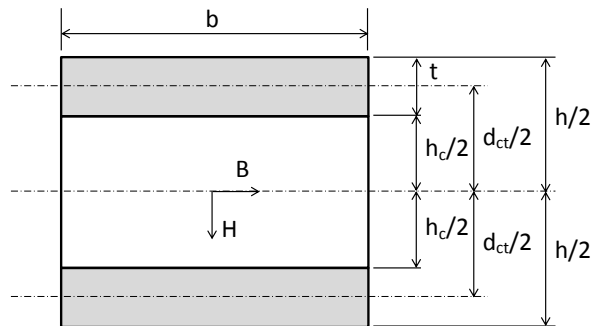
$$D = E_w \frac{bt^3}{6} + E_w \frac{btd_{ct}^2}{2} + E_k \frac{bh_c^3}{12} \quad (3.1)$$

$$\delta = \frac{Fl^3}{3D} \quad (3.2)$$

In vergelijking 3.1 stellen  $E_w$  en  $E_k$  de elasticiteitsmoduli van de wanden respectievelijk kern voor. In figuur 3.3 krijgen de verschillende parameters betekenis. De eerste term in vergelijking 3.1 stelt de lokale buigstijfheid voor van de wanden om hun eigen assen.

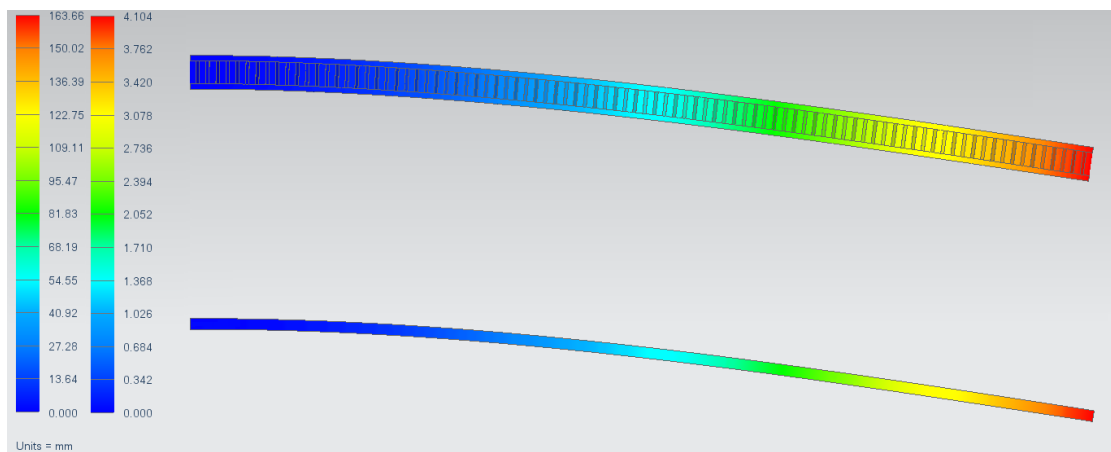


De tweede term stelt de buigstijfheid van deze wanden voor rond de centrale as van de volledige doorsnede volgens de evenwijdige assenstelling van Steiner. De derde term toont ons de buigstijfheid van de kern om zijn eigen as. In nagenoeg alle sandwichconstructies kan de derde term genegeerd worden [17]. Dit is handig om weten aangezien er weinig te gekend is over de elasticiteitsmodulus van de kern in dit geval (deze is immers niet volledig solide). De berekening van de deflectie ( $\delta$ ) wordt gegeven door vergelijking 3.2.



Figuur 3.3: Parameters deflectieformules

De resultaten van deze berekening, na invulling van vergelijking 3.1 in vergelijking 3.2 worden getabelleerd en vergeleken met de simulatieresultaten in tabel 3.2. Figuur 3.4 geeft de deflecties weer in NX 8.0.



Figuur 3.4: Deflectie van de verificatiemodellen

### 3.2.3 Resultaten & bespreking

De resultaten worden in tabel 3.2 weergegeven. In deze tabel worden de uitgekomen doorbuigingen voor de twee behandelde balken (honingraatsandwich = hs, aluminium balk = vb) geïllustreerd. De deflecties uit de simulaties worden vergeleken met een berekende waarde, bepaald met behulp van vergelijkingen 3.1 en 3.2. Vier verschillende belastingen worden opgelegd. De relatieve fout tussen deze twee methoden wordt gepresenteerd.

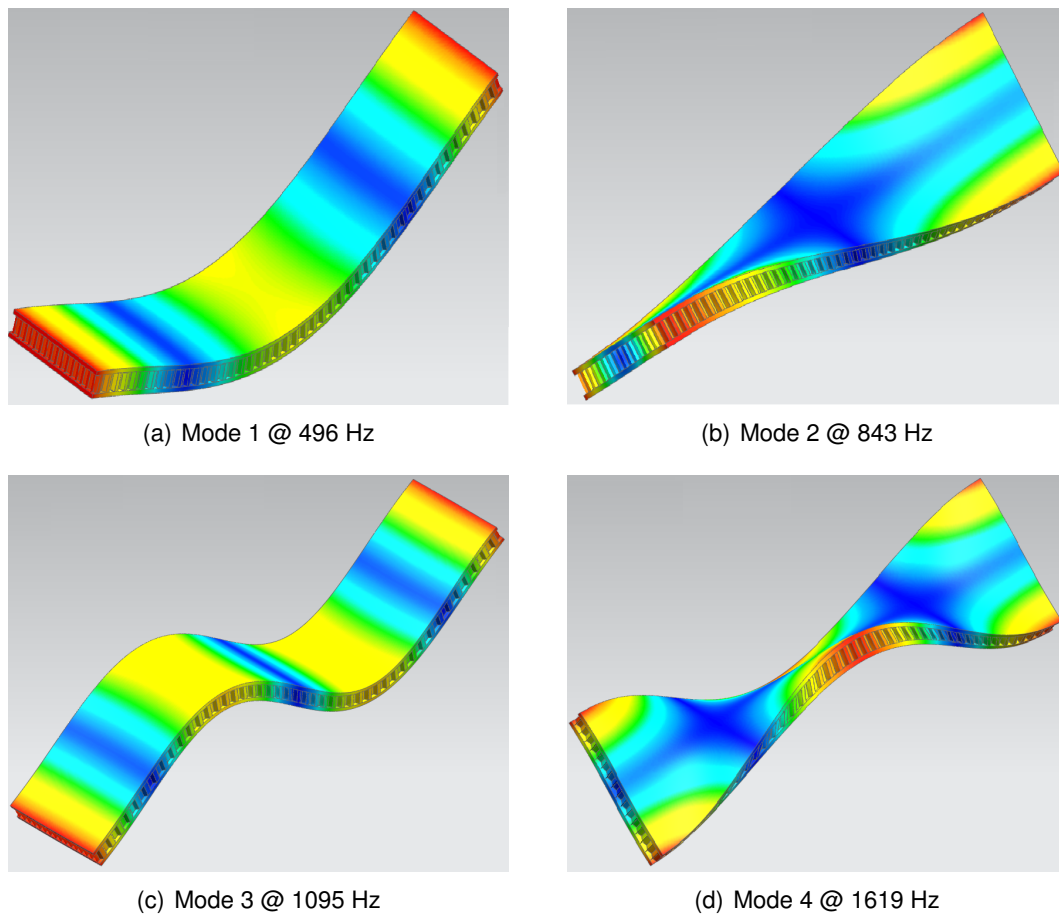
Opmerkelijk is dat de deflectie van de honingraat een factor 20 kleiner is dan deze van de volle aluminium balk. Als nu ook hun massas met elkaar worden vergeleken, wordt er opgemerkt dat slechts een kleine gewichtstoename noodzakelijk is om dit gunstige effect te verkrijgen. Dit is de grote troef van sandwichcomposieten. Men merkt op dat de simulatieomgeving de resultaten voor de honingraat binnen een tolerantie van 7.46% correct weergeeft. Men kan concluderen dat de simulatieomgeving voor dit CAD-model relevante resultaten oplevert indien men rekening houdt met een relatieve fout van 7.46%.

Tabel 3.2: Resultaten van het verificatiemodel

F (N)	$\delta_{hs,sim}$ (mm)	$\delta_{hs,ber}$ (mm)	Afw (%)	$\delta_{vb,sim}$ (mm)	$\delta_{vb,ber}$ (mm)	Afw (%)
125	2,053	1,910	7,46	40,92	41,95	2,45
250	4,104	3,819	7,46	81,83	83,89	2,46
500	8,208	7,638	7,46	163,66	167,79	2,46
1000	16,42	15,28	7,46	327,33	335,58	2,46

Deze afwijking is te wijten aan meerdere factoren. Allereerst wordt er geen rekening gehouden met de invloed van het adhesief tussen wand en kern. Ten tweede is de berekening van de doorbuiging slechts een benadering van de realiteit. Deze afwijking kan ook te wijten zijn aan het feit dat de mesh van het complexe model de ruwst toelaatbare grootte heeft. De mesh kan niet worden verfijnd omdat de benodigde rekenkracht niet voor handen is. Dit is het grote probleem dat doorheen de thesis zal worden opgelost door de definitie van equivalente modellen.

In de modale analyse merken we op dat de eerste vier balk-modes worden bekomen. Figuur 3.5 toont ons de eerste twee buigmoden en de eerste twee torsiemoden. Uit deze figuur kan worden afgeleid dat het complexe honingraat CAD-model zich effectief gedraagt als balkvormig geheel. Dit is een extra aanwijzing dat het model zich correct gedraagt.



Figuur 3.5: Modale analyse van het complex honingraat CAD-model

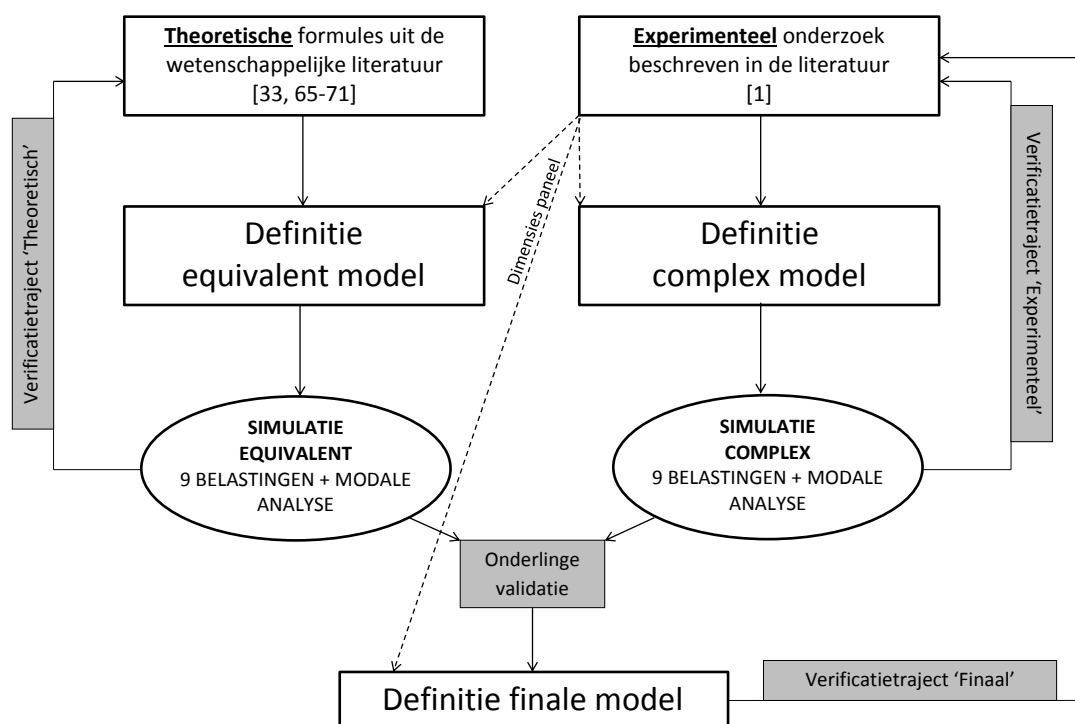
### 3.2.4 Verificatie van de simulatiemodellen

Om de correctheid van de uitgevoerde analyses te garanderen werd er zoals eerder vermeld enkele aandacht besteed aan het valideren van de simulaties. In deze sectie is er gewenst hierover meer duidelijkheid te scheppen aan de hand van Figuur 3.6. Allereerst werden er twee onafhankelijke trajecten gevolgd. Men onderscheidt het theoretische traject en het experimenteel traject.

Volgens theoretische beschrijvingen die te vinden zijn in de wetenschappelijke literatuur werd er een equivalent kernmateriaal gedefiniëerd. De verschillende theoretische benaderingen werden met elkaar vergeleken (modellen EqO1-EqO4, zie ook tabel 3.8 en tabel 3.9) ter bepaling van de invloed van de verschillende parameters op de mechanische gedragingen van het equivalent model.

Alsook werden de modellen gevalideerd volgens het experimenteel traject dat werd uitgewerkt in de wetenschappelijke literatuur, waarbij een complex geometrisch CAD-model werd gegenereerd ter replicatie van de uitgevoerde experimenten (model CoHC, zie ook tabel 3.8). Deze structurele simulaties op de complexe honingraatstructuur werden gevalideerd aan de hand van het werk van Paik et al. [1].

De twee onafhankelijk gevolgde trajecten werden kruislings gevalideerd door de resultaten met elkaar te vergelijken. Hieruit vloeit de definitie van het finale model voort. Dit finale model wordt ten slotte terug gevalideerd met de experimentele data die werd bekomen door Paik et al. [1]. De dimensies van de geanalyseerde sandwichpanelen werden gelijk gekozen aan de dimensies van de panelen uit het werk van Paik et al.



Figuur 3.6: Verificatietrajecten

### 3.3 Berekeningen voor de equivalente sandwich

#### 3.3.1 Inleiding

Om de rekentijd van de solver te verkleinen, wenst men de complexe kerngeometrie uit het honingraatmodel te elimineren. Om deze reden zal het kernmateriaal van de kandidaat-equivalente modellen worden gemodelleerd als balk met continue doorsnede. De verscheidene materialen die we zullen toewijzen aan de kern zullen in de verschillende simulaties leiden tot uiteenlopende resultaten en conclusies. Eerst en vooral wenst men te bepalen of men de kern volledig kan substitueren door het materiaal dat werd gebruikt voor de wanden, in dit geval aluminium. Vervolgens wensen we andere isotrope substituuymaterialen te testen. Indien dit niet tot zinnige resultaten leidt zullen we genoodzaakt zijn de kern modelleren als orthotroop materiaal.

#### 3.3.2 Berekening van de equivalente massadichtheid

Een eerste parameter die onontbeerlijk is om het equivalent kernmateriaal te kunnen definiëren is de massadichtheid ( $\rho$ ). In de literatuur worden er geen formules gegeven om deze massadichtheid te bepalen. Daarom is het gewenst in deze thesis ook een formule op te stellen om op een gemakkelijke manier de massadichtheid van het equivalent materiaal te bepalen. Men verhoudt de aanwezigheid van materiaal met de volledige oppervlakte van het beschouwde gedeelte. Na het toepassen van de driehoeksmetkunde bekomt men formule 3.4. Invullen van de kernparameters, getabelleerd in tabel 3.3, in deze vergelijking geeft een waarde voor de equivalente massadichtheid van het equivalent kernmateriaal. Het enige nadeel aan deze berekening is dat de contributie van het adhesief wordt genegeerd. In deze formules geven  $\rho_k$  en  $\rho_w$  de massadichtheden weer voor de equivalente kern respectievelijk wandmateriaal. De dikte van de celwand wordt gegeven door  $t_c$ . Voor meer informatie over de parameters wordt er verwezen naar sectie 2.3.3. In sectie 3.3.3 worden de waarden voor de elastische constanten getabelleerd en besproken, alsook de waarde voor de massadichtheid wordt gegeven. In addendum 2 werden de uitgebreide berekeningen bijgevoegd en werd vergelijking 3.4 bewezen.

$$\rho_k = \frac{A_{mat}}{A_{tot}} \rho_w \quad (3.3)$$

$$\rho_k = \frac{t_c \left[ L_t + (t_c - B_t) \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - 1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right]}{L_t B_t} \cdot \rho_w \quad (3.4)$$

### 3.3.3 Orthotrope elastische constanten

We wensen de kern te modelleren als orthotroop materiaal. De negen elastische constanten die hiervoor benodigd zijn worden in deze paragraaf berekend en getabelleerd. Zoals gebleken uit de literatuurstudie (sectie 2.3.5) zijn er veel verschillende onderzoeken uitgevoerd naar de berekening van deze waarden. In de literatuur blijkt dat niet iedereen het eens is over de berekening van deze constanten. Zo formuleren verschillende onderzoeken onderling tegenstrijdige benaderingen voor de negen elastische parameters die het orthotrope materiaal definiëren. Het is de kunst om de formules, opgesteld uit verschillende onderzoeken (zie addendum 3), zo te combineren dat de simulaties een zinvol resultaat opleveren. De benodigde parameters ter berekening van de constanten worden in tabel 3.3 weergegeven. De kandidaat-equivalente modellen zullen worden vergeleken met het complexe honingraatmodel dat reeds in figuur 3.2 werd beschreven.

Tabel 3.3: Parameters van de honingraatkern ter bepaling van het orthotroop materiaal

Item	Eigenschap	Waarde
Celdimensies	$t_c(mm)$	0,0381
	$a(mm)$	3,666
	$\alpha(^{\circ})$	120
Algemene dimensies	$l(mm)$	500
	$b(mm)$	102,6
	$h(mm)$	12,7
Elastische parameters	$E_w(N/mm^2)$	69 E+03
	$\nu_w()$	0.33
	$G_w(N/mm^2)$	26 E+03

Om te schetsen in functie van welke parameters de formules voor de elastische constanten worden opgelost, wordt een voorbeeldformule gegeven (vergelijking 3.5). Men berekent de eerste Young's modulus ( $E_1$ ) met de formule van Masters & Evans volgens formule 3.5 [34]. Meer informatie over de parameters die in deze formule voorkomen wordt gegeven in sectie 2.3.3, sectie 2.3.4 en de nomenclatuurlijst.

$$E_1 = \frac{E}{(1+\sin \varphi) \cdot \left[ \frac{\cos^2 \varphi \cdot a^3}{t_c^3} + \frac{(2+\sin^2 \varphi) \cdot t_c}{a} \right]} \quad (3.5)$$

Zoals men opmerkt worden de orthotrope elastische constanten berekend in functie van enerzijds de geometrische constanten van de honingraat, zijnde  $\alpha$ ,  $t_c$ ,  $a$ ,  $h_c$ , en anderzijds de isotrope elastische constanten van het materiaal waaruit de honingraat is vervaardigd, zijnde  $E$ ,  $\nu$  en  $G$ . Voor elk specifiek honingraatteststuk zijn dit constante parameters die gegeven zijn. Zoals uit de literatuurstudie blijkt, formuleren verschillende wetenschappelijke onderzoeken andere benaderingen voor de gewenste orthotrope parameters. De gegeven formules ter bepaling van deze constanten zijn volledig verschillend. In sectie 2.3.5 worden de verschillende geraadpleegde werken opgelijst. Het is dus noodzakelijk om verschillende benaderingen met elkaar te vergelijken. In tabellen 3.4, 3.5 en 3.6 worden alle uitkomsten voor alle verschillende benaderingen van de elastische constanten opgelijst. De geometrische en elastische basisparameters die worden gebruikt zijn gegeven in tabel 3.3. De uitgebreide formules vindt u in addendum 3.

Opmerkelijk is dat de benadering van enkele orthotrope constanten niet met elkaar overeenstemt (zie ook addendum 3). Dit bevestigt het vermoeden dat we eerder al hadden vooropgesteld. Zo komt Abd El-Sayed [67] een waarde uit voor  $E_1$  gelijk aan  $577,6 N/mm^2$  terwijl de waarden berekend met de formules van Masters & Evans [34] en Nast [72] een factor 3500 lager uitkomen. Uit tabel 3.5 merkt men op dat de waarden voor  $\nu_{23}$  en  $\nu_{13}$  nul benaderen.

Tabel 3.4: Young's moduli orthotroop equivalent

Item	Onderzoek	Waarde
$E_1(N/mm^2)$	Masters & Evans [34]	0,179
	Nast [72]	0,163
	Abd El-Sayed [67]	577,556
$E_2(N/mm^2)$	Masters & Evans [34]	0,179
	Nast [72]	0,201
	Abd El-Sayed [67]	509,419
$E_3(N/mm^2)$	Nast [72]	1103,73
	Liu [66]	1103,73
	Zhang & Ashby [71]	1103,73

Tabel 3.5: Dwarscontractiecoëfficiënten orthotrop equivalent

Item	Onderzoek	Waarde
$\nu_{12}$	Masters & Evans [34]	1
	Nast [72]	0,752
	Abd El-Sayed [67]	1
$\nu_{23}$	Nast [72]	6,00 E-05
	Zhang & Ashby [71]	0
$\nu_{13}$	Nast [72]	7.81 E-05
	Zhang & Ashby [71]	0

Tabel 3.6: Glijdingsmoduli orthotrop equivalent

Item	Onderzoek	Waarde
$G_{12}(N/mm^2)$	Masters & Evans [34]	4,47 E-02
	Nast [72]	4,63 E-02
$G_{13}(N/mm^2)$	Grediac [68]	234,01
	Nast [72]	416,02
	Liu [66]	234,01
	Shi [69]	234,01
	Zhang & Ashby [71]	234,01
$G_{23}(N/mm^2)$	Grediac [68]	156,01
	Nast [72]	308,16
	Liu [66]	156,01
	Shi [69]	156,01
	Zhang & Ashby [71]	156,01

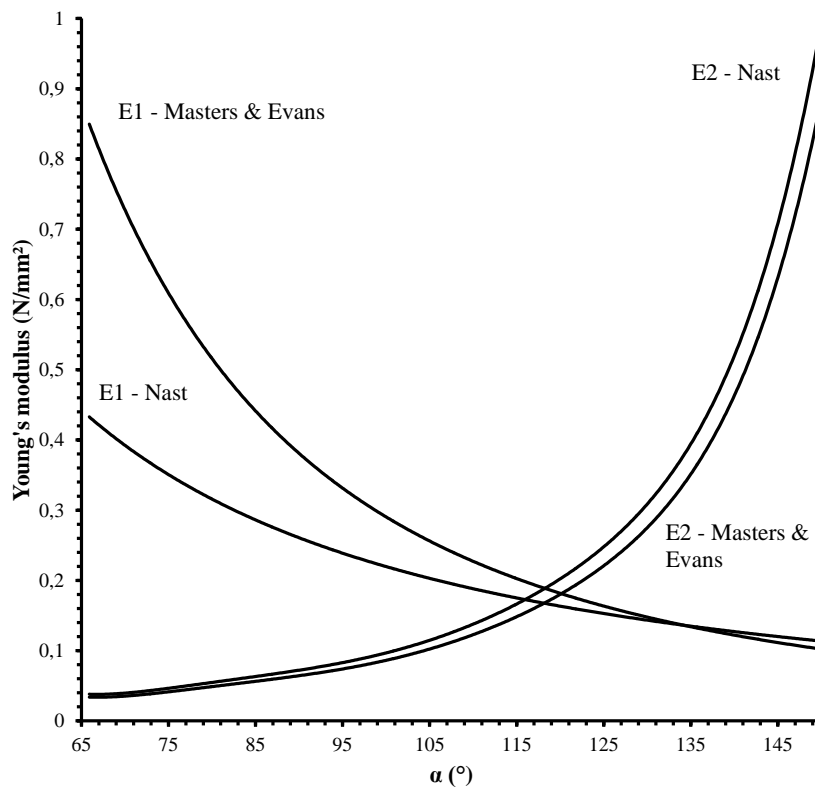
Tabel 3.7: Massadichtheid orthotrop equivalent

Item	Onderzoek	Waarde
$\rho(g/cm^3)$	Legon	0,043

Men merkt in tabellen 3.4, 3.5 en 3.6 ook op dat voor de gegeven parameters uit tabel 3.3 de benadering voor enkele orthotrope elastische constanten gelijkenissen vertonen. Maar komen deze gelijkenissen altijd tot uiting? Om deze vraag te kunnen beantwoorden wensen we de invloed van hoek  $\alpha$ , op de orthotrope elastische constanten die nagenoeg geen discrepanties vertonen, te schetsen. We doen dit om de keuze voor de te behandelen modellen te vergemakkelijken. Deze hoek is een karakteriserende hoek van het hexagonaal prisma dat de cellen opbouwt en wordt getoond in Figuur 2.7.



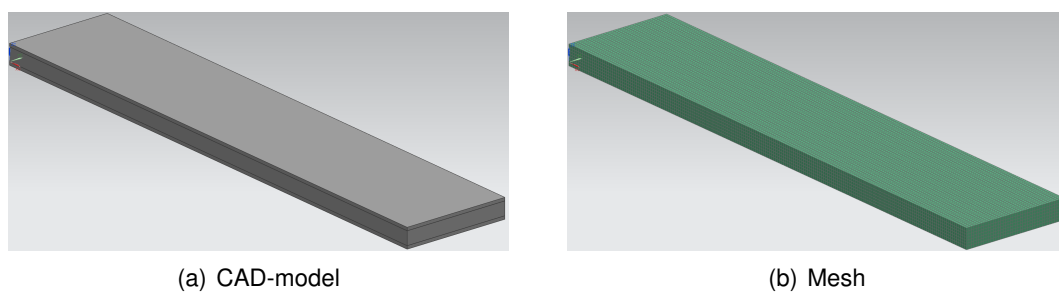
Figuur 3.7 schetst de invloed van hoek  $\alpha$  op de twee eerste Young's moduli. Uit de grafiek kan men afleiden dat de waarden voor de elasticiteit steeds onder  $1N/mm^2$  blijven in het domein van  $\alpha = [60^\circ, 150^\circ]$ . Men merkt op dat deze waarde betrekkelijk laag is tegenover  $E_3$ . De benaderingen van Masters & Evans en Nast voor  $E_2$  zijn gelijklopend. De discrepantie tussen de twee benaderingen voor  $E_1$  wordt groter bij dalende hoekgrootte. Dit verschil is te verwaarlozen in vergelijking met het verschil met de benadering van Abd El-Sayed. Uit deze figuur wordt bijgevolg geconcludeerd dat voor het interval  $\alpha = [105^\circ, 150^\circ]$  de verschillende benaderingsmethoden voor  $E_1$  en  $E_2$  van ondergeschikt belang zijn tegenover  $E_3$  (zie ook addendum 5).



Figuur 3.7: Invloed van de hoekvariatie op de Young's Moduli

### 3.4 Modelleren van de equivalente sandwich

Er wordt een CAD-model in Autodesk Inventor™ gegenereerd dat de equivalente structuur moet voorstellen. De macrodimensies van het model, zijnde de breedte, lengte en hoogte, worden gelijkgesteld aan deze van het complexe model. Het equivalent model bestaat uit een samenvoeging van de equivalente kern en de twee sandwichwanden. Aangezien deze figuur een regelmatige structuur heeft wordt er geopteerd te werken met een mesh bestaande uit balkvormige elementen volgens de gemapte meshmethode. Dit versnelt het meshproces aanzienlijk, en wordt best gebruikt bij balkvormige structuren. Men verkrijgt zo figuur 3.8. Het model bevat 3276 elementen. Een convergentietest werd uitgevoerd in het laatste stadium van de thesis.



Figuur 3.8: Model van de equivalente sandwich

#### 3.4.1 Nomenclatuur behandelde modellen

Om gemakkelijk te kunnen refereren naar de verschillende equivalente modellen, is het gewenst deze een korte code mee te geven doorheen deze thesis. In tabel 3.8 en tabel 3.9 worden de naamcodes gedefiniëerd.

Tabel 3.8: Naamgeving modellen

Item	Definitie
CoHC	model met complexe geometrie
Al1	Aluminium balk
EqAl	equivalent model met volle aluminium kern
EqIso	equivalent model met volle isotrope kern
EqO1	equivalent model met orthotrope kern O1

Het is belangrijk de keuze voor bepaalde benaderingen voor de definitie van de orthotrope kern te verantwoorden. We wensen de invloed van de verschillende benaderingen met elkaar te vergelijken. De keuze voor de bepaling van de equivalente orthotrope elastische parameters bij EqO1 is gemaakt op basis van de meest voor de hand liggende waarden. Namelijk de benaderingen waarover meerdere wetenschappelijke werken het nagenoeg eens zijn. Men wenst de invloed van de discrepanties tussen de benaderingen voor  $E_1$  en  $E_2$  tegenover EqO1 te schetsen. Hiervoor wordt een nieuw model gedefiniëerd, zijnde model EqO2. De discrepanties tussen de benaderingen voor  $G_{13}$  en  $G_{23}$  tegenover EqO1 worden geschetst door model EqO3. De invloed van  $v_{12}$  wordt geschetst door model EqO4. Tabel 3.9 geeft een overzicht van de gebruikte benaderingen voor elk van de negen elastische constanten in de vier verschillende equivalente kernmodellen.

Tabel 3.9: Definitie orthotrope kern

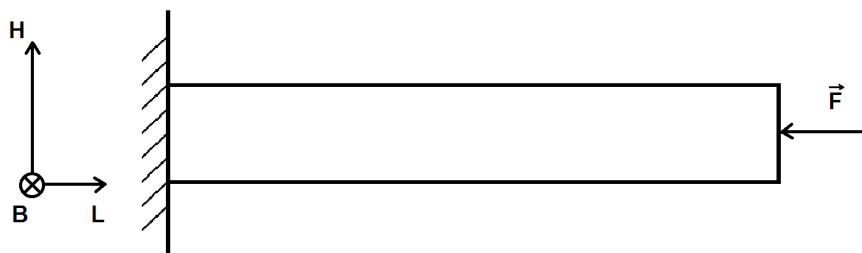
Eig.	Model O1	Model O2	Model O3	Model O4
$E_1$	Masters [34]	Abd El-Sayed [67]	Masters [34]	Masters [34]
$E_2$	Nast [72]	Abd El-Sayed [67]	Nast [72]	Masters [34]
$E_3$	Nast [72]	Liu [66]	Nast [72]	Liu [66]
$v_{12}$	Masters [34]	Masters [34]	Masters [34]	Nast [72]
$v_{23}$	Zhang [71]	Zhang [71]	Zhang [71]	Zhang [71]
$v_{13}$	Zhang [71]	Zhang [71]	Zhang [71]	Zhang [71]
$G_{12}$	Masters [34]	Masters [34]	Masters [34]	Masters [34]
$G_{13}$	Liu [66]	Liu [66]	Nast [72]	Grediac [68]
$G_{23}$	Grediac [68]	Grediac [68]	Nast [72]	Liu [66]

### 3.5 Randvoorwaarden in Siemens NX

De te behandelen equivalente modellen worden onderworpen aan een reeks belastingsgevallen in het programma Siemens NX. In deze paragraaf wensen we deze belastingsgevallen te definiëren. Om eenvoudig terug te kunnen blikken naar de verschillende resultaten, geven we de verschillende belastingsgevallen alsook een naamcode. Bij wijze van voorbeeld wordt het belastingsgeval dat zich karakteriseert door een inklemming op het B,H vlak met een kracht op het overstaande vlak in de L richting genoteerd als „B,H,L” (figuur 3.9). Dit leidt tot negen mogelijke belastingsgevallen die kunnen worden uitgevoerd om de verschillende modellen met elkaar te vergelijken. In tabel 3.10 worden deze uitgezet. Ter illustratie geeft figuur 3.2 belastingsgeval B,H,H weer. De reden waarom deze proef wordt gebruikt om de invloed van de parameters te controleren is te vinden in het feit dat alle manipulaties op een balk te herleiden zijn tot een van deze negen belastingsgevallen. Om nog een extra vergelijkende parameter te kunnen weergeven, onderwerpen we alle modellen tevens aan een modale analyse. De vier eerste eigenfrequenties worden geanalyseerd op overeenkomsten met het complexe model.

Tabel 3.10: De negen belastingsgevallen

Item	Inklemming	Richt. $\vec{F}$	F(N)
B,H,L	B,H-vlak	L	250
B,H,H	B,H-vlak	H	250
B,H,B	B,H-vlak	B	250
B,L,L	B,L-vlak	L	250
B,L,H	B,L-vlak	H	250
B,L,B	B,L-vlak	B	250
H,L,L	L,H-vlak	L	250
H,L,H	L,H-vlak	H	250
H,L,B	L,H-vlak	B	250



Figuur 3.9: Belastingsgeval B,H,L

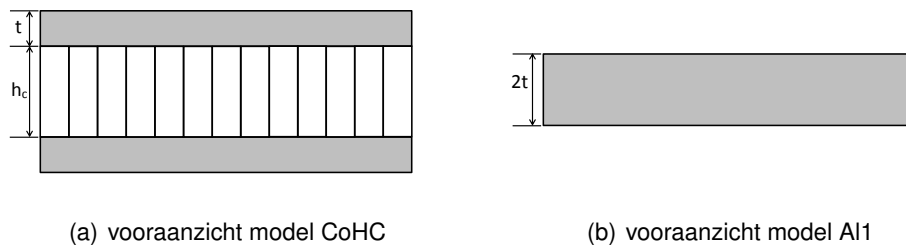
## 4. Eindige-Elementenanalyse

### 4.1 Inleiding

In dit hoofdstuk worden de verschillende resultaten van de analyses besproken. De equivalente modellen worden onderworpen aan enkele belastingsgevallen die werden gespecificeerd in sectie 3.5. Alsook wordt er een modale analyse uitgevoerd om de modellen gebruikmakend van een extra dimensie te kunnen vergelijken met eenieder. De finale definitie voor het equivalent model wordt verantwoord en de uiteindelijke vergelijkingen worden geformuleerd. Dit model zal worden geverifiëerd door het te toetsen aan de experimenten uitgevoerd door Paik et al. in 1999 [1]. Tot slot wordt het finale equivalent model vergeleken met het complex honingraatmodel op vlak van berekentijd en bestandsgrootte. Bij het vergelijken van het complexe model met de experimenten die werden uitgevoerd door Paik et al. vertoonden zich een aantal discrepanties. Deze afwijking is te wijten aan meerdere factoren die worden beschreven in sectie 3.2.3. Het complexe model wordt in deze thesis beschouwd als een soort tussenberekening en de relevantie ervan is bijgevolg van ondergeschikt belang. Het grootste belang wordt gehecht aan de validatie van de equivalente modellen.

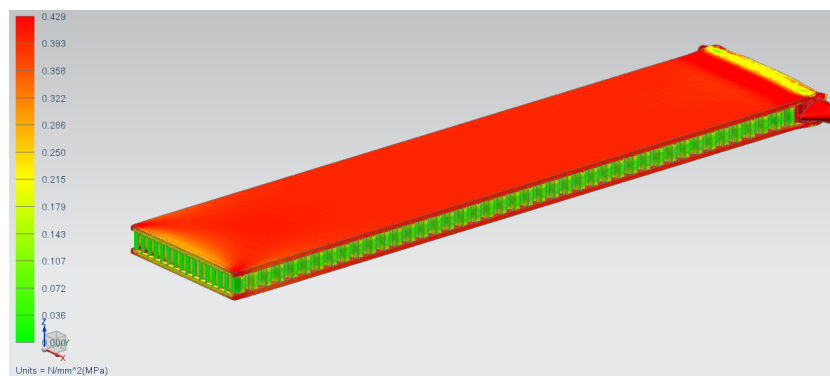
### 4.2 Eliminatie van de niet-relevante belastingsgevallen

Enkele belastingsgevallen geven geen relevante resultaten weer en mogen bijgevolg worden weggelaten. Het complexe model (model CoHC) wordt vergeleken met een sandwichstructuur met met  $h_c$  gelijk aan nul, zijnde model AI1. Dit zijn dus de twee wanden van het complexe model tegen elkaar geplakt (de kern werd weggelaten). Indien bij de vergelijking van de interne spanningen van model CoHC en AI1 voor bepaalde belastingsgevallen gelijkenissen opduiken, concludeert men dat de troeven van de honingraat voor dit welbepaald belastingsgeval niet tot uiting komen. Dit welbepaald belastingsgeval wordt bijgevolg niet relevant verklaard.

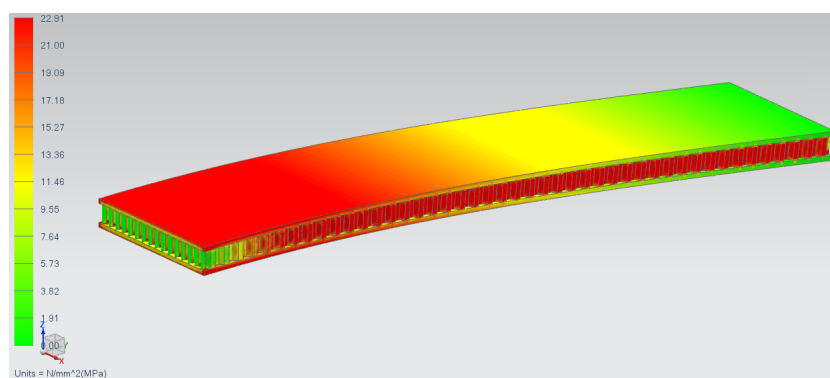


Figuur 4.1: Vergelijking van de twee modellen

Na vergelijking van de complexe honingraat (model CoHC) met een aluminium balk met dikte gelijk aan twee maal de wanddikte van het sandwichpaneel (model A11) merkt men enkele zaken op. Enkele belastingsgevallen (BHL, BHB, HLL, HLB) op model A11 vertonen deflecties die niet veel afwijken van model CoHC. Dit fenomeen is te wijten aan het feit dat de spanning in deze belastingsgevallen voor het grootste deel worden opgenomen door de wanden, de kern ondervindt weinig of geen spanning. Dit wordt geïllustreerd in figuur 4.2. Men merkt op dat de kern bijna geen invloed heeft op de indrukking van de plaat bij belastingsgeval BHL omdat de opgenomen spanning door de kern in dit geval verwaarloosbaar klein is ten opzichte van de spanning opgenomen door de wand. Bij het bekijken van de spanningverdeling in belastingsgeval BHH, merken we op dat in dit geval een groot deel van de spanning wordt opgenomen door de kern, dit verklaart het stijve gedrag van de honingraatstructuur en het grote verschil met model A11. Het is belangrijk slechts de belastingsgevallen te illustreren die de troeven van de honingraat weergeven. De belastingsgevallen die gelijkenissen vertonen met de niet sandwichbalk(model A11) mogen bijgevolg worden weggelaten in volgende besprekingen. Men herleidt de besproken belastingsgevallen tot vijf.



(a) Spanningscontour BHL



(b) Spanningscontour BHH

Figuur 4.2: Spanningscontours bij twee belastingsgevallen

## 4.3 Resultaten analyses

### 4.3.1 Deflecties en modevormen

De resultaten van de, na eliminatie overblijvende, vijf belastingsgevallen worden in tabel 4.1 uitgezet. Tabel 4.2 toont de resultaten van de modale analyses. Voor de nomenclatuur en extra informatie van de behandelde modellen wordt er gerefereerd naar sectie 3.4.1.

Tabel 4.1: De deflecties van de vijf belastingsgevallen in mm

Model	B,H,H	B,L,L	B,L,H	B,L,B	H,L,H
CoHC	4.10	2.55 E-04	5.45 E-05	4.20 E-04	2.11 E-02
Al1	81.8	1.30 E-06	3.15 E-07	1.30 E-06	1.21 E-01
EqAl	2.72	3.30 E-06	1.00 E-06	3.80 E-06	4.16 E-03
EqIso	4.22	1.54 E-04	4.00 E-05	1.66 E-04	1.17 E-02
EqO1	4.26	2.71 E-04	5.88 E-05	4.31 E-04	2.04 E-02
EqO2	4.20	7.74 E-04	5.89 E-05	4.38 E-04	2.04 E-02
EqO3	4.14	1.52 E-04	5.90 E-05	2.27 E-04	1.36 E-02
EqO4	4.26	2,79 E-04	5.88 E-05	4.20 E-04	2.04 E-02

Tabel 4.2: Eigenfrequenties van de verschillende modellen

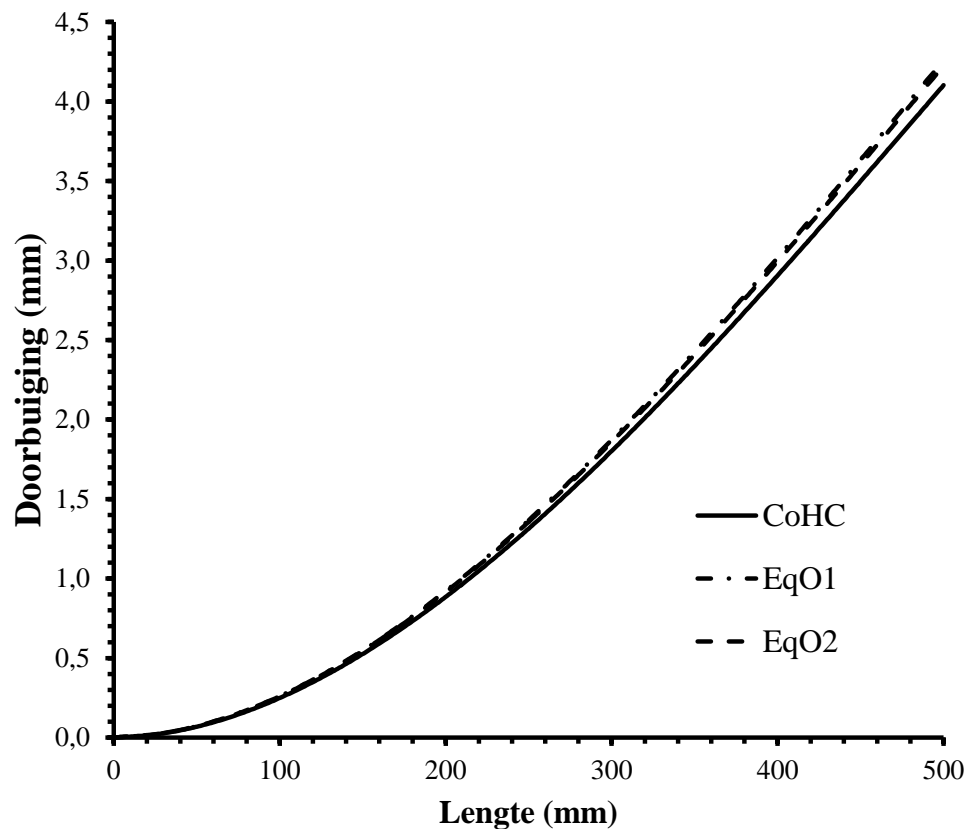
Model	Mode1 (Hz)	Mode2 (Hz)	Mode3 (Hz)	Mode4(Hz)
CoHC	496,3	843,2	1095	1619
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2
Al1	124,6	344,8	366,0	678,4
	Buig1	Buig2	Torsie1	Buig3
EqAl	386,5	1060	1074	1837
	Buig1	Buig2	Torsie1	Buig3
EqIso	518,9	994,1	1222	1837
	Buig1	Torsie1	Buig2	Buig3
EqO1	493,1	834,7	1080	1609
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2
EqO2	495,4	834,9	1082	1610
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2
EqO3	517,4	991,4	1220	1806
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2
EqO4	493,1	834,7	1080	1609
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2

Resultierend uit de simulaties ziet men dat het onmogelijk is de kern te substitueren door een isotroop materiaal, laat staan door het materiaal waaruit de wanden zijn geconcipeerd, wezenlijk solide aluminium. De reden hiervoor is dat de verschillende deflecties en eigenfrequenties voor de behandelde gevallen in model EqAl totaal niet overeenkomen met het deze van het complexe model(CoHC). Het was dus noodzakelijk orthotrope varianten te overwegen. Uit de resultaten merken we op dat model EqO3 grote afwijkingen vertoont op belastingsgevallen BLL, BLB en HLH. Men kan concluderen dat de benadering van E. Nast [72] voor  $G_{13}$  en  $G_{23}$  het complex model onvoldoende benadert(herinner dat model EqO3 de invloed van  $G_{13}$  en  $G_{23}$  tracht te schetsen, zoals verklaard in sectie 3.4.1). Dit is te merken aan het feit dat de verschillende deflecties van belastingsgeval BLL en BLB model EqO3 niet overeenkomen met model CoHC in tabel 4.1.

Hoewel de benaderingen voor  $E_1$  en  $E_2$  sterke verschillen vertonen tussen elkaar(herinner dat modellen EqO1 en EqO2 slechts verschillen in de benaderingen voor  $E_1$  en  $E_2$ ), is er geen groot verschil op te merken op vlak van alle belastingsgevallen en alle eigenfrequenties. Om deze reden hebben we de simulaties opnieuw gedaan gebruikmakend van een verfijnde discretisatie van het model om het vermoeden, dat dit probleem zich enkel manifesteerde ten gevolge van een te groffe mesh, van de baan te helpen. Men merkt uit de resultaten op dat modellen EqO1 en EqO2 bijna niet met elkaar verschillen in de simulaties. Daarom besluiten we dat parameter  $E_1$  en  $E_2$  van ondergeschikt belang zijn in de bepaling van de orthotrope materiaaleigenschappen van de equivalente kern.

Figuur 4.3 toont de doorbuiging van de drie verfijnde modellen in 400 knooppunten volgens de lengterichting van de behandelde modellen. Opmerkelijk is dat de twee equivalente modellen het complexe model nauwkeurig benaderen. Men concludeert uit de simulatieresultaten dat de waarden voor de deflecties en eigenfrequenties maximaal 4% verschillen met EqO1 en EqO2. Vermits het complexe model de realiteit met een afwijking van ongeveer 7,56% benadert(zie ook sectie 3.2.3), concluderen we dat in dit geval beide formules kunnen worden gebruikt. Niettegenstaande deze formules beide gelden, formuleert men echter een voorkeur. Men opteert voor de benadering met de laagste stijfheidsmodulus omdat in tabel 4.1 de deflecties van de equivalente modellen steeds iets lager uitvallen dan het referentiemodel. Nudat de belangrijkste invloeden werden besproken, kan men overgaan tot de definitie van het finale model.





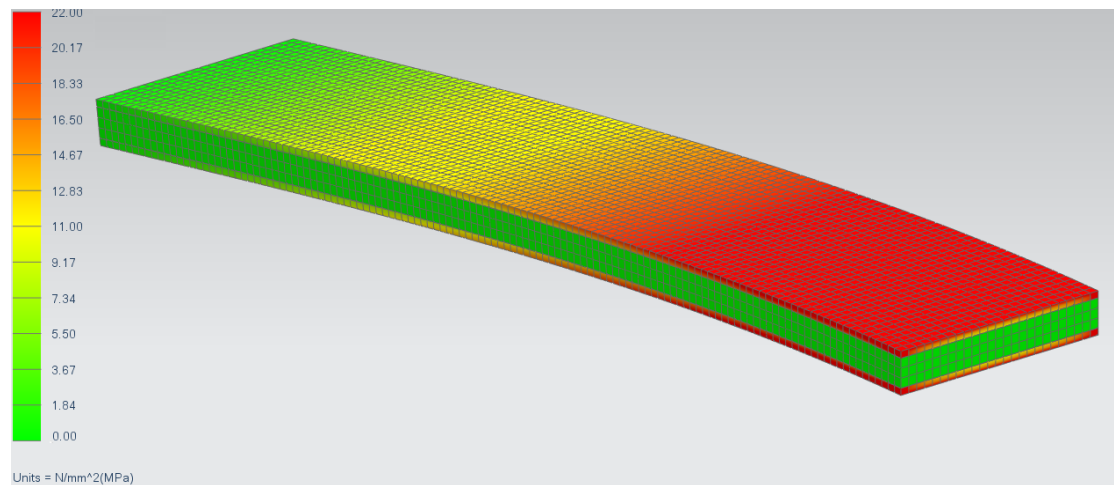
Figuur 4.3: De deflecties van belastingsgeval BHH bij modellen CoHC, EqO1 en EqO2

### 4.3.2 Spanningsanalyse

In figuur 4.2(b) wordt de spanningscontour van belastingsgeval BHH gegeven. Men merkt op dat de spanning in de wanden maximaal ongeveer 22MPa bedraagt. Deze spanning wordt door alle equivalente orthotrope modellen bereikt, zoals in figuur 4.4 wordt getoond. Op deze manier kunnen we concluderen dat de equivalente modellen een handige tool kunnen zijn om de benodigde wanddikte te kiezen indien men wil gaan construeren met honingraatsandwichpanelen. De spanning in de wanden mag nooit de proportionaliteitsgrens van het materiaal benaderen.

Op dit moment zal het materiaal zich niet meer elastisch gedragen en zal er breuk optreden. Kiest men de wanddikte(t)(zie ook figuur 4.1(a)) te klein, zal de spanning in deze wand hoger oplopen. Indien deze de proportionaliteitsgrens van het gebruikte

materiaal overschrijdt, dient men de wanddikte te vergroten. Het gebruikte wandmateriaal in deze simulaties is nog steeds een aluminiumlegering. Het is algemeen geweten dat de proportionaliteitsgrens van structureel aluminium varieert van 200MPa tot 600MPa [75]. Deze wanddikte werd voldoende dik gekozen vermits 22MPa kleiner is dan 200MPa. Om de totale massa van de honingraat te verlagen en toch nog steeds een performante honingraat te behouden, kan men de wanddikte in dit behandelde geval verkleinen.



Figuur 4.4: Spanningscontour equivalent model BHH

Opmerkelijk in de vergelijking van figuur 4.4 met figuur 4.2(b) is dat de kern van het equivalente model de spanning niet correct weergeeft. De verklaring hiervoor is dat vermits de complexe geometrie uit de kern werd vervangen door een continu materiaal, zijnde het orthotropisch equivalent, deze de micro-eigenschappen van de honingraat niet meer kan weergeven. Men krijgt slechts een globaal beeld van de spanning in de volledige kern. Het niet representatief zijn van de spanning in de kern van het equivalente model is dus het enige grote nadelige consequentie van het gebruik van de equivalente modellen. Men kan hiermee immers niet rechtstreeks voorspellen of het al dan niet falen van de kerngeometrie optreedt.

## 4.4 Definitie van het finale model

### 4.4.1 Selectie best presterende model

Op basis van de uitgevoerde simulaties kunnen we de keuze van benadering voor de equivalente orthotrope kern maken. Het viel op dat modellen EqO1 en EqO2 het best presteerden op vlak van de vijf behandelde belastingsgevallen en de modale analyse. Deze modellen zullen de basis vormen waarrond het finale model zal worden opgebouwd. De berekening van deze constanten vergt tijd omdat deze formules relatief complex zijn zoals geïllustreerd in tabel 4.3. Daarom is het gewenst verkorte formules op te stellen ter bepaling van deze elastische constanten. Tabel 4.3 geeft de negen complexe formules ter bepaling van de elastische parameters van de kern.

Tabel 4.3: Formules best benaderende model

Item	Formule	Onderzoek
$E_1$	$\frac{E}{\frac{\cos \varphi}{1+\sin \varphi} \cdot \left[ \frac{\cos^2 \varphi \cdot a^3}{t_c^3} + \frac{(2+\sin^2 \varphi) \cdot t_c}{a} \right]}$	Masters & Evans [34]
$E_2$	$\frac{E \cdot t_c^3 \cdot \cos \varphi}{(1 + \sin \varphi) \cdot a^3 \cdot \sin^2 \varphi \cdot (1 - \nu^2)}$	Nast [72]
$E_3$	$\frac{2 \cdot E \cdot t_c}{\cos \varphi \cdot (1 + \sin \varphi) \cdot a}$	Liu [66]
$\nu_{12}$	$\frac{(1 + \sin \varphi) \cdot \sin^2 \varphi}{12 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \left[ \frac{\cos \varphi}{3} - \frac{1+\cos \varphi}{8} \right]}$	Nast [72]
$\nu_{23}$	$\frac{t_c^2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \nu}{2 \cdot a^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot (1 - \nu^2)}$	Nast [72]
$\nu_{13}$	$\frac{t_c^2 \cdot (1 + \sin \varphi)^2 \cdot \nu}{24 \cdot a^2 \cdot \cos \varphi \cdot \left[ \frac{\cos \varphi}{3} - \frac{1+\cos \varphi}{8} \right] \cdot (1 - \nu^2)}$	Nast [72]
$G_{12}$	$\frac{E}{\frac{3 \cdot \cos \varphi \cdot a^3}{(1+\sin \varphi) \cdot t_c^3} + [\cos \varphi + a \cdot \tan \varphi \cdot (1 + \sin \varphi)] \cdot \frac{a}{t_c}}$	Masters & Evans [34]
$G_{13}$	$\frac{(1 + \sin \varphi) \cdot G \cdot t_c}{2 \cdot \cos \varphi \cdot a}$	Shi [69]
$G_{23}$	$\frac{\cos \varphi \cdot t_c \cdot G}{(1 + \sin \varphi) \cdot a}$	Grediac [68]

#### 4.4.2 Definitie finale model

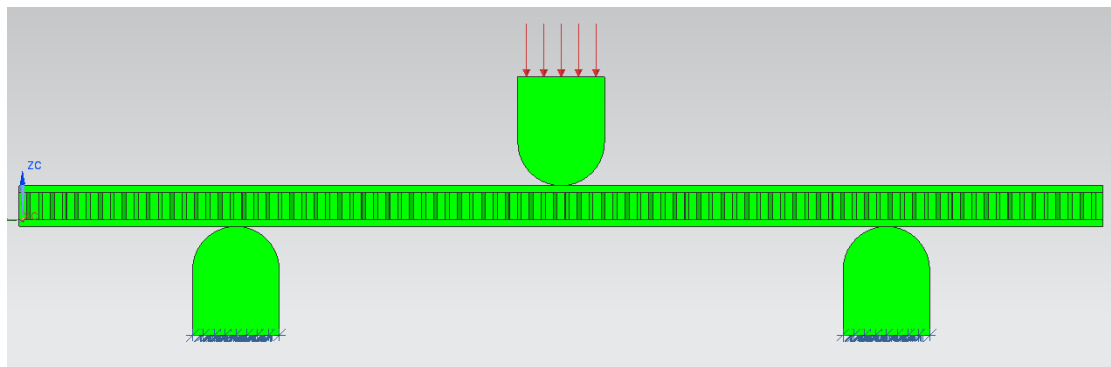
Men kan uit tabel 3.4 en addendum 5 concluderen dat de waarden voor  $E_1$  en  $E_2$  ten opzichte van  $E_3$  relatief klein zijn. De numerieke analyses wezen ook uit dat de fluctuaties van deze twee parameters niet veel invloed hadden op de uiteindelijke doorbuiging van de belastingsgevallen. Een soorgelijke trend treedt op tussen de waarden voor de schuifmoduli. Hier merkt men op dat schuifmodulus  $G_{12}$  van ondergeschikt belang is tegenover de twee resterende schuifmoduli. Vermits de honingraatstructuur opgebouwd is uit wiskundig regelmatige vormen, zou het mogelijk zijn dat er onderlinge relaties tussen de verschillende elastische parameters zich manifesteren. Een combinatie van de vernoemde veronderstellingen leidt tot verkorte formules. Deze worden in tabel 4.4 gepresenteerd. Men merkt op dat de benaderingen van  $\nu_{23}$  en  $\nu_{13}$  nul benaderen, deze waarden beschouwen als nul blijkt een relevante oplossing te zijn, zoals verklaard in sectie 4.5. Zoöok wordt er opgemerkt dat er een constante verhouding bestaat tussen  $G_{13}$  en  $G_{23}$ . Om de formules te vereenvoudigen werd een nieuwe parameter, zijnde  $K$ , gedefiniëerd. Parameter  $K$  wordt bekomen door het verhouden van de benadering van  $E_3$  door Liu [66] met de benadering van  $E_2$  door Masters & Evans [34]. In addendum 4 zijn de uitgebreide berekeningen ter bepaling van  $K$  bijgevoegd.

Tabel 4.4: Formules finale model

Item	Formule
$E_1$	$\frac{E_3}{K}$
$E_2$	$\frac{E_3}{K}$
$E_3$	$\frac{2 \cdot E \cdot t_c}{\cos \varphi \cdot (1 + \sin \varphi) \cdot a}$
$\nu_{12}$	$\frac{(1 + \sin \varphi) \cdot \sin^2 \varphi}{12 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \left[ \frac{\cos \varphi}{3} - \frac{1 + \cos \varphi}{8} \right]}$
$\nu_{23}$	0
$\nu_{13}$	0
$G_{12}$	$\frac{G_{23}}{K}$
$G_{13}$	$\frac{3 \cdot G_{23}}{2}$
$G_{23}$	$\frac{\cos \varphi \cdot t_c \cdot G}{(1 + \sin \varphi) \cdot a}$
$K$	$2 \cdot \tan^2 \varphi \frac{a^2}{t_c^2}$

## 4.5 Verificatie van het gekozen model

Nadat het meest benaderende equivalent model wordt gevonden, toetst men dit model aan de realiteit door het te verifiëren aan de experimentele uitwerking. Er zal worden getracht experimentele resultaten te reproduceren, meerbepaald de resultaten van de driepuntbuigproef van aluminium honingraatstructuren, besproken door Paik et al. [1] in 1999. De testopstelling van de buigproef in Siemens NX wordt gegeven op Figuur 4.5. De dimensies van de behandelde honingraatsandwichproefstukken worden gegeven in Tabel 4.5. De nomenclatuur van de symbolen wordt verklaard in sectie 2.3.3.



Figuur 4.5: De testopstelling in Siemens NX

Tabel 4.5: Parameters van de gebruikte sandwichstructuur

Item	Eigenschap	3PB1	3PB2
3PB	a(mm)	300	300
Kern	Materiaal	A3003-H19	A3003-H19
	Celgrootte( $d$ ) (mm)	6,35	6,35
	Celdikte( $t_c$ ) (mm)	0,0381	0,0635
	Celhoogte( $h_c$ ) (mm)	12,7	12,7
Wand	Materiaal	A5083-H321	A5083-H321
	Dikte( $t$ ) (mm)	3,0	3,0
Totaal	Massa(g)	499,5	510,5

$b=100\text{mm}$ ,  $l=500\text{mm}$

Er wordt een equivalent model gegenereerd dat zal worden vergeleken met enerzijds de resultaten uit experimenten en anderzijds met sterkteberekeningen. De modellen worden gegenereerd in Autodesk Inventor<sup>TM</sup>. Het complex model wordt geëxporteerd onder Parasolid Binair formaat. In het werk van Paik et al. [1] werden twee onafhankelijke modellen onderworpen aan een driepunt buigproef met naamcodes 3PB1 en 3PB2

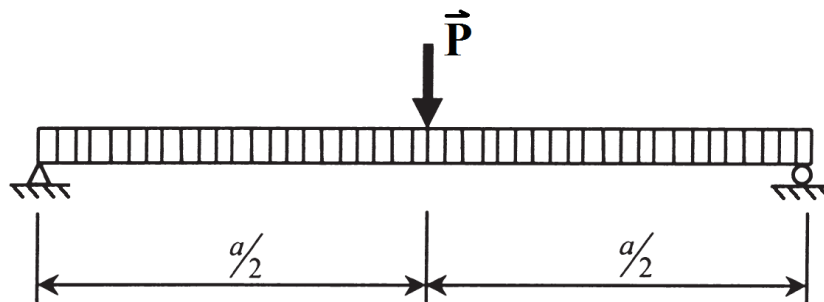
(zie ook tabel 4.5). De dimensies van de twee proefstukken wordt gegeven in tabel 4.5. De resultaten van de driepunt buigproef worden in tabel 4.6 vergeleken met berekeningen. De berekening voor de doorbuiging wordt in vergelijking 4.1 gegeven. Kelsey et al. [19] hebben een formule gegeven voor de maximale doorbuiging van de sandwichbalk.

$$\delta = \frac{Pa^3}{48D} + \frac{Pa}{4A_cG_{12}} \quad (4.1)$$

Na invullen en afzonderen bekomt men een waarde voor de deflectie in functie van de opgelegde belasting.

$$\delta_{3PB1} = P0,500 \frac{mm}{kN} \quad (4.2)$$

$$\delta_{3PB2} = P0,404 \frac{mm}{kN} \quad (4.3)$$



Figuur 4.6: Een eenvoudig opgelegde sandwichbalk

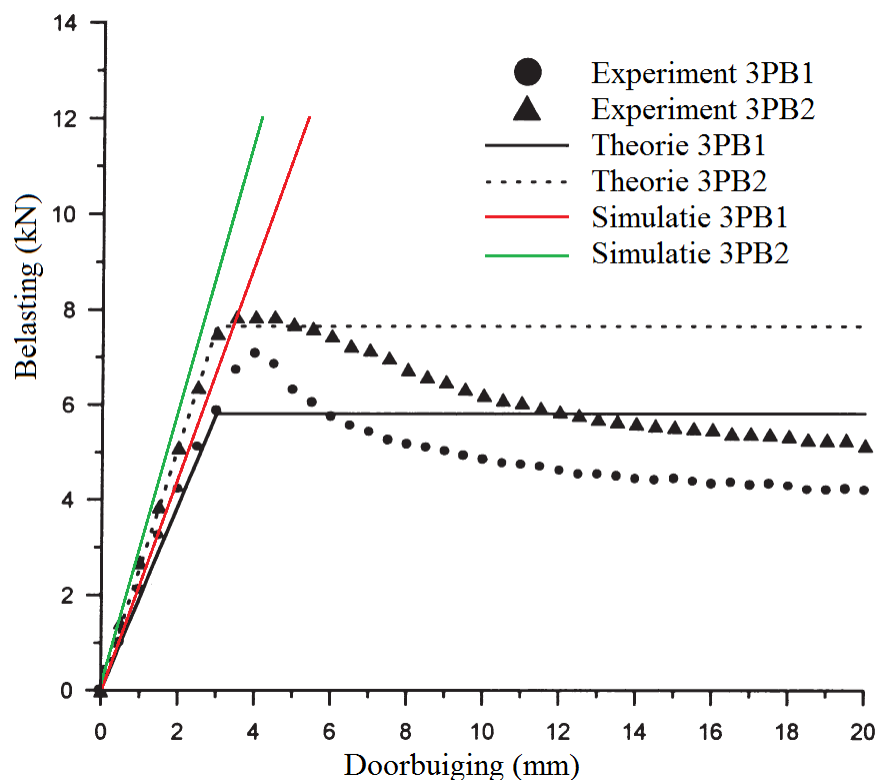
De berekening van de elastische constanten voor het equivalent model werd gedaan met de formules die werden besproken in sectie 4.4.2. Aan de resultaten die in tabel 4.6 worden uitgezet merkt men op dat het gesimuleerde model de realiteit met een afwijking van ongeveer 14% benadert. Figuur 4.7 toont deze data in grafiekvorm. De afwijking verloopt in stijgende lijn. Hoe groter de opgelegde kracht, des te groter de afwijking tussen de simulatie en de reële buigproef. Dit effect is te wijten aan het feit dat de simulatie geen rekening houdt met degradatie van de kern-wandbevestiging tijdens de buigproef. In realiteit wordt de bevestiging van de kern en de twee wanden gradueel slechter naarmate de belasting toeneemt [76]. Dit bevestigt het destructieve karakter van de driepuntbuigproef. Men concludeert dat bij het gebruik van het best presterende equivalent model rekening moet worden gehouden met een minimale afwijking van ongeveer 11,5 procent.

Tabel 4.6: Resultaten van 3PB1 en 3PB2 op de verificatiemodellen

Kracht(N)	Berekening(mm)	Experiment (mm)	Doorbuiging Eq(mm)	Afwijking
1000	0,5001	0,487	0,431	11,5 %
2000	1,000	0,991	0,861	13,1 %
3000	1,500	1,493	1,292	13,5 %
4000	2,000	2,003	1,722	14,0 %
5000	2,500	2,565	2,153	16,0 %

Kracht(N)	Berekening(mm)	Experiment (mm)	Doorbuiging Eq(mm)	Afwijking
1000	0,4042	0,382	0,343	11,5 %
2000	0,8085	0,777	0,687	13,1 %
3000	1,213	1,169	1,030	13,5 %
4000	1,617	1,575	1,373	14,0 %
5000	2,021	1,991	1,717	16,0 %



Figuur 4.7: Experimentele resultaten versus simulatieresultaten

## 4.6 Vergelijking referentiemodel en finaal equivalent model

Zoals voorheen gesteld werd, is het hoofddoel een equivalent model te ontwikkelen om de benodigde voorbereidingstijd, berekentijd en hardwarecomponenten te verkleinen. In deze paragraaf wordt op deze manier een vergelijking gemaakt. In tabel 4.7 worden de twee modellen met elkaar vergeleken op vlak aantal elementen en knooppunten, rekestijd, en hoeveelheid hardwarebenodigdheden. Deze waarden zijn berekend voor de modale analyse en werden uitgevoerd met solver SEMODES 103. Het succes van het equivalent model komt tot uiting wanneer men tabel 4.7 bekijkt. De rekestijd werd met grootteorde  $10^5$  verkleind. Het resultaat uit zich alsook in de grootte van de bestanden waarin de resultaten worden opgeslagen. Een reductie van het aantal knooppunten met factor 322 wordt bereikt. Dit is mogelijk gemaakt door het gebruik van een continu orthotrop lichaam als kern. De complexe geometrie, die een enorm fijne mesh nodig heeft, gaf aanleiding tot dit groot aantal elementen in model CoHC. Dit is het belangrijkste resultaat van deze studie. De effectieve rekestijd van het complexe model benaderde 13uur. Het is opmerkelijk dat we reeds een enorme rekestijd bekomen terwijl we slechts een model van ongeveer 1200 cellen hebben behandeld. In realiteit worden honingraatplaten met meer dan tienduizenden cellen gebruikt in praktische toepassingen. De benodigde rekestijd zou immens groot worden. Dit probleem zou kunnen worden opgelost door het aanwenden van gespecialiseerde supercomputers, wat het budget van onderzoeken niet ten goede komt. Met het gebruik van de equivalente modelleringsmethode die in dit werk werd geformuleerd worden deze beperkingen omzeild.

Tabel 4.7: Vergelijking complex en equivalent model

Item	Referentie	Equivalent
Type elementen	Tetra4	Hex8
Aantal elementen	840896	3276
Aantal knooppunten	1443907	4480
Benodigde rekestijd (s)	47440	2
Geheugengebruik (MB)	4668	100
Bestands grootte (MB)	1610	39



## **5. Het equivalent model in de praktijk**

### **5.1 Inleiding**

In dit hoofdstuk wordt het gebruik van het equivalent model geschetst. De manier waarop het equivalent model een snelle, handige tool kan zijn in het preliminaire design-stadium van structuren wordt beschreven. We wensen de resultaten uit de analyses praktisch te kaderen in een project. De keuze is gevallen op het formula studentproject van de Karel de Grote-Hogeschool. Om de keuze voor honingraatpanelen te vergemakkelijken wordt een bepaalde aanpak gevolgd en werd een excel rekenblad opgesteld om op een gemakkelijke manier de negen orthotrope constanten voor de honingraatkern te bekomen. Deze aanpak wordt in dit hoofdstuk opgesteld en besproken.

### **5.2 Keuze honingraat op basis van simulaties**

#### **5.2.1 Bepaling honingraatkern**

Voor een welbepaald gegeven belastingsgeval wordt een honingraat gekozen op basis van de op de markt verkrijgbare honingraatpanelen. De parameters worden in het excel rekenblad ingegeven en de elastische constanten worden hieruit gedestilleerd. Men modelleert het belastingsgeval en het equivalent model in Siemens NX. Vervolgens bekijkt men of het belastingscriterium wordt bereikt. Dit belastingcriterium is in de meeste gevallen een limitatie volgens maximale doorbuiging [77]. Indien de maximaal toelaatbare deflectie wordt overschreden, dient men de keuze van het honingraatpaneel aan te passen. Uit de theorie en de analyses blijkt dat men de kern moet verdikken om een stijvere constructie te verkrijgen (sectie 2.1.4). Indien de maximaal toelaatbare deflectie lang niet wordt bereikt, heeft men hoogst waarschijnlijk een te stijf honingraatpaneel gebruikt. Dit resulteert in alle gevallen tot een te hoog materiaalgebruik, en bijgevolg te hoge massa. Als remedie kiest men een nieuw kandidaat-paneel en verkleint men de kerndikte. Men herhaalt de simulaties tot het gewenste paneel wordt bekomen. Er moet steeds rekening worden gehouden met een relatieve fout op de deflecties van ongeveer 15% (zie hiervoor sectie 4.5).

### 5.2.2 Bepaling wanddikte

De honingraat werd in vorige paragraaf onderworpen aan een bepaald belastingsgeval. Hieruit kan men de spanningen in de wanden afleiden, zoals werd besproken in sectie 4.3.2. Overschrijdt de waarde van de maximale spanning in de wand de vloeigrens van het gebruikte materiaal in eender welke locatie op de wand van het beschouwde model, dan is de wand te dun gekozen. Als remedie verkiest men een verdikking van de wand. Men moet steeds rekening houden met de op de markt verkrijgbare alternatieven voor het behandeld honingraatmodel. Het is niet altijd gegarandeerd dat een gewenste wand of kerndikte te verkrijgen is. Bereikt de maximale spanning de waarde voor de vloeigrens niet, dan kan men overwegen om de wanddikte te verkleinen ter reductie van de totaal gebruikte massa.

### 5.2.3 Gebruik van het rekenblad

Er werd een excel rekenblad opgesteld om de bepaling van de orthotrope elastische constanten van de kern op een gemakkelijke manier uit te kunnen voeren. Figuur 5.1 geeft het rekenblad weer. De parameters die het honingraatpaneel karakteriseren worden in de blauwe cellen ingegeven. Men krijgt automatisch resultaat in de groene cellen. Deze uitkomsten worden gebruikt om het nieuwe materiaal in Siemens NX te definiëren.

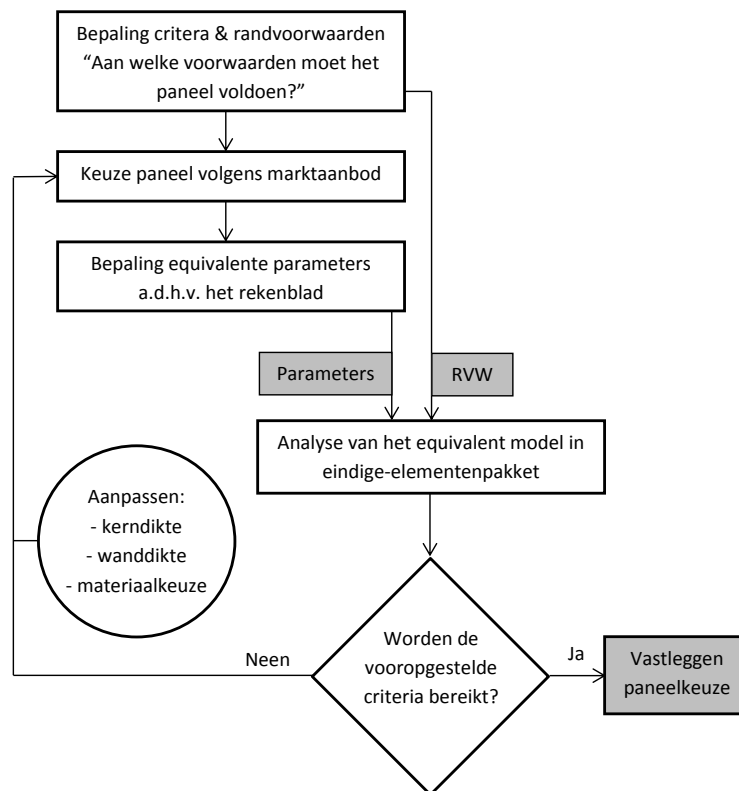
Berekening van de equivalente elastische constanten			Nota: sommige fabrikanten geven een waarde voor 'a'. Anderen geven een waarde voor 'd'. Omrekenen van 'd' naar 'a' via cel D12.	$\rho$ (E-6 kg/mm <sup>3</sup> )	0,07306781	
Gegevens						
Materiaalconstanten	E (N/mm <sup>2</sup> )	70300	waarde voor 'a'. Anderen geven een waarde voor 'd'. Omrekenen van 'd' naar 'a' via cel D12.	E1(N/mm <sup>2</sup> )	0,88441244	
	$\nu$	0,33		E2(N/mm <sup>2</sup> )	0,88441244	
	G (N/mm <sup>2</sup> )	26000		E3(N/mm <sup>2</sup> )	1904,42328	
	$\rho$ (E-6 kg/mm <sup>3</sup> )	2,711		$\nu_{12}$	0,7518079	
				$\nu_{23}$	0	
Geometrische constanten	$t_c$ (mm)	0,064		$\nu_{13}$	0	
	$a$ (mm)	3,6373067	Omrekening d,a	G12(N/mm <sup>2</sup> )	0,12266033	
	$\alpha$ (DEG)	120	$d$	G13(N/mm <sup>2</sup> )	396,190476	
			6,3	$a$	G23(N/mm <sup>2</sup> )	264,126984
	$h_c$ (mm)	19	3,6373067			

Figuur 5.1: Rekenblad ter bepaling van de negen orthotrope elastische constanten

### 5.2.4 Algemene methode

Het is zinnig om schematisch het verloop van de praktische keuze voor honingraatsandwichpanelen te schetsen. Dit wordt gedaan in Figuur 5.2. Allereerst wordt bepaald aan welke voorwaarden het paneel moet voldoen. Dit uit zich meestal in een beperking in doorbuiging. Er wordt op basis van deze criteria een keuze gemaakt uit de op de markt beschikbare panelen. Met behulp van het rekenblad bekomt men de parameters

die de equivalente kern zullen definiëren. Indien na analyse de vooropgestelde criteria worden bereikt, is de juiste keuze voor de sandwichstructuur gemaakt. Is dit niet het geval, past men de keuze aan en herhaalt men het proces.



Figuur 5.2: Flowchart van de algemene methode

### 5.3 Probleemstelling

De Karel de Grote-Hogeschool neemt al sinds een aantal jaren deel aan het prestigieuze “Formula Student<sup>1</sup>” evenement. De deelnemers voorzien hun zelfgemaakte single-seater racewagen waarmee op het Silverstone Circuit in Engeland de strijd wordt aangegaan met tal van andere zelfgebouwde racewagens afkomstig van over de hele wereld. Vanaf de deelname van volgende academiejaar (2013-2014) is de Karel de Grote-Hogeschool van plan een volledig nieuw ontwerp te maken van de auto. Men wil

<sup>1</sup><http://www.formulastudent.com>

in academiejaar '13-'14 streven naar het ontwerp van een monocoque<sup>2</sup> om de prestaties van de wagen op een hoger niveau te kunnen brengen.

Men wenst de monocoque, indien mogelijk, te modelleren gebruikmakend van honingraatpanelen. In dit hoofdstuk wensen we de drempel naar het ontwerp van deze monocoque te verlagen door gebruik te maken van de equivalente modellen die in vorige hoofdstukken werden ontworpen. Delen van de zware buisconstructie zullen worden gesubstitueerd door equivalente honingraatplaten, het effect op de stijfheid van de structuur zal worden geanalyseerd. De resultaten van deze simulaties zullen leiden tot de keuze van honingraatplaatmateriaal.

## 5.4 Geraamte van de racewagen

### 5.4.1 Inleiding

Het doel is om de massa van de zware buisconstructie te verlagen. Hiervoor wenst men gedeelten van het buizenskelet te vervangen door honingraatstructuur. Om dit proces op een gestructureerde manier aan te pakken wordt ten eerste het geraamte geanalyseerd volgens enkele belastingsgevallen. Deze belastingsgevallen zijn niet at random gekozen. Ze staan gespecificeerd in de regelgeving van de Formula SAE [77]. Volgens deze werkwijze wenst men inzicht te krijgen in de gedragingen van het skelet. Vervolgens wordt een enkele buis afgezonderd en op doorbuiging gesimuleerd. Daarna wordt een honingraatplaat gemodelleerd die dezelfde doorbuiging benadert. Deze studie zal tot conclusies leiden die we in de volgende stap zullen kunnen benutten. De laatste stap bestaat erin buizen uit delen van logge buizenframe af te zonderen en te vergelijken met het honingraatalternatief. Het effect op stijfheid, gewicht en de eigenfrequenties wordt geïllustreerd. Enige voorzorg dient genomen te worden wanneer men de resultaten analyseert. Merk op dat het buizengeraamte wordt gemodelleerd aan de hand van volle buizen. In realiteit wordt het geraamte gemodelleerd met holle buizen. Deze resultaten geven dus slechts een indicatie en zijn dus niet volledig representatief ter beschrijving van de realiteit. Wel kunnen ze dienen om het gebruik en de keuze voor bepaalde honingraatstructuren te verantwoorden. Dit zal blijken in de hieropvolgende paragrafen.

---

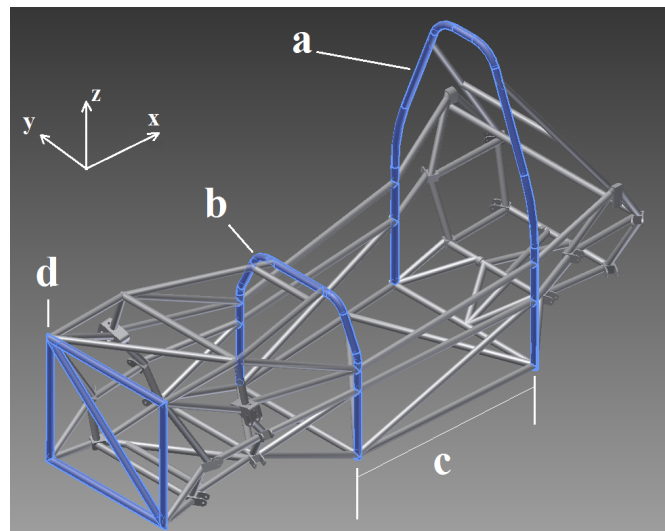
<sup>2</sup>Een monocoque is een structuur waarbij de buitenkant of carrosserie eveneens de dragende constructie van de auto is. Door het gebruik hiervan wordt de auto lichter en meer gestroomlijnd, wat minder energieverbruik en uitstoot met zich meebrengt. Een lichtere auto heeft eveneens een grotere wendbaarheid.

Tabel 5.1: Specificaties geraamtemateriaal

Item	Waarde
Massadichtheid ( $kg/mm^3$ )	7.469 E-006
Young's Modulus (GPa)	131
Dwarscontractiecoëfficiënt	0.25
Glijdingsmodulus (GPa)	48

### 5.4.2 Randvoorwaarden

De structurele vereisten voor het skelet worden gegeven in de regelgeving van de Formula SAE [77]. Verschillende componenten van het chassis worden geanalyseerd door een structurele analyse. Figuur 5.3 illustreert de verschillende componenten. In tabel 5.2 worden de uitgevoerde simulaties beschreven. De maximale toelaatbare deflectie voor al deze belastingsgevallen bedraagt 25mm.



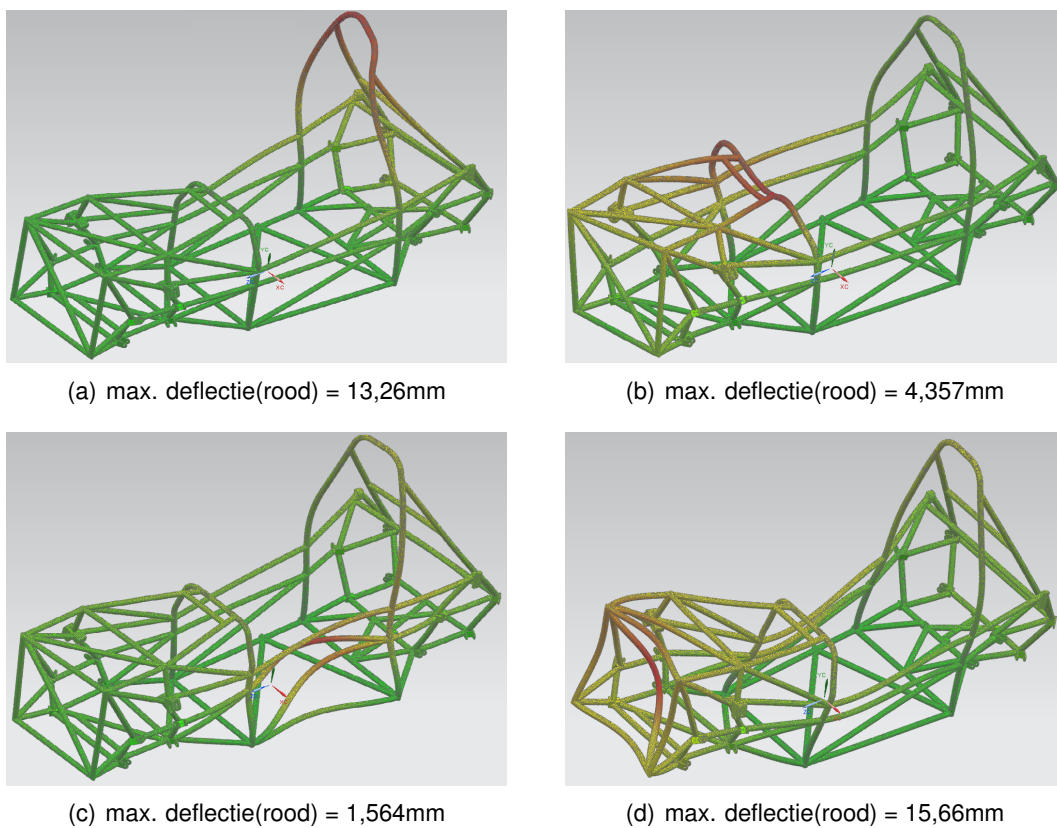
Figuur 5.3: CAD-model van het FS-chassis

Tabel 5.2: Randvoorwaarden uitgevoerde simulaties

Item	Opgelegde belasting	Aangrijpingspunt
(a)	$F_x = 6.0kN, F_y = 5.0kN, F_z = -9.0kN$	Top van main roll hoop
(b)	$F_x = 6.0kN, F_y = 5.0kN, F_z = -9.0kN$	Top van main roll hoop
(c)	$F_x = 0kN, F_y = 7.0kN, F_z = 0kN$	Vlak tussen main & front
(d)	$F_x = 150kN, F_y = 0kN, F_z = 0kN$	Voorkant geraamte

### 5.4.3 Resultaten

De resultaten van de simulaties worden in figuur 5.4 gegeven. Men merkt op dat de verschillende waarden voor de maximale doorbuiging in deze simulaties de grens van 25mm niet overschrijden. Men kan concluderen dat het voertuiggeraamte stijf genoeg is om deze tests te doorstaan. Opmerkelijk is de marge die men nog over heeft tot het bereiken van de kritieke deflectie. Deze marge is tamelijk groot. In belastingsgeval b bekomt men bijvoorbeeld een maximale doorbuiging van slechts 4,357mm. Het frame is stijf, maar deze stijfheid is afkomstig van een overdaad aan zware constructie-elementen. Het verwijderen van enkele buizen zou reeds een positief effect hebben op deze structuur.



Figuur 5.4: Uitgevoerde tests, deflectiecontour

#### **5.4.4 Besluiten**

Men kan concluderen dat het skelet van dit voertuig te zwaar is. De kritieke deflecties die worden beschreven in de regelgeving van de formula student worden niet bereikt. Er bestaat een marge waardoor er een gedeelte van de constructie-elementen zou kunnen worden afgezonderd ter reductie van de massa van het frame. Men kan ook andere manieren toepassen om de massa van het frame te verlagen. Zo kan men bepaalde delen van het geraamte vervangen door honingraatplaat. Vermits deze thesis voornamelijk handelt over de equivalente modellen van de honingraatstructuur, wordt hierop toegespitst in de hieropvolgende sectie.

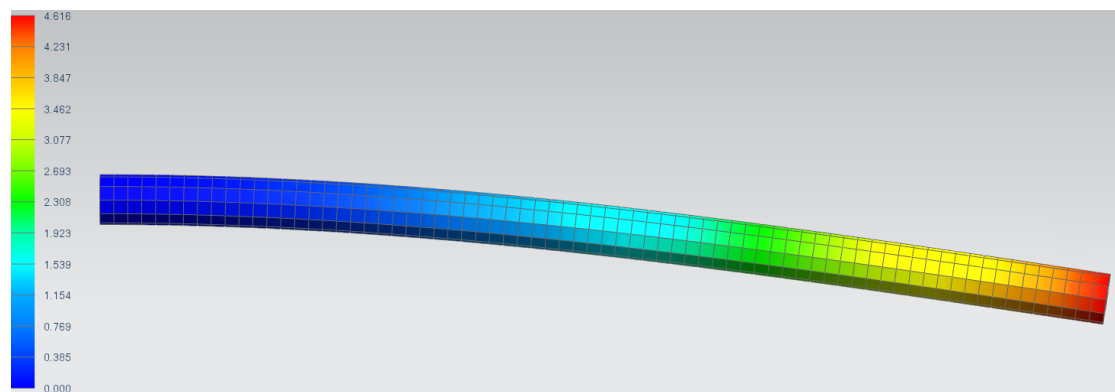
### **5.5 Modelleren van de honingraat**

#### **5.5.1 Werkwijze**

Zoals reeds werd ingeleid is het doel om het gewicht van het buizenframe te verlagen zodat een meer performante racewagen wordt bekomen. Dit proces zal op een gestructureerde manier worden aangepakt. Ten eerste wordt een van de buizen waaruit het frame bestaat afgezonderd en geanalyseerd op doorbuiging. Dit geeft een idee over de stijfheid van de constructieonderdelen. Vervolgens wordt er een honingraatplaat gemodelleerd die dezelfde doorbuiging benadert. Er wordt gebruik gemaakt van op de markt verkrijgbare honingraatsandwichconstructies. De honingraat wordt equivalent gemodelleerd gebruikmakend van de finale formules uit vorig hoofdstuk. Volgens een trial & error procedure wordt de beste plaat benaderd in slechts drie stappen. Dit proces leidt tot de keuze van het plaatmateriaal waardoor een gedeelte van het buizenframe zal worden gesubstitueerd. In de daaropvolgende structurele analyse wordt de honingraatplaat in het model geplaatst. Effecten op stijfheid en massa worden geïllustreerd aan de hand van modale en structurele simulaties.

#### **5.5.2 Afzonderen van de basis-constructieonderdelen**

In deze sectie wordt een gedeelte van het buizenframe geanalyseerd. Een enkele buis wordt afgezonderd en het effect op doorbuiging wordt gesimuleerd. Aan de hand van de bekomen doorbuiging wordt de honingraatplaat die de buizen in het frame zal vervangen benaderd. Voor de gemakkelijker stellen we dat het gehele frame uit ijzer vervaardigd is. De specificaties van dit materiaal worden getabelleerd in tabel 5.1. Als randvoorwaarden formuleert men een inklemming aan de ene kant van de buis. Aan de andere zijde wordt een kracht uitgeoefend loodrecht op de hartlijn van de buis. Men bekomt een deflectie geïllustreerd in figuur 5.5.



Figuur 5.5: Deflectie van een buis

De maximale doorbuiging van de buis is gelijk aan ongeveer 4,6mm. In het CAD-model van het frame valt het op dat in de langsrichting van het ondervlak steeds twee buizen zich langs de zijkanten van deze vlakken bevinden. De plaat zal dus de kracht moeten opnemen van, niet een, maar twee buizen in deze richting. Het is om deze reden dat de maximale doorbuiging van de plaat in de beschouwde richting ongeveer de helft van deze van de buis mag bedragen. De lengte van de plaat zal worden gelijkgesteld aan deze van de buis, wezenlijk 500mm. De breedte van de plaat wordt gekozen gelijk aan 600mm. Dit is ongeveer de breedte van de racewagen. De specificaties van de gekozen honingraatplaat worden gegeven in tabel 5.3. Nadat we de simulatie van het aluminium framepaneel hebben uitgevoerd, merken we op dat de doorbuiging van deze plaat slechts 2,5mm bedraagt. Deze eerste simulaties zijn het vertrekpunt voor de volgende beschouwde gevallen.

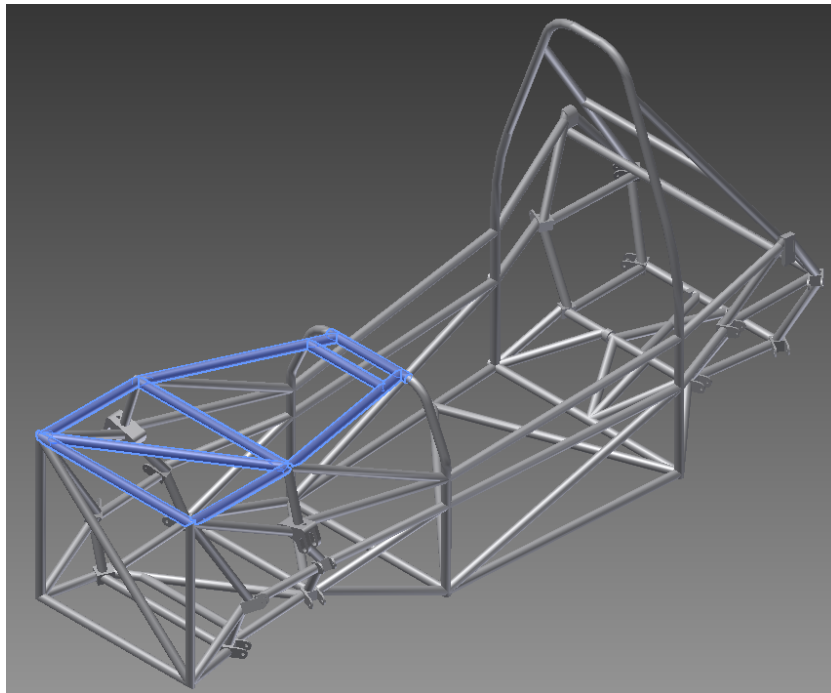
Tabel 5.3: Parameters aluminium frameplaat

Item	Eigenschap	
Kern	Materiaal	AA5052-H32
	Celgrootte (mm)	4,8
	Celdikte (mm)	0,038
Wand	Celhoogte (mm)	19
	Materiaal	AA5052-H32
	Dikte (mm)	0,5
b=600mm, l=500mm		



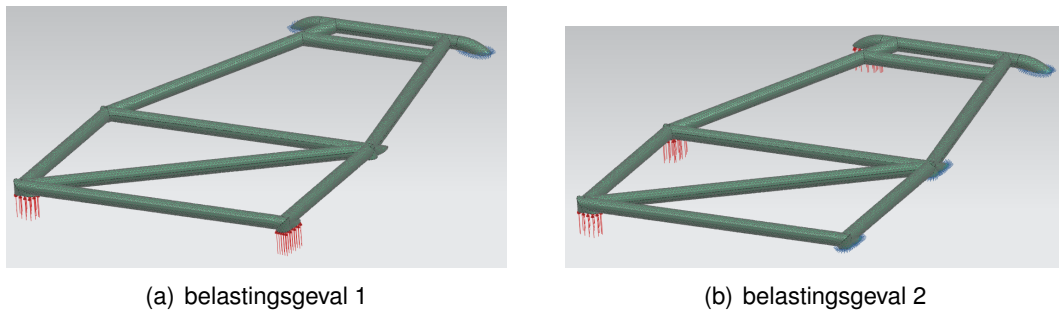
### 5.5.3 Beschouwing gedeelten van het frame

De vorige simulaties schetsen slechts het gedrag van de honingraat in vergelijking met een enkele buis uit het buizenframe. Het is gewenst de simulaties uit te breiden om een vergelijking te kunnen maken tussen een gedeelte van het effectieve buizenframe en de honingraatplaat. Hiervoor zonderen we een gedeelte van het frame af ter analyse. Het gedeelte dat wordt afgezonderd wordt in het blauw voorgesteld op figuur 5.6.

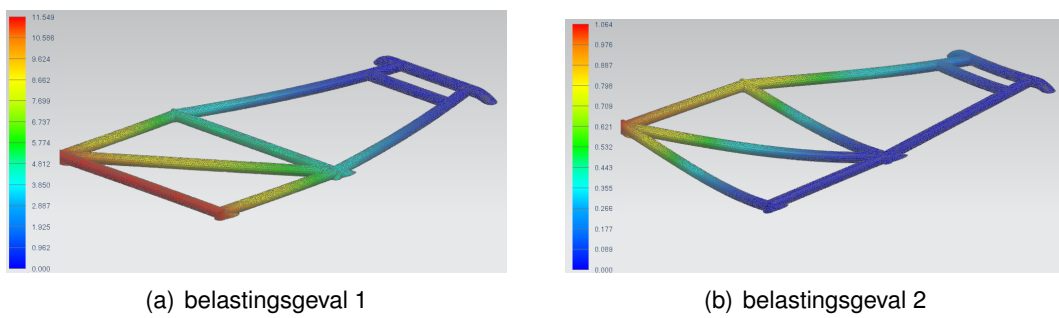


Figuur 5.6: Afzondering van het gedeelte van het frame

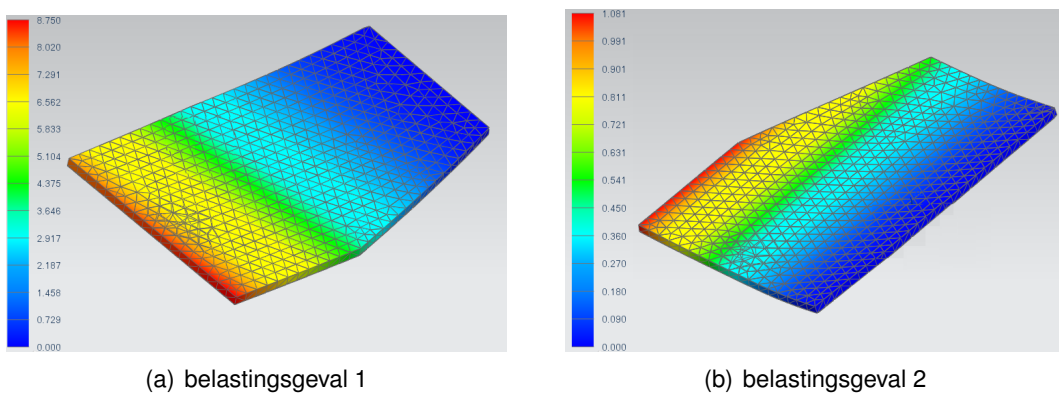
Er worden verschillende belastingsgevallen op het afgezonderde gedeelte aangebracht. De resultaten worden gegeven in figuur 5.7. Men merkt op dat de deflecties van de honingraat ongeveer gelijk zijn met deze van het buizenframe. De specificaties van de gebruikte honingraatsandwich worden gegeven in tabel 5.3. Men kan concluderen dat de keuze voor deze honingraatplaat voldoende goede resultaten oplevert. Ter vergelijking worden de massa's van, enerzijds het afgezonderde buisengedeelte, en anderzijds het frame meegedeeld. De massa van de afgezonderde buizen bedraagt 12,46kg. De massa van de honingraat bedraagt 1,42kg. De massa van het logge buizenskelet wordt gereduceerd met een factor groter dan 8.



Figuur 5.7: Randvoorwaarden



Figuur 5.8: Resultaten buizenframe



Figuur 5.9: Resultaten honingraat

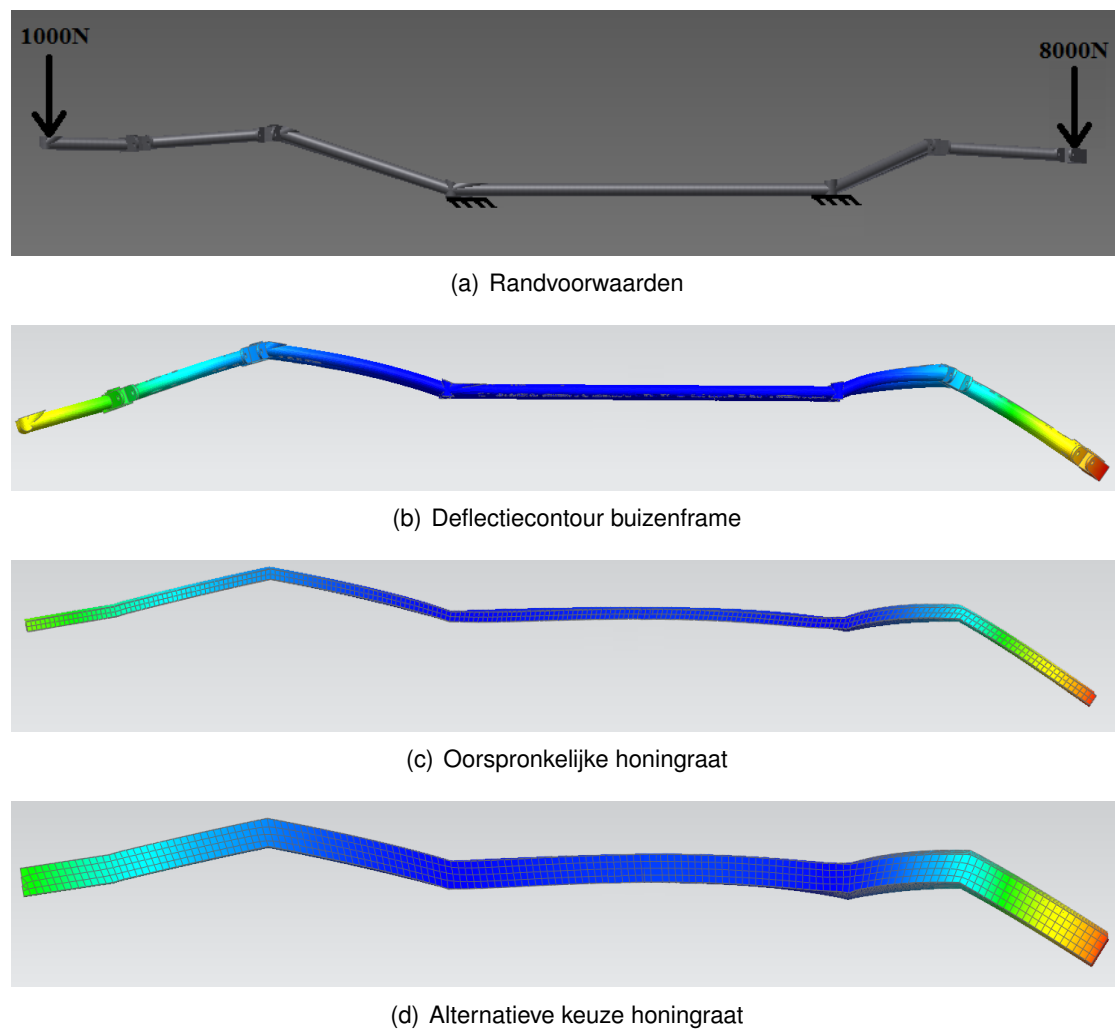
De simulaties die hierboven werden beschreven worden herhaald voor het onderste gedeelte van het chassis. Op dit gedeelte wordt op vier punten de translatie van het chassis vermeden. Op de voorzijde van het chassis wordt een kracht van 1000N in de

-z richting aangebracht. Op de achterzijde brengt men een kracht van 8000N in de -z richting aan. De resultaten worden weergegeven in figuur 5.10. De maximale doorbuiging van het achterste gedeelte van het geraamte bedraagt volgens de simulaties 22.58mm. De maximale doorbuiging van het voorste gedeelte van het chassis bedraagt ongeveer 15mm. Dezelfde simulatie wordt uitgevoerd op honingraat met specificaties uit tabel 5.3.

De maximale doorbuiging van het achterste gedeelte van het geraamte bedraagt volgens de simulaties met de honingraat 107.83mm. Men merkt op dat de honingraat niet over voldoende buigstijfheid beschikt om dezelfde, kleine deflectie als het buizenframe te behalen. Er dient een betere keuze gemaakt te worden. De theorie heeft ons geleerd dat de buigstijfheid proportioneel is met de derde macht van de dikte van de kern. Uit de formules die in hoofdstuk 4 werden opgesteld merkt men op dat de stijfheid van de honingraat ook proportioneel is met de celdikte. Een nieuwe sandwich wordt gekozen op basis van de op de markt verkrijgbare honingraatpanelen. In tabel 5.4 worden de parameters van de nieuwe sandwichstructuur gegeven. De maximale doorbuiging werd hierdoor verminderd tot 19,45mm. Dit honingraatpaneel is geschikt om de onderkant van het frame te vervangen.

Tabel 5.4: Parameters verdikte sandwich

Item	Eigenschap	
Kern	Materiaal	AA5052-H32
	Celgrootte (mm)	6.3
	Celdikte (mm)	0,064
	Celhoogte (mm)	51.3
Wand	Materiaal	AA5052-H32
	Dikte (mm)	0,5



Figuur 5.10: Resultaten honingraat

## 5.6 Samenvatting en besluiten

Men kan concluderen dat het equivalent model in het preliminaire designstadium een handige tool blijkt te zijn om de keuze voor bepaalde honingraatpanelen te vergemakkelijken zonder dat hiervoor gespecialiseerde computeropstellingen voor benodigd zijn. Op basis van de resultaten kan men een inzicht krijgen over de te hanteren honingraatpanelen. De wanddikte kan worden bepaald door analyse van de wanden in het equivalent model. Dit is tevens de reden waarom het equivalent model niet volledig uit een continu lichaam bestaat. In plaats daarvan bestaat het uit drie, zijnde de kern en de twee sandwichwanden.

## 6. Conclusie

### 6.1 Algemene Conclusie

Zoals blijkt uit de simulaties, is het simuleren van honingraatstructuren een tijdrovende handeling. De eindige-elementenanalyse van complexe geometrieën, zoals de honingraat, brengt heel wat moeilijkheden met zich mee. Deze moeilijkheden manifesteren zich voornamelijk als een geheugentekort in de computers die de solve-algoritmen moeten uitvoeren. Indien de complexiteit van de modellen wordt verkleind zijn er minder geavanceerde computers nodig. Dit leidt tot een verlaging in de kostprijs van het onderzoek naar deze structuren.

Om de benodigde voorbereiding- en berekentijd te verkleinen werd onderzoek gedaan naar methoden om deze complexe geometrieën op een gemakkelijker manier te kunnen simuleren. Het blijkt mogelijk te zijn de honingraatkern te beschouwen als continue orthotroop materiaal. Dit zorgt ervoor dat een honingraatplaat kan worden gemodelleerd als continue structuur. De complexe geometrie blijft daarbij achterwege terwijl de mechanische eigenschappen van de honingraat wel worden geuit. De verlagende complexiteit leidt tot een verlaging in kostprijs van het onderzoek naar deze structuren, er zal immers minder tijd moeten worden gependeed om geavanceerde computers de berekeningen te laten uitvoeren.

Uit de literatuur bleek dat er verschillende onderzoeken zijn gevoerd om de orthotrope eigenschappen van honingraatstructuren te bepalen. Niet al deze onderzoeken zijn het met elkaar eens (zie addendum 3). Het was de kunst om de verschillende onderzoeksresultaten te verifiëren aan de hand van simulaties in Siemens NX 8.0. Vier verschillende kandidaat-equivalente modellen werden opgesteld. De simulaties behandelde negen belastingsgevallen en een frequentieanalyse. De resultaten van de behandelde modellen werden vergeleken met een referentiemodel. Dit referentiemodel was een CAD-model van een honingraatsandwich met complexe geometrie. Op basis van deze simulatieresultaten werd uit de vier behandelde modellen het model dat de realiteit het best benaderde gekozen.

Vanaf heden kan men de honingraatstructuur in simulatiesoftware substitueren door continue orthotrope materialen. De negen elastische constanten worden met behulp van de formules in tabel 6.1 berekend. Om deze berekening te vereenvoudigen werd er een excel rekenblad opgesteld. Het volstaat om slechts de geometrische eigenschappen van de honingraat in te geven, alsook het materiaal waaruit het is vervaardigd. Het rekenblad berekent automatisch de negen elastische constanten.

Tabel 6.1: De bepaling van de orthotrope materiaaleigenschappen van de honingraatstructuur

Item	Formule
$E_1$	$\frac{E_3}{K}$
$E_2$	$\frac{E_3}{K}$
$E_3$	$\frac{2.E.t}{\cos \varphi.(1 + \sin \varphi).a}$
$\nu_{12}$	$\frac{(1 + \sin \varphi). \sin^2 \varphi}{12. \cos^2 \varphi. [\frac{\cos \varphi}{3} - \frac{1 + \cos \varphi}{8}]}$
$\nu_{23}$	0
$\nu_{13}$	0
$G_{12}$	$\frac{G_{23}}{K}$
$G_{13}$	$\frac{3.G_{23}}{2}$
$G_{23}$	$\frac{\cos \varphi.t.G}{(1 + \sin \varphi).a}$
$K$	$2. \tan^2 \varphi \frac{a^2}{t^2}$

Tabel 6.2: Vergelijking complex en equivalent model

Item	Referentie	Equivalent
Type elementen	Tetra4	Hex8
Aantal elementen	840896	3276
Aantal knooppunten	1443907	4480
Benodigde rekentijd (s)	47440	2
Geheugengebruik (MB)	4668	100
Bestandsgrootte (MB)	1610	39

Het succes van het equivalent model komt tot uiting wanneer men tabel 6.2 bekijkt. De rekentijd werd met grootteorde  $10^5$  verkleind. Het resultaat uit zich alsook in de grootte van de bestanden waarin de resultaten worden opgeslagen. Een reductie van het aantal knooppunten met factor 322 wordt bereikt. Dit is het belangrijkste resultaat van deze studie. Dit is mogelijk gemaakt door het gebruik van een continu orthotroop

lichaam als kern. De complexe geometrie, die een enorm fijne mesh nodig heeft gaf aanleiding tot dit onvermijdelijk groot aantal elementen in model CoHC.

Niettegenstaande de resultaten veelbelovend zijn dient enige voorzorg genomen te worden wanneer men honingraatstructuren wenst te analyseren. Het gebruik van de equivalente modellen leidt tot een nauwkeurige voorspelling van de stijfheid van de structuur. De structurele simulaties benaderen de realiteit met een relatieve fout van ongeveer 15%. De theoretische berekeningen hebben een marge van ongeveer 6%. De reden hiervoor is dat de simulatie geen rekening kan houden met het degraderen van de verbinding tussen kern en wand in de sandwichstructuur.

De modale- en deflectieanalyses kunnen met enige zekerheid correct worden voorspeld. De modale analyse voorspelt de eigenfrequenties met een enorm kleine relatieve fout van 0,18%.

De spanningsanalyse van de equivalente modellen leidt niet tot zinnige resultaten. De verklaring hiervoor is dat de equivalente modellen slechts informatie kunnen geven over de globale magnitude van de spanning die zich in de honingraatstructuur manifesteert vermits de kerngeometrie in dit model niet meer voorkomt. De spanningen in de sandwichwanden wordt wel met enige nauwkeurigheid benaderd (afwijking kleiner dan 1 procent).

Er wordt geconcludeerd dat het equivalente sandwichmodel dat in deze thesis werd opgesteld kan worden gebruikt als snelle, goedkope, flexibele tool in de preliminaire ontwerpstadia van structuren zoals vliegtuigvleugels of monocoqueontwerpen.

## 6.2 Voorstellen voor toekomstig onderzoek

Zoals bij alle wetenschappelijke studies stop het werk hierbij niet. Deze masterproef heeft de basis gelegd voor verder onderzoek in verband met de structurele simulatie van sandwichstructuren. Enkele werkpunten worden gepresenteerd:

- Het effect van het gebruik van andere wandmaterialen, zoals glasvezelversterkte composieten of epoxyhars.
- Het equivalent modelleren van volledige sandwichstructuren, niet slechts de kern.
- Een theoretische studie waarin een eenheidscel van een honingraatstructuur wordt gesimuleerd op sterkte en stijfheid. Kan men hieruit de macro eigenschappen van een honingraatstructuur afleiden?
- Bepalen van de equivalente orthotrope constanten van de honingraatstructuur gebaseerd op eindige-elementen analyse.
- Ontwikkelen van een manier om de spanning in de honingraatgeometrie te bepalen uitgaande van structurele simulaties op de equivalente modellen.

# Bibliografie

- [1] Jeom Kee Paik, Anil K Thayamballi, and Gyu Sung Kim. The strength characteristics of aluminum honeycomb sandwich panels. *Thin Walled Structures*, 35(3):205–231, 1999. ISSN 02638231. doi: 10.1016/S0263-8231(99)00026-9. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263823199000269>.
- [2] Ahmed Abbadi, Y Koutsawa, A Carmasol, S Belouettar, and Z Azari. Experimental and numerical characterization of honeycomb sandwich composite panels. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 17(10):1533–1547, 2009. ISSN 1569190X. doi: 10.1016/j.simpat.2009.05.008. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1569190X09000604>.
- [3] P Z Qiao and J L Wang. Mechanics of composite sinusoidal honeycomb cores. *Journal of Aerospace Engineering*, 18(1):42–50, 2005. ISSN 08931321. doi: 10.1061/(Asce)0893-1321(2005)18:1(42). URL <http://link.aip.org/link/JAEEZ/v18/i1/p42/s1&Agg=doi>.
- [4] Haydn N G Wadley, Norman a Fleck, and Anthony G Evans. Fabrication and structural performance of periodic cellular metal sandwich structures. *Composites Science and Technology*, 63(16):2331–2343, December 2003. ISSN 02663538. doi: 10.1016/S0266-3538(03)00266-5. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0266353803002665>.
- [5] John Dodge. 787: A collection of technologies. (cover story). *Design News*, 62(8):68–70, 2007. ISSN 00119407.
- [6] Jon Ostrower. Living In A New Material World. *Airline Business*, pages 4–6, 2011. ISSN 02687615.
- [7] Pieter Masure. *Het equivalent modelleren en analyseren van vezelversterkte composieten, een eindige elementenstudie*. Master's thesis, Artesis University College, 2013.
- [8] K D Potter and M R Wisnom. Composites of extreme anisotropy. Initial experiments. *Plastics Rubber And Composites*, 31(5):226–233, 2002. ISSN 14658011. URL <http://dx.doi.org/10.1179/146580102225005108>.
- [9] Tong-seok Han, A N I Ural, Chuin-shan Chen, and Alan T Zehnder. Delamination buckling and propagation analysis of honeycomb. *International Journal of Fracture*, 115:101–123, 2002.
- [10] Tomasz Wierzbicki. Crushing analysis of metal honeycombs. *International Journal of Impact Engineering*, 1(2):157–174, 1983. ISSN 0734743X. doi: 10.1016/0734-743X(83)90004-0. URL [http://dx.doi.org/10.1016/0734-743X\(83\)90004-0](http://dx.doi.org/10.1016/0734-743X(83)90004-0).
- [11] Manuel Stein and J Mayers. A small-deflection theory for curved sandwich plates. *Area*, 1951. URL <http://hdl.handle.net/2060/19930091092>.
- [12] Charles Libove and S B Batdorf. A general small-deflection theory for flat sandwich plates. *National Advisory Committee for Aeronautics Reports*, pages 18—, 1948. URL <http://hdl.handle.net/2060/19930082225>.
- [13] Ross Hall. Instrumented Impact Testing of Composite Sandwich Panels. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 8(May):270–298, 1989.
- [14] A Petras. *Design of Sandwich Structures*. Phd thesis, Robinson College, Cambridge, 1998.
- [15] J M Gere and B J Goodno. *Mechanics of Materials*. Cengage Learning, 2011. ISBN 9781111136024. URL <http://books.google.be/books?id=-lmkPi-T1EkC>.
- [16] L J Gibson and M F Ashby. *Cellular Solids: Structure and Properties*. Cambridge University Press, 1999.
- [17] R M Ogorkiewicz and A A M S A Yigh. Deflection of carbon fibre / acrylic foam sandwich beams. *Composites*, 2(2):254–257, 1973.
- [18] T N Bitzer. *Honeycomb Technology: Materials, Design, Manufacturing, Applications and Testing*. Chapman & Hall, 1997. ISBN 9780412540509. URL <http://books.google.be/books?id=oBNSdDN84hIC>.
- [19] S Kelsey, R A Gellatly, and B W Clark. The Shear Modulus of Foil Honeycomb Cores: A Theoretical and Experimental Investigation on Cores Used in Sandwich Construction. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 30(10):294–302, 1958. ISSN 00022667. doi: 10.1108/eb033026. URL <http://www.emeraldinsight.com/10.1108/eb033026>.
- [20] P W Witherell. *Air cushion vehicle structural design methods*. Master's thesis, The George Washington University, 1977.
- [21] K Okuto, K Namba, H Mizukoshi, and Y Hiyama. The analysis and design of honeycomb welded structures. *Journal of Light Metal Welding and Construction*, 29(8):361–368, 1991.
- [22] H Kobayashi, M Daimaruya, and K Okuto. Elasto-plastic bending deformation of welded honeycomb sandwich panel. *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 60(572):361–368, 1994.
- [23] W N Yeh and Y E Wu. Enhancement of buckling characteristics for sandwich structure with fiber reinforced composite skins and core made of aluminum honeycomb and polyurethane foam. *Journal of Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 15:63–74, 1991.
- [24] T Kunimoto and H Yamada. Study on the buffer characteristics of the honeycomb sandwich construction under dynamic loading. *Journal of Light Metals*, 37(5):327–331, 1987.
- [25] T Kunimoto and N Mori. Study on the buffer characteristics of the corrugated-core used for the 5051 aluminum alloy sandwich construction under dynamic loading. *Journal of Light Metals*, 39(10):687–692, 1989.
- [26] Hexcel. HexWeb Rigid Cell Corrosion Resistant Aluminium Corrugated Honeycomb Product Data. Technical report, Hexcel Corporation, Connecticut, 2006. URL <http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Honeycomb-Data-Sheets/RigidCell.us.pdf>.
- [27] Siemens PLM Software. Siemens NX, 2011. URL [http://www.plm.automation.siemens.com/en\\_us/products/nx/](http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/nx/).
- [28] A K Kaw. *Mechanics of Composite Materials*. Mechanical Engineering Series. Crc Press, 1997. ISBN 9780849396564. URL <http://books.google.be/books?id=PycY-zwscOMC>.
- [29] R K McFarland. Hexagonal cell structures under post-buckling axial load. *Journal of The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 1(6):1380–1385, 1963.
- [30] D Karagiozova and T X Yu. Plastic deformation modes of regular hexagonal honeycombs under in-plane biaxial compression. *International Journal of Mechanical Sciences*, 46(10):1489–1515, 2004. ISSN 00207403. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2004.09.010. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0020740304002255>.
- [31] D Karagiozova and T X Yu. Post-collapse characteristics of ductile circular honeycombs under in-plane compression. *International Journal of Mechanical Sciences*, 47(4-5):570–602, 2005. ISSN 00207403. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2004.11.011. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0020740305000470>.



- [32] D Okumura, N Ohno, and H Noguchi. Elastoplastic microscopic bifurcation and post-bifurcation behavior of periodic cellular solids. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 52(3):641–666, 2004. ISSN 00225096. doi: 10.1016/j.jmps.2003.07.002. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022509603001248>.
- [33] L L Hu, T X Yu, Z Y Gao, and X Q Huang. The inhomogeneous deformation of polycarbonate circular honeycombs under in-plane compression. *International Journal of Mechanical Sciences*, 50:1224–1236, 2008.
- [34] I G Masters and K E Evans. Models for the elastic deformation of honeycombs. *Composite Structures*, 35(4):403–422, 1996. ISSN 02638223. doi: 10.1016/S0263-8223(96)00054-2. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822396000542>.
- [35] S Balawi and J L Abot. A refined model for the effective in-plane elastic moduli of hexagonal honeycombs. *Composite Structures*, 84(2):147–158, 2008. ISSN 02638223. doi: 10.1016/j.compstruct.2007.07.009. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822307001869>.
- [36] E Wu and W S Jiang. Axial crush of metallic honeycombs. *International Journal of Impact Engineering*, 19(5-6):439–456, 1997. ISSN 0734743X. doi: 10.1016/S0734-743X(97)00004-3. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0734743X97000043>.
- [37] S D Papka and S Kyriakides. In-plane compressive responses and crushing of honeycombs. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 42:1499–1532, 1994.
- [38] S Xu, J H Beynon, and W J Strong. Experimental study of the out-of plane dynamic compression of hexagonal honeycombs. *Composite Structures*, 94:2326–2336, 2012.
- [39] A Honig and W J Strong. In-plane dynamic crushing of honeycomb. Part I, crush band initiation and wave trapping. *International Journal of Mechanical Sciences*, 44:1665–1696, 2002.
- [40] S D Papka and S Kyriakides. In-plane biaxial crushing of honeycombs — Part 2: Analysis. *International Journal of Solids and Structures*, 36(29):4397–4423, 1999. ISSN 00207683. doi: 10.1016/S0020-7683(98)00225-X. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S002076839800225X>.
- [41] S Papka. Biaxial crushing of honeycombs — Part 1: Experiments. *International Journal of Solids and Structures*, 36(29):4367–4396, 1999. ISSN 00207683. doi: 10.1016/S0020-7683(98)00224-8. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0020768398002248>.
- [42] H Zhao and G Gary. Crushing Behaviour of Aluminium Honeycombs Under Impact Loading. *International Journal of Impact Engineering*, 21(10):827–836, 1998. ISSN 0734743X. doi: 10.1016/S0734-743X(98)00034-7. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0734743X98000347>.
- [43] W E Baker, T C Togami, and J C Weydert. Static and dynamic properties of high-density metal honeycombs. *International Journal of Impact Engineering*, 21(3):149–163, 1998. ISSN 0734743X. doi: 10.1016/S0734-743X(97)00040-7. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0734743X97000407>.
- [44] S D Papka and S Kyriakides. Experiments and full-scale numerical simulations of in-plane crushing of a honeycomb. *Acta Materialia*, 46(8):2765–2776, 1998. ISSN 13596454. doi: 10.1016/S1359-6454(97)00453-9. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359645497004539>.
- [45] X E Guo and L J Gibson. Behavior of Intact and Damaged Honeycombs: a Finite Element Study. *International Journal of Mechanical Sciences*, 41(1):85–105, 1999.
- [46] D Ruan, G Lu, B Wang, and T X Yu. In-plane dynamic crushing of honeycombs—a finite element study. *International Journal of Impact Engineering*, 28(2):161–182, 2002. ISSN 0734743X. doi: 10.1016/S0734-743X(02)00056-8. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0734743X02000568>.
- [47] Z Zou, Reid, PJ Tan, S Li, and JJ Harrigan. Dynamic crushing of honeycombs and features of shock fronts. *International Journal of Impact Engineering*, 36(1):165–176, 2009. URL <http://discovery.ucl.ac.uk/170690/>.
- [48] Z Zheng, J Yu, and J Li. Dynamic crushing of 2D cellular structures: A finite element study. *International Journal of Impact Engineering*, 32(1-4):650–664, 2005. ISSN 0734743X. doi: 10.1016/j.ijimpeng.2005.05.007. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0734743X05000795>.
- [49] C C Chamis, R A Aiello, and P L N Murthy. Apparent properties of a honeycomb core sandwich panel by numerical experiments. *Journal of Composites Technology and Research*, 10:93–99, 1988.
- [50] U Karlsson and N Wettestog. *Ekvivalenta Styvhetsparametrar för Honeycomb*. Master's thesis, Chalmers Tekniska Högskola, Sweden, 1987.
- [51] R M Martinez. *Apparent properties of a honeycomb core sandwich panel by numerical experiment*. Master's thesis, University of Texas, 1989.
- [52] W Elspass. *Thermostabile Strukturen in Sandwichbauweise*. Ph. d. thesis, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Switzerland, 1989.
- [53] W Elspass. Design of High Precision Sandwich Structures Using Analytical and Finite Element Models. In *6th World Congress on Finite Element Methods*, pages 658–664, Banff, Canada, 1990.
- [54] S Mistou, M Sabarots, and M Karama. Experimental and numerical simulations of the static and dynamic behaviour of sandwich plates. In *European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering*, Barcelona, Spanje, 2000.
- [55] C C Foo, G B Chai, and L K Seah. A model to predict low-velocity impact response and damage in sandwich composites. *Composites Science and Technology*, 68(6):1348–1356, 2008. ISSN 0266-3538. doi: 10.1016/j.compscitech.2007.12.007. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0266353807004757>.
- [56] G Allegri, U Lecci, M Machetti, and F Poscente. FEM Simulation of the Mechanical Behaviour of Sandwich Materials for Aerospace Structures. *Key Engineering Materials*, 221-222:209–220, 2002.
- [57] L Gornet, S Marguet, and G Marckmann. Failure and Effective Elastic Properties Predictions of Nomex Honeycomb Cores. In *12th European Conference on Composite Materials*, Biarritz, Frankrijk, 2006.
- [58] J Hohe and Wilfried Becker. Effective stress-strain relations for two-dimensional cellular sandwich cores: Homogenization, material models, and properties. *Applied Mechanics Reviews*, 55(1):61, 2002. ISSN 00036900. doi: 10.1115/1.1425394. URL <http://link.aip.org/link/AMREAD/v55/i1/p61/s1&Agg=doi>.
- [59] K Li, X L Gao, and J Wang. Dynamic crushing behavior of honeycomb structures with irregular cell shapes and non-uniform cell wall thickness. *International Journal of Solids and Structures*, 44(14-15):5003–5026, 2007. ISSN 00207683. doi: 10.1016/j.ijsolstr.2006.12.017. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0020768306005427>.

- [60] Mei-Yi Yang, Jong-Shin Huang, and J W Hu. Elastic Buckling of Hexagonal Honeycombs with Dual Imperfections. *Composite Structures*, 82(3):326–335, 2008.
- [61] A E Simone and L J Gibson. Effects of solid distribution on the stiffness and strength of metallic foams. *Acta Materialia*, 46(6):2139, 1998. ISSN 13596454. doi: 10.1016/S1359-6454(97)00421-7. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359645497004217>.
- [62] A E Simone and L J Gibson. The effects of cell face curvature and corrugations on the stiffness and strength of metallic foams. *Acta Materialia*, 46(11):3929–3935, 1998. ISSN 13596454. doi: 10.1016/S1359-6454(98)00072-X. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135964549800072X>.
- [63] O O Ochoa and J N Reddy. *Finite element analysis of composite laminates*, volume 7 of *Solid Mechanics and its Applications*. Kluwer Academic Publishers, 1992. ISBN 9781420054330. URL <http://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=gYblBm8pAiEC&oi=fnd&pg=PR11&dq=FINITE+ELEMENT+ANALYSIS+OF+COMPOSITE+LAMINATES&ots=DGiRTPqPyB&sig=AIFWoSZscrOx2TWoGmaacTSosow>.
- [64] M J Robert. *Mechanics of Composite Materials*. Hemisphere Publishing, 1975.
- [65] S G Lekhnitskii. *Lekhnitskii, S. G. Theory of Elasticity of an Anisotropic Elastic Body*. Holden-Day Inc., San Francisco, 1963.
- [66] Q Liu and Y Zhao. Effect of Soft Honeycomb Core on Flexural Vibration of Sandwich Panel using Low Order and High Order Shear Deformation Models. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 9:95–108, 2007.
- [67] F K Abd El-Sayed, R Jones, and I W Burgess. A theoretical approach to the deformation of honeycomb based composite materials. *Composites*, 10(4):209–214, 1979. ISSN 0010-4361. doi: 10.1016/0010-4361(79)90021-1. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0010436179900211>.
- [68] M Grediac. A finite element study of the transverse shear in honeycomb cores. *International Journal of Solids and Structures*, 30(13):1777–1788, 1993. ISSN 00207683. doi: 10.1016/0020-7683(93)90233-W. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/002076839390233W>.
- [69] Guangyu Shi and Pin Tong. Equivalent transverse shear stiffness of honeycomb cores. *International Journal of Solids and Structures*, 32(10):1383–1393, 1995. ISSN 00207683. doi: 10.1016/0020-7683(94)00202-8. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0020768394002028>.
- [70] Wilfried Becker. Closed-form analysis of the thickness effect of regular honeycomb core material. *Composite Structures*, 48(1-3):67–70, 2000. ISSN 02638223. doi: 10.1016/S0263-8223(99)00074-4. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822399000744>.
- [71] J Zhang and M F Ashby. The out-of-plane properties of honeycombs. *International Journal of Mechanical Sciences*, 34(6):475–489, 1992. ISSN 00207403. doi: 10.1016/0020-7403(92)90013-7. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0020740392900137>.
- [72] Eckart Nast. On honeycomb-type core moduli. In *38th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, Structures, Structural Dynamics, and Materials and Co-located Conferences. American Institute of Aeronautics and Astronautics, April 1997. doi: 10.2514/6.1997-1178. URL <http://dx.doi.org/10.2514/6.1997-1178>.
- [73] F J Plantema. *Sandwich Construction: The Bending and Buckling of Sandwich Beams, Plates, and Shells*. Jon Wiley and Sons, New York, 1966.
- [74] S P Timoshenko. On the correction factor for shear of the differential equation for transverse vibrations of bars of uniform cross-section. *Philosophical Magazine*, page 744, 1921.
- [75] I. J. Polmear. *Light Alloys: Metallurgy of the Light Metals*. Butterworth-Heinemann, 3 edition, 1995. ISBN 978-0-340-63207-9.
- [76] A Petras and M P F Sutcliffe. Failure mode maps for honeycomb sandwich panels. *Composite Structures*, 44(4):237–252, 1999. ISSN 02638223. doi: 10.1016/S0263-8223(98)00123-8. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6TWP-3WWDM8Y-3/2/29b075fa63b335896234717a58f4934c>.
- [77] SAE International. 2013 Formula SAE® Rules. Technical report, SAE International, 2013. URL <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2013fsaerules.pdf>.

# **Addendum**

## **Addendum 1 - Paper**

Een samenvattende paper van de masterproef werd opgesteld en is bijgevoegd op volgende pagina's.

# Het equivalent modelleren en analyseren van aluminium honingraatstructuren, een eindige elementenstudie

Legon T.

*Artesis Hogeschool Antwerpen, Salesianenlaan 2, 2660 Hoboken*

---

## Abstract

In deze paper is het onderzoek gepresenteerd naar equivalente modellen die als substituuft voor de honingraat in honingraatstructuren kunnen dienen in het eindige-elementenpakket Siemens NX 8.0. De eindige-elementenanalyse van complexe geometrieën, zoals de honingraat, brengt heel wat moeilijkheden met zich mee. Deze moeilijkheden manifesteren zich voornamelijk als een geheugentekort in de computers die de solve-algoritmen moeten uitvoeren. Zo zal in de paper worden aangetoond dat deze complexe modellen tot twee mio knooppunten kunnen bevatten. Het gebruik van equivalente modellen verkleint deze waarde tot vierduizend. De equivalente modellen zullen de mechanische eigenschappen van de complexe honingraatgeometrie uiten, waardoor complexe geometrien niet moeten worden gemodelleerd. De equivalente modellen zullen worden gemodelleerd als orthotrope materialen. Hiervoor worden de negen onafhankelijke elastische materiaalconstanten bepaald aan de hand van empirische formules die worden beschreven in de literatuur. Een literatuuroverzicht wordt gegenereerd. Ten slotte zal men de resultaten van de studie kaderen in de context van het Formula Student project. Algemene conclusies zullen worden geformuleerd en de basis voor verder onderzoek gelegd.

### *Keywords:*

Honingraat, Eindige-Elementen, Sandwich, Composiet, Equivalent modelleren, FEM Optimalisatie

---

## 1. Introductie

Innovaties in vliegtuigdesign, motorvoertuigtechnologie en lichtgewicht constructies hebben de basis gevormd voor de ontwikkeling van panelen gestructureerd en gevormd met honingraat [1]. Hun onbetwist voordeel bevindt zich in hun lage gewicht, gecombineerd met uitstekende structurele sterkte. Wegens hun anti-schok eigenschappen zijn honingraatstructuren veelal gebruikt als schokabsorberende lagen, zowel in de automobielconstructie als in sportequipment en sportschoenen. Ze zijn ideaal geschikt voor architecturale toepassingen wegens hun optimale verhouding van gewicht tot belastingsdragende capaciteit en buigsterkte [2]. Ook kan het composietmateriaal, dat hoofdzakelijk bestaat uit een honingraat en een externe wand, aangepast worden zodat welbepaalde eigenschappen worden bekomen. Dit met oog op sterkte en verbeterde materiaalkarakteristieken. Ten slotte worden de esthetische eigenschappen van deze materialen meer en meer gewaardeerd. Van doorzichtig tot doorschijnend kan dit veelzijdig materiaal ingezet worden voor diverse ontwerp toepassingen.

Honingraatstructuren worden meestal gebruikt in sandwich structuren. Wegens hun complexe opbouw is het niet gemakkelijk om deze geometrieën te modelleren en te analyseren. Het is de bedoeling om een vereenvoudigd model te bekomen dat kan worden gebruikt als substituuat voor de honingraat structuur in eindige elementen pakketten om de benodigde rekentijd te verkleinen. Het modelleren is een eerste stap in dit proces en zal worden gedaan met behulp van Autodesk Inventor en NX Nastran 8.0. Er wordt een gedetailleerde geometrie van de honingraat gemodelleerd, dewelke als referentiemodel zal worden gebruikt voor de simulaties. Vervolgens zullen de equivalente modellen worden gegenereerd waarin de geometrisch complexe honingraatkern zal worden vervangen door een solide materiaal met orthotrope materiaaleigenschappen. Deze modellen zullen op hun beurt worden vergeleken met het referentiemodel. Het model dat het dichtst aanleunt hierbij, geniet de voorkeur. Er zal vastgesteld worden dat het equivalent model slechts de effecten op macro-schaal kan schetsen. Wenst men gedetailleerde resultaten op micro-schaal, zoals de spanningen op de celwanden en de locale verplaatsingen, te bekomen dan moet een volwaardig 3-D model aangewend worden.

## **2. Mechanische karakteristieken van aluminium honingraatpanelen**

### *2.1. Experimentele analyse van honingraat*

Het doel van deze studie is om de sterktekaracteristieken van honingraatpanelen vervaardigd uit aluminium te simuleren in een simulatieomgeving. Het is daarom belangrijk dat men de simulatieresultaten kan verifiëren aan de hand van wetenschappelijk correcte literatuur. Tal van experimenten zijn uitgevoerd door onderzoekers. Kelsey et al. [3] heeft eenvoudige theoretische uitdrukkingen over de schuifmodulus van honingraat sandwichkernen opgesteld. Witherell [4] voerde een uitgebreide studie uit voor het design van een voertuigrompluchtkussen gebruikmakend van aluminium honingraatpanelen. Otuko et al. [5] verifiëerde de zogenaamde equivalente plaatdiktemethode waarbij een honingraatpaneel wordt gesubstitueerd door een plaat uit continu materiaal met een plaatdikte waardoor soortgelijke mechanische eigenschappen worden geüit. De elasto-plastische buigkarakteristieken van honingraatstructuren werd besproken door Kobayashi et al. [6]. Yeh en Wu [7] ondernamen een experimentele studie om de knikkarakteristieken van aluminium honingraatpanelen onder axiale compressie te onderzoeken. De kreukelkarakteristieken van de honingraatstructuren onder laterale druk zijn theoretisch en experimenteel onderzocht door Kunimoto et al. [8, 9]. Hoewel deze bovenstaande onderzoeken veel informatie meegaven over de karakteristieken van honingraat, waren er nog steeds enkele, niet onderzochte struikelblokken waardoor het gebruik van aluminium honingraatpanelen voor constructies niet als plausibel werd geacht. Een van deze struikelblokken was het feit dat sandwichstructuren in het algemeen niet isotropisch zijn. Paik et al. [1] bestudeerde het gedrag van aluminium honingraatpanelen en voerde drie verschillende experimentele tests uit. Deze zijn de driepuntsbuigproef, kniktest en laterale druktest. De resultaten worden hierin gedocumenteerd. Het is ook dit wetenschappelijk werk naarwaar zal worden gerefereerd bij verificatie van de simulatieresultaten.

### *2.2. Eindige-elementenanalyse*

Eindige elementenmodellering(FEM) wordt breed gebruikt in de analyse en het onderzoek naar honingraten [10, 11, 12, 13, 14], vooral in dynamische gevallen. Het idee om virtuele tests uit te voeren op honingraatstructuren met gedetailleerde FE simulatiemodellen is niet nieuw

en vond zijn oorsprong rond de tachtiger jaren van de twintigste eeuw. De hoofdreden voor deze tests was om extra eigenschappen te bepalen die niet in de data sheets terug te vinden waren. Chamis et al. [15], Karlsson en Wettestkog [16], Martinez [17] en Elspass [18, 19] gebruikten NASTRAN modellen om de negen onafhankelijke elastische eigenschappen te bepalen. Vergelijkbare studies zijn uitgevoerd door Mistou et al. [20] over aluminium honingraat, door Foo et al. [21] over Nomex honingraat en door Allegri et al. [22] over koolstofvezelversterkt honingraat.

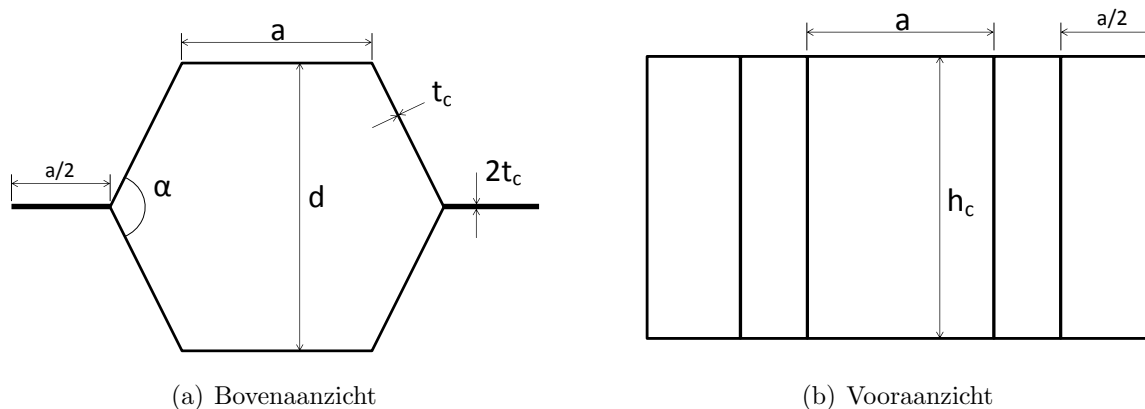
De studies die hierboven werden vermeld zijn steeds gebaseerd op ideale, uniforme hexagonale honingraatcellen zonder imperfecties. In de realiteit is dit niet het geval omdat alle structuren irregulariteiten bevatten, voortvloeiend uit het fabricageproces. Een ideaal model zonder fouten zal bij gevolg steeds leiden tot twijfelachtige resultaten [23]. Deze topic wordt aangehaald door Hohe en Becker [24], ze beschreven de manieren waarop cellfouten zich in de honingraat manifesteerden.

De invloed van deze fouten op de mechanische eigenschappen werd geanalyseerd door Li et al. [25] (onregelmatige celdikten en geometrieën), Yang et al. [26] (verschillende dikten van de celkruispunten), Simone en Gibson [27, 28] (verschillende dikten van de celkruispunten; cellwandkromming) en ten slotte Guo en Gibson [11] (at random verwijderde celwanden), er werd steeds gebruikgemaakt van ABAQUS modellen van de honingraatkern.

Het is opmerkelijk dat het merendeel van de studies de beschrijving van het kreukelgedrag van honingraat maakt. In de literatuur wordt er over het algemeen niet veel gesproken over structurele toepassingen met honingraat. Honingraat wordt in de literatuur hoofdzakelijk voorgesteld als een materiaal dat kan dienen om bepaalde toepassingen te beveiligen tegen ongewenste schokken als resultaat van het falen van de betreffende toepassingen (zoals bijvoorbeeld kreukelzones in Formule 1 racewagens). Hoewel deze eigenschappen in sommige gevallen wenselijk zijn, blijft de belangrijkste structurele-eigenschap van een laminaatcomposiet de hoge buigstijfheid bij een laag gewicht. Het is dus belangrijk om het statisch gedrag van een honingraatstructuur te kunnen voorspellen, iets wat nog niet is gebeurd in de literatuur. De geschiktheid van deze modellen voor structurele applicaties heeft verder onderzoek nodig.

### *2.3. Orthotroop kernequivalent*

De equivalente modellen worden gegenereerd waarin de geometrisch complexe honingraatkern zal worden vervangen door een solide materiaal met orthotrope materiaaleigenschappen. In de literatuur bestaan er een groot aantal studies die de beschrijving van een of meer van deze constanten trachten te achterhalen. Een complete set van de negen elastische constanten voor honingraatstructuren is moeilijk terug te vinden in de literatuur. Masters en Evans [29] ontwierpen een theoretisch model om  $E_1, E_2, \nu_{12}$  en  $G_{12}$  te bepalen in twee dimensies. Ze bestudeerden buiging en rekmechanismen. Nadat ze de verschillende mechanismen hadden bestudeerd, combineerde ze de resultaten tot een algemeen model waarmee de verschillende resultaten konden worden gereproduceerd. Qunli Liu [30] gaf de berekeningen voor  $E_3, G_{13}$  en  $G_{23}$ . Abd-el Sayed, Jones en Burgess [31] hebben zich toegespitst op  $E_1, E_2$  en  $\nu_{12}$  in twee dimensies. Grediac [32] en Shi & Tong [33] werkten onafhankelijk aan de berekening van  $G_{13}$  en  $G_{23}$ . Ze gingen verder uit de studies van Kelsey et al. [3]. Grediac gebruikte een vierde van een cel en gebruikte de symmetrie van de honingraat om zijn FEM berekeningen te vereenvoudigen. Hij berekende de schuifmodulus. Becker [34] formuleerde  $E_1, E_2, \nu_{12}, \nu_{32}$  en  $G_{12}$  rekeninhoudend met de dikte van de honingraatkern. Zhang & Ashby [35] gaven de formules voor  $E_3, \nu_{32}, \nu_{13}, G_{13}$  en  $G_{23}$ .



Figuur 1: Enkele honingraatcel

Ze analyseerden het stuikgedrag loodrecht op het vlak. Knik, delaminatie en breuk zijn geïdentificeerd als mogelijkheden tot falen. E. Nast [36] voerde een studie uit vergelijkbaar met deze van Abd-el Sayed, Jones en Burgess. Nast gebruikte verschillende randvoorwaarden om de constanten te bepalen en vond een volledige set van negen elastische constanten.

### 3. Parameterdefinitie equivalente kern

#### 3.1. Definitie van de honingraat sandwich

Zoals aangehaald in een vorige paragraaf weten we dat er verschillende parameters kunnen worden gewijzigd in de honingraatstructuur. Het wijzigen van deze parameters leidt rechtstreeks tot een wijziging van de structurele eigenschappen van de honingraat. De meest voorkomende celvorm is deze waarbij de cel de vorm heeft van een uniform hexagonaal prisma. Hoewel deze vorm het meest voorkomend is, bestaan er ook andere, complexere geometrieën. We baseren het structureel onderzoek op deze structuur. Figuur 1 geeft de basisparameters van de honingraat weer.

### 4. Bepaling van de orthotrope constanten voor de equivalente kern

We wensen de kern te modelleren als orthotroop materiaal. De negen elastische constanten die hiervoor benodigd zijn worden in deze paragraaf berekend en getabelleerd. Zoals gebleken uit de literatuurstudie (paragraaf 2.3) zijn er veel verschillende onderzoeken uitgevoerd naar de berekening van deze waarden. In de literatuur blijkt dat niet iedereen het eens is over de berekening van deze constanten. Zo formuleren verschillende onderzoeken onderling tegenstrijdige benaderingen voor de negen elastische parameters die het orthotrope materiaal definiëren. Het is de kunst om de empirische formules, opgesteld uit verschillende onderzoeken, zo te combineren dat de simulaties een zinvol resultaat opleveren. De benodigde parameters ter berekening van de constanten worden in tabel 1 weergegeven.

Om te schetsen in functie van welke parameters de formules voor de elastische constanten worden opgelost, wordt een voorbeeldformule gegeven (vergelijking 1). Men berekent de eerste Young's modulus,  $E_1$ , met de formule van Masters & Evans als volgt [29].

Tabel 1: Parameters van de honingraatkern ter bepaling van het orthotropo materiaal

Item	Eigenschap	Waarde
Celdimensies	$t_c(mm)$	0,0381
	$a(mm)$	3,666
	$\alpha(^{\circ})$	120
Algemene dimensies	$l(mm)$	500
	$b(mm)$	102,6
	$h(mm)$	12,7
Elastische parameters	$E_w(N/mm^2)$	69 E+03
	$\nu_w()$	0.33
	$G_w(N/mm^2)$	26 E+03

$$E_1 = \frac{E}{\frac{\cos \varphi}{(1+\sin \varphi)} \cdot \left[ \frac{\cos^2 \varphi \cdot a^3}{t_c^3} + \frac{(2+\sin^2 \varphi)t}{a} \right]} \quad (1)$$

Zoals men opmerkt worden de orthotrope elastische constanten berekend in functie van enerzijds de geometrische constanten van de honingraat, zijnde  $\alpha, t_c, a, h_c$ , en anderzijds de elastische isotrope elastische constanten van het materiaal waaruit de honingraat is vervaardigd, zijnde  $E, \nu$  en  $G$ . Voor elk specifiek honingraat teststuk zijn dit constante parameters die gegeven zijn.

## 5. Simulaties

### 5.1. Randvoorwaarden en nomenclatuur van de geanalyseerde modellen

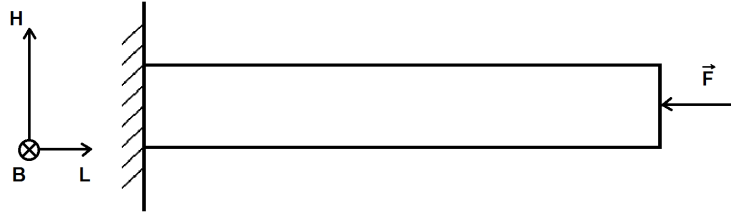
De te behandelen equivalente modellen worden onderworpen aan een reeks belastingsgevallen in het programma Siemens NX. In deze paragraaf wensen we deze belastingsgevallen te definiëren. Om eenvoudig terug te kunnen blikken naar de verschillende resultaten, geven we de verschillende belastingsgevallen ook een naamcode. Bij wijze van voorbeeld wordt het belastingsgeval dat zich karakteriseert door een inklemming op het B,H vlak met een kracht op het overstaande vlak in de L richting genoteerd als „B,H,L” (figuur 2). Dit leidt tot negen mogelijke belastingsgevallen die kunnen worden uitgevoerd om de verschillende modellen met elkaar te vergelijken. Niet alle belastingsgevallen zijn relevant omdat in sommige gevallen de kern nagenoeg geen invloed heeft op de doorbuiging van het teststuk[37]. In tabel 2 worden deze uitgezet. Om nog een extra vergelijkende parameter te kunnen weergeven, onderwerpen we alle modellen tevens aan een modale analyse. De vier eerste eigenfrequenties worden geanalyseerd op overeenkomsten.

Om gemakkelijk te kunnen refereren naar de verschillende equivalente modellen, wensen we deze een korte code mee te geven doorheen dit werk. In tabel 3 worden de naamcodes gedefiniëerd. Het is belangrijk onze keuze voor bepaalde benaderingen te verantwoorden. We wensen de invloed van de verschillende benaderingen met elkaar te vergelijken. De keuze voor de bepaling van de equivalente orthotrope elastische parameters bij EqO1 is gemaakt op basis van de meest voor de hand liggende waarden. Namelijk de benaderingen waarover meerdere



Tabel 2: De negen belastingsgevallen

Item	Inklemming	Richt. $\vec{F}$	F(N)
B,H,H	B,H-vlak	H	250
B,L,L	B,L-vlak	L	250
B,L,H	B,L-vlak	H	250
B,L,B	B,L-vlak	B	250
H,L,H	L,H-vlak	H	250



Figuur 2: Belastingsgeval B,H,L

wetenschappelijke werken het nagenoeg eens zijn. Men wenst de invloed van de discrepanties tussen de benaderingen voor  $E_1$  en  $E_2$  tegenover EqO1 te schetsen door gebruik te maken van model EqO2. De discrepanties tussen de benaderingen voor  $G_{13}$  en  $G_{23}$  tegenover EqO1 worden geschetst door model EqO3. De invloed van  $v_{12}$  wordt geschetst door model EqO4.

### 5.2. Resultaten simulaties

De resultaten van de, na eliminatie overblijvende, vijf belastingsgevallen worden in tabel 4 uitgezet. Tabel 5 toont de resultaten van de modale analyses.

Uit de resultaten merken we op dat model EqO3 grote afwijkingen vertoont op belastingsgevallen BLL, BLB en HLH. Men kan concluderen dat de benadering van E. Nast [36] voor  $G_{13}$  en

Tabel 3: Definitie orthotrope kern

Eig.	Model O1	Model O2	Model O3	Model O4
$E_1$	Masters [29]	Abd El-Sayed [31]	Masters [29]	Masters [29]
$E_2$	Nast [36]	Abd El-Sayed [31]	Nast [36]	Masters [29]
$E_3$	Nast [36]	Liu [30]	Nast [36]	Liu [30]
$v_{12}$	Masters [29]	Masters [29]	Masters [29]	Nast [36]
$v_{23}$	Zhang [35]	Zhang [35]	Zhang [35]	Zhang [35]
$v_{13}$	Zhang [35]	Zhang [35]	Zhang [35]	Zhang [35]
$G_{12}$	Masters [29]	Masters [29]	Masters [29]	Masters [29]
$G_{13}$	Liu [30]	Liu [30]	Nast [36]	Grediac [32]
$G_{23}$	Grediac [32]	Grediac [32]	Nast [36]	Liu [30]

Tabel 4: De deflecties van de vijf belastingsgevallen in mm

Model	B,H,H	B,L,L	B,L,H	B,L,B	H,L,H
CoHC	4.10	2.55 E-04	5.45 E-05	4.20 E-04	2.11 E-02
EqO1	4.26	2.71 E-04	5.88 E-05	4.31 E-04	2.04 E-02
EqO2	4.20	7.74 E-04	5.89 E-05	4.38 E-04	2.04 E-02
EqO3	4.14	1.52 E-04	5.90 E-05	2.27 E-04	1.36 E-02
EqO3	4.26	2,79 E-04	5.88 E-05	4.20 E-04	2.04 E-02

Tabel 5: Eigenfrequenties van de verschillende modellen

Model	Mode1 (Hz)	Mode2 (Hz)	Mode3 (Hz)	Mode4(Hz)
CoHC	496,3	843,2	1095	1619
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2
EqO1	493,1	834,7	1080	1609
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2
EqO2	495,4	834,9	1082	1610
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2
EqO3	517,4	991,4	1220	1806
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2
EqO4	493,1	834,7	1080	1609
	Buig1	Torsie1	Buig2	Torsie2

$G_{23}$  het complex model onvoldoende benadert. Hoewel de benaderingen voor  $E_1$  en  $E_2$  sterke verschillen vertonen tussen elkaar, is er geen groot verschil op te merken op vlak van de belastingsgevallen en de eigenfrequenties. Om deze reden hebben we de simulaties opnieuw gedaan gebruikmakend van een verfijnde discretisatie van het model. Men merkt uit de resultaten op dat modellen Eq01 en Eq02 bijna niet met elkaar verschillen in de simulaties. Daarom besluiten we dat parameter  $E_1$  en  $E_2$  van ondergeschikt belang zijn in de bepaling van de orthotrope materiaaleigenschappen van de equivalente kern. Legon [37] geeft in zijn werk een beschrijving van de doorbuiging van de drie verfijnde modellen over 400 meetpunten. Opmerkelijk is dat de twee equivalente modellen het complexe model nauwkeurig benaderen. Eenzelfde methode wordt gehandhaafd ter bepaling van het verschil in doorbuiging en eigenfrequenties tussen de bepaling van Masters & Evans en Nast. Dit werd gedaan door model EqO4. Men concludeert uit de metingen dat de waarden voor doorbuiging en eigenfrequenties maximaal 4% verschillen met EqO1 en EqO2. Vermits het complexe model de realiteit met een afwijking van ongeveer 7,56% benadert, concluderen we dat in dit geval beide formules kunnen worden gebruikt. Niettegenstaande deze formules beide gelden, formuleert men echter een voorkeur. Men opteert voor de benadering met de laagste stijfheidsmodulus omdat in tabel 4 de deflecties van de equivalente modellen steeds iets lager uitvallen dan het referentiemodel. Nudat de belangrijkste invloeden werden besproken, kan men overgaan tot de definitie van het finale model.

## 6. Definitie van het finale model

### 6.1. Selectie best presterende model

Op basis van de uitgevoerde simulaties kunnen we de keuze van benadering voor de equivalente orthotrope kern maken. Het viel op dat modellen EqO1 en EqO2 het best presteerden op vlak van de vijf behandelde belastingsgevallen en de modale analyse. Deze modellen zullen de basis vormen waarrond het finale model zal worden opgebouwd. De berekening van deze constanten vergt tijd. Daarom is er gewenst verkorte formules op te stellen ter bepaling van deze elastische constanten.

### 6.2. Definitie finale model

Men kan uit het werk van Legon [37] concluderen dat de waarden voor  $E_1$  en  $E_2$  ten opzichte van  $E_3$  relatief klein zijn. De numerieke analyses wezen ook uit dat de fluctuaties van deze twee parameters niet veel invloed hadden op de uiteindelijke doorbuiging van de belastingsgevallen. Een soorgelijke trend treedt op tussen de waarden voor de schuifmoduli. Hier merkt men op dat schuifmodulus  $G_{12}$  van ondergeschikt belang is tegenover de twee resterende schuifmoduli. Vermits de honingraatstructuur opgebouwd is uit wiskundig regelmatige vormen, zou het mogelijk zijn dat er onderlinge relaties tussen de verschillende elastische parameters zich manifesteren. Een combinatie van de vernoemde veronderstellingen leidt tot verkorte formules. Deze worden in tabel 6 gepresenteerd. Men merkt onder meer op dat er een constante verhouding bestaat tussen  $G_{13}$  en  $G_{23}$ . Om de formules te vereenvoudigen werd een nieuwe parameter, zijnde  $K$ , gedefiniëerd. Parameter  $K$  wordt bekomen door het delen van de benadering van  $E_3$  door Liu [30] met benadering van  $E_2$  door Masters & Evans [29].

Tabel 6: Formules finale model

Item	Formule
$E_1$	$\frac{E_3}{K}$
$E_2$	$\frac{E_3}{K}$
$E_3$	$\frac{2.E.t}{\cos \varphi.(1+\sin \varphi).a}$
$\nu_{12}$	$\frac{(1+\sin \varphi). \sin^2 \varphi}{12. \cos^2 \varphi. \left[ \frac{\cos \varphi}{3} - \frac{1+\cos \varphi}{8} \right]}$
$\nu_{23}$	0
$\nu_{13}$	0
$G_{12}$	$\frac{G_{23}}{K}$
$G_{13}$	$\frac{3.G_{23}}{2}$
$G_{23}$	$\frac{\cos \varphi.t.G}{(1+\sin \varphi).a}$
$K$	$2. \tan^2 \varphi \frac{a^2}{t^2}$

## 7. Conclusie

Zoals voorheen gesteld werd, is het hoofddoel een equivalent model te ontwikkelen om de benodigde voorbereidingstijd, berekentijd en hardwarecomponenten te verkleinen. In deze paragraaf wordt op deze manier een vergelijking gemaakt. In tabel 7 worden de twee modellen met elkaar vergeleken op vlak aantal elementen en knooppunten, rekentijd, en hardwarebenodigdheden. Deze waarden zijn berekend voor de modale analyse en werden uitgevoerd met solver SEMODES 103. Het succes van het equivalent model komt tot uiting wanneer men tabel 7 bekijkt. De rekentijd werd met grootteorde  $10^5$  verkleind. Het resultaat uit zich alsook in de grootte van de bestanden waarin de resultaten worden opgeslagen. Een reductie van het aantal knooppunten met factor 322 wordt bereikt. Dit het belangrijkste resultaat van deze studie. De effectieve rekentijd van het complexe model benaderde 13uur. Het is opmerkelijk dat we reeds een enorme rekentijd bekomen terwijl we slechts een model van ongeveer 1200 cellen hebben behandeld. In realiteit worden honingraat platen met meer dan tienduizenden cellen gebruikt in praktische toepassingen. De benodigde rekentijd zou immens groot worden. Dit zou kunnen worden opgelost door het aanwenden van gespecialiseerde supercomputers, wat ten koste gaat van financiële mogelijkheden. Met het gebruik van de equivalente modelleringsmethode die in dit werk werd geformuleerd worden deze beperkingen omzeild.

Zoals blijkt uit de simulaties, is het simuleren van honingraatstructuren een tijdrovende bezigheid. De eindige elementenanalyse van complexe geometrieën, zoals de honingraat, brengt heel wat moeilijkheden met zich mee. Deze moeilijkheden manifesteren zich voornamelijk als een geheugentekort in de computers die de solve-algoritmen moeten uitvoeren. Om de benodigde voorbereiding- en berekentijd te verkleinen werd onderzoek gedaan naar methoden om deze complexe geometrieën op een gemakkelijker manier te kunnen simuleren. Het blijkt mogelijk

Tabel 7: Vergelijking complex en equivalent model

Item	Referentie	Equivalent
Type elementen	Tetra4	Hex8
Aantal elementen	840896	3276
Aantal knooppunten	1443907	4480
Benodigde rekestijd (s)	47440	2
Geheugengebruik (MB)	4668	100
Bestandsgrootte (MB)	1610	39

te zijn de honingraatkern te beschouwen als continue orthotroop materiaal. Dit zorgt ervoor dat een honingraatplaat kan worden gemodelleerd als continue structuur. De complexe geometrie blijft daarbij achterwege terwijl de mechanische eigenschappen van de honingraat wel worden geuit.

Vanaf heden kan men de honingraatstructuur substitueren door continue orthotrope materialen. De negen elastische constanten worden met behulp van de formules in tabel 6 berekend. Om deze berekening te vereenvoudigen werd er een excel rekenblad opgesteld [37]. Het volstaat om slechts de geometrische eigenschappen van de honingraat in te geven, alsook het materiaal waaruit het is vervaardigd. Het rekenblad berekent automatisch de negen elastische constanten. De structurele simulaties benaderen de realiteit met een relatieve fout van ongeveer 15%. De theoretische berekeningen hebben een marge van ongeveer 6%. De reden hiervoor is dat de simulatie geen rekening kan houden met het degraderen van de verbinding tussen kern en wand in de sandwichstructuur. De modale analyse voorspelt de eigenfrequenties met een enorm kleine relatieve fout van 0,18%. Er wordt geconcludeerd dat het equivalente sandwichmodel dat in deze paper werd gepresenteerd kan worden gebruikt als snelle, goedkope, flexibele tool in de preliminaire ontwerpstadia van structuren zoals vliegtuigvleugels of monocoqueontwerpen.

## Referenties

- [1] J. Kee Paik, A. K. Thayamballi, G. Sung Kim, The strength characteristics of aluminum honeycomb sandwich panels, *ThinWalled Structures* 35 (3) (1999) 205–231. doi:10.1016/S0263-8231(99)00026-9.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263823199000269>
- [2] A. Abbadi, Y. Koutsawa, A. Carmasol, S. Belouettar, Z. Azari, Experimental and numerical characterization of honeycomb sandwich composite panels, *Simulation Modelling Practice and Theory* 17 (10) (2009) 1533–1547. doi:10.1016/j.simpat.2009.05.008.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1569190X09000604>
- [3] S. Kelsey, R. A. Gellatly, B. W. Clark, The Shear Modulus of Foil Honeycomb Cores: A Theoretical and Experimental Investigation on Cores Used in Sandwich Construction, *Aircraft Engineering and Aerospace Technology* 30 (10) (1958) 294–302. doi:10.1108/eb033026.  
URL <http://www.emeraldinsight.com/10.1108/eb033026>

- [4] P. W. Witherell, Air cushion vehicle structural design methods, Master's thesis, The George Washington University (1977).
- [5] K. Okuto, K. Namba, H. Mizukoshi, Y. Hiyama, The analysis and design of honeycomb welded structures, *Journal of Light Metal Welding and Construction* 29 (8) (1991) 361–368.
- [6] H. Kobayashi, M. Daimaruya, K. Okuto, Elasto-plastic bending deformation of welded honeycomb sandwich panel, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers* 60 (572) (1994) 361–368.
- [7] W. N. Yeh, Y. E. Wu, Enhancement of buckling characteristics for sandwich structure with fiber reinforced composite skins and core made of aluminum honeycomb and polyurethane foam, *Journal of Theoretical and Applied Fracture Mechanics* 15 (1991) 63–74.
- [8] T. Kunimoto, H. Yamada, Study on the buffer characteristics of the honeycomb sandwich construction under dynamic loading, *Journal of Light Metals* 37 (5) (1987) 327–331.
- [9] T. Kunimoto, N. Mori, Study on the buffer characteristics of the corrugated-core used for the 5051 aluminum alloy sandwich construction under dynamic loading, *Journal of Light Metals* 39 (10) (1989) 687–692.
- [10] S. D. Papka, S. Kyriakides, Experiments and full-scale numerical simulations of in-plane crushing of a honeycomb, *Acta Materialia* 46 (8) (1998) 2765–2776. doi:10.1016/S1359-6454(97)00453-9.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359645497004539>
- [11] X. E. Guo, L. J. Gibson, Behavior of Intact and Damaged Honeycombs: a Finite Element Study, *International Journal of Mechanical Sciences* 41 (1) (1999) 85–105.
- [12] D. Ruan, G. Lu, B. Wang, T. X. Yu, In-plane dynamic crushing of honeycombs a finite element study, *International Journal of Impact Engineering* 28 (2) (2002) 161–182. doi:10.1016/S0734-743X(02)00056-8.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0734743X02000568>
- [13] Z. Zou, Reid, P. Tan, S. Li, J. Harrigan, Dynamic crushing of honeycombs and features of shock fronts, *International Journal of Impact Engineering* 36 (1) (2009) 165–176.  
URL <http://discovery.ucl.ac.uk/170690/>
- [14] Z. Zheng, J. Yu, J. Li, Dynamic crushing of 2D cellular structures: A finite element study, *International Journal of Impact Engineering* 32 (1-4) (2005) 650–664. doi:10.1016/j.ijimpeng.2005.05.007.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0734743X05000795>
- [15] C. C. Chamis, R. A. Aiello, P. L. N. Murthy, Apparent properties of a honeycomb core sandwich panel by numerical experiments, *Journal of Composites Technology and Research* 10 (1988) 93–99.
- [16] U. Karlsson, N. Wetteskog, Ekvivalenta Styvhetsparametrar för Honeycomb, Master's thesis, Chalmers Tekniska Högskola, Zweden (1987).

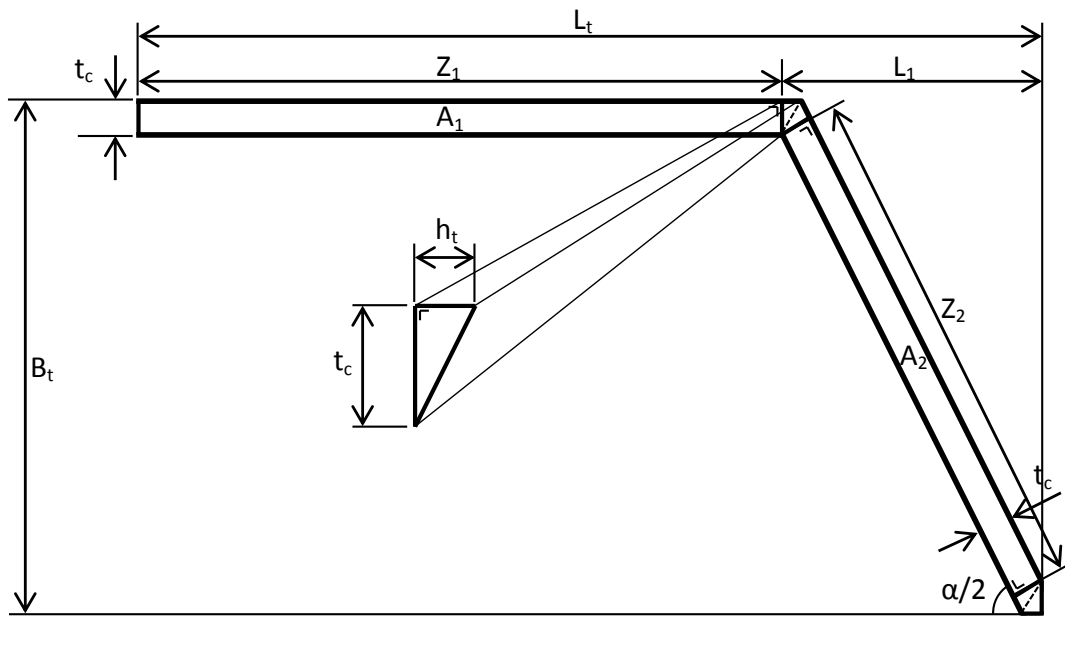
- [17] R. M. Martinez, Apparent properties of a honeycomb core sandwich panel by numerical experiment, Master's thesis, University of Texas (1989).
- [18] W. Elspass, Thermostabile Strukturen in Sandwichbauweise, Ph. d. thesis, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Switzerland (1989).
- [19] W. Elspass, Design of High Precision Sandwich Structures Using Analytical and Finite Element Models, in: 6th World Congress on Finite Element Methods, Banff, Canada, 1990, pp. 658–664.
- [20] S. Mistou, M. Sabarots, M. Karama, Experimental and numerical simulations of the static and dynamic behaviour of sandwich plates, in: European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering, Barcelona, Spanje, 2000.
- [21] C. C. Foo, G. B. Chai, L. K. Seah, A model to predict low-velocity impact response and damage in sandwich composites, *Composites Science and Technology* 68 (6) (2008) 1348–1356. doi:10.1016/j.compscitech.2007.12.007.  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0266353807004757>
- [22] G. Allegri, U. Lecci, M. Machetti, F. Poscente, FEM Simulation of the Mechanical Behaviour of Sandwich Materials for Aerospace Structures, *Key Engineering Materials* 221-222 (2002) 209–220.
- [23] L. Gornet, S. Marguet, G. Marckmann, Failure and Effective Elastic Properties Predictions of Nomex Honeycomb Cores, in: 12th European Conference on Composite Materials, Biarritz, Frankrijk, 2006.
- [24] J. Hohe, W. Becker, Effective stress-strain relations for two-dimensional cellular sandwich cores: Homogenization, material models, and properties, *Applied Mechanics Reviews* 55 (1) (2002) 61. doi:10.1115/1.1425394.  
URL <http://link.aip.org/link/AMREAD/v55/i1/p61/s1&Agg=doi>
- [25] K. Li, X. L. Gao, J. Wang, Dynamic crushing behavior of honeycomb structures with irregular cell shapes and non-uniform cell wall thickness, *International Journal of Solids and Structures* 44 (14-15) (2007) 5003–5026. doi:10.1016/j.ijsolstr.2006.12.017.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0020768306005427>
- [26] M.-Y. Yang, J.-S. Huang, J. W. Hu, Elastic Buckling of Hexagonal Honeycombs with Dual Imperfections, *Composite Structures* 82 (3) (2008) 326–335.
- [27] A. E. Simone, L. J. Gibson, Effects of solid distribution on the stiffness and strength of metallic foams, *Acta Materialia* 46 (6) (1998) 2139. doi:10.1016/S1359-6454(97)00421-7.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359645497004217>
- [28] A. E. Simone, L. J. Gibson, The effects of cell face curvature and corrugations on the stiffness and strength of metallic foams, *Acta Materialia* 46 (11) (1998) 3929–3935. doi:10.1016/S1359-6454(98)00072-X.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135964549800072X>

- [29] I. G. Masters, K. E. Evans, Models for the elastic deformation of honeycombs, *Composite Structures* 35 (4) (1996) 403–422. doi:10.1016/S0263-8223(96)00054-2.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822396000542>
- [30] Q. Liu, Y. Zhao, Effect of Soft Honeycomb Core on Flexural Vibration of Sandwich Panel using Low Order and High Order Shear Deformation Models, *Journal of Sandwich Structures and Materials* 9 (2007) 95–108.
- [31] F. K. A. El-Sayed, R. Jones, I. W. Burgess, A theoretical approach to the deformation of honeycomb based composite materials, *Composites* 10 (4) (1979) 209–214. doi:10.1016/0010-4361(79)90021-1.  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0010436179900211>
- [32] M. Grediac, A finite element study of the transverse shear in honeycomb cores, *International Journal of Solids and Structures* 30 (13) (1993) 1777–1788. doi:10.1016/0020-7683(93)90233-W.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/002076839390233W>
- [33] G. Shi, P. Tong, Equivalent transverse shear stiffness of honeycomb cores, *International Journal of Solids and Structures* 32 (10) (1995) 1383–1393. doi:10.1016/0020-7683(94)00202-8.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0020768394002028>
- [34] W. Becker, Closed-form analysis of the thickness effect of regular honeycomb core material, *Composite Structures* 48 (1-3) (2000) 67–70. doi:10.1016/S0263-8223(99)00074-4.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822399000744>
- [35] J. Zhang, M. F. Ashby, The out-of-plane properties of honeycombs, *International Journal of Mechanical Sciences* 34 (6) (1992) 475–489. doi:10.1016/0020-7403(92)90013-7.  
URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0020740392900137>
- [36] E. Nast, On honeycomb-type core moduli, in: 38th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Structures, Structural Dynamics, and Materials and Co-located Conferences, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1997. doi:doi:10.2514/6.1997-1178.  
URL <http://dx.doi.org/10.2514/6.1997-1178>
- [37] T. Legon, The equivalent modeling and analysis of aluminum honeycomb structures, a finite element study, Master’s thesis, Artesis University College (2013).



## Addendum 2 - Massadichtheid honingraat

In dit addendum vindt u de uitgebreide berekeningen die ter bepaling van vergelijking 3.4 in sectie 3.3.2 werden uitgevoerd. Herinner dat er wordt gezocht naar de verhouding van aanwezig materiaal tegenover de volledige oppervlakte  $B_t \cdot L_t$ .



Figuur 6.1: Schets eenheidscel honingraatstructuur

Totale oppervlakte van de doorsnede

$$A_{tot} = L_t \cdot B_t \quad (6.1)$$

Totale oppervlakte van het aanwezige materiaal in de doorsnede

$$A_{mat} = A_1 + A_2 + 4 \cdot A\Delta \quad (6.2)$$

Oppervlakte  $A\Delta$

$$A\Delta = \text{basis} \cdot \text{hoogte} / 2 \quad (6.3)$$

$$A\Delta = t_c \cdot (t_c \cdot \tan(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2})) / 2 \quad (6.4)$$

Oppervlakten  $A_1$  en  $A_2$

$$A_1 = t_c \cdot Z_1 \quad (6.5)$$

$$A_2 = t_c \cdot Z_2 \quad (6.6)$$

$$Z_1 = L_t - L_1 \quad (6.7)$$

$$L_1 = (B_t - t_c) \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right) + t_c \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right) \quad (6.8)$$

$$L_1 = B_t \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right) \quad (6.9)$$

$$Z_1 = L_t - B_t \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right) \quad (6.10)$$

$$Z_2 = \frac{B_t - t_c}{\sin \frac{\alpha}{2}} - h_t = \frac{B_t - t_c}{\sin \frac{\alpha}{2}} - t_c \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right) \quad (6.11)$$

(6.10 in 6.5) en (6.11 in 6.6) en 6.4 in 6.2 geeft 6.12

$$A_{mat} = t_c \cdot (L_t - B_t \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right)) + t_c \left(\frac{B_t - t_c}{\sin \frac{\alpha}{2}} - t_c \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right)\right) + 2 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2}\right) \cdot t_c^2 \quad (6.12)$$

$$A_{mat} = t_c \cdot (L_t - B_t \cdot \cot \frac{\alpha}{2}) + t_c \left(\frac{B_t - t_c}{\sin \frac{\alpha}{2}} - t_c \cdot \cot \frac{\alpha}{2}\right) + 2 \cdot \cot \frac{\alpha}{2} \cdot t_c^2 \quad (6.13)$$

$$A_{mat} = t_c \cdot L_t - t_c \cdot B_t \cdot \cot \frac{\alpha}{2} + \frac{t_c \cdot B_t}{\sin \frac{\alpha}{2}} - \frac{t_c^2}{\sin \frac{\alpha}{2}} + t_c^2 \cdot \cot \frac{\alpha}{2} \quad (6.14)$$

$$A_{mat} = t_c \cdot L_t - t_c \cdot B_t \cdot \frac{-1 + \cos \frac{\alpha}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} + t_c^2 \frac{-1 + \cos \frac{\alpha}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (6.15)$$

$$A_{mat} = t_c \cdot L_t + (t_c^2 - t_c \cdot B_t) \cdot \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - 1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (6.16)$$

$$A_{mat} = t_c \left[ L_t + (t_c - B_t) \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - 1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (6.17)$$

Verhouding der oppervlakten

$$\rho_k = \frac{A_{mat}}{A_{tot}} \rho_w \quad (6.18)$$

6.1 en 6.17 in 6.18 geeft 6.19

$$\rho_k = \frac{t_c \left[ L_t + (t_c - B_t) \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - 1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right]}{L_t B_t} \cdot \rho_w \quad (6.19)$$

Q.E.D.

### Addendum 3 - Orthotrope elastische constanten

In dit addendum worden alle verschillende benaderingen die in de literatuur terug te vinden zijn voor de bepaling van de negen orthotrope elastische constanten getabelleerd. Voor definitie van het assenstelsel wordt er verwezen naar Sectie 2.3.4. De verklaring van de gebruikte symbolen wordt teruggevonden in de nomenclatuurlijst.

#### Berekening $E_1$

Masters & Evans [34]

$$E_1 = \frac{E}{\frac{\cos \varphi}{1 + \sin \varphi} \cdot \left[ \frac{\cos^2 \varphi \cdot a^3}{t_c^3} + \frac{(2 + \sin^2 \varphi) \cdot t_c}{a} \right]} \quad (6.20)$$

Nast [72]

$$E_1 = \frac{t_c^3 \cdot (1 + \sin \varphi) \cdot E}{12a^3 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \left[ \frac{1 - \cos \varphi}{8} + \frac{\cos \varphi}{12} \right] \cdot (1 - \nu^2)} \quad (6.21)$$

Abd El-Sayed [67]

$$E_1 = \frac{6 \cdot \cos \varphi \cdot \tan^2 \varphi \cdot t_c \cdot E}{\left[ \frac{a^2}{4 \cdot \tan^2 \varphi \cdot h_c^2} + \sin \varphi + a \cdot \frac{\cos \varphi}{2} \right] \cdot a} \quad (6.22)$$

#### Berekening $E_2$

Masters & Evans [34]

$$E_2 = \frac{E}{\frac{1 + \sin \varphi}{\cos \varphi} \cdot \left[ \frac{\sin^2 \varphi \cdot a^3}{t_c^3} + \frac{(\cos^2 \varphi) \cdot t_c}{a} \right]} \quad (6.23)$$

Nast [72]

$$E_2 = \frac{E \cdot t_c^3 \cdot \cos \varphi}{(1 + \sin \varphi) \cdot a^3 \cdot \sin^2 \varphi \cdot (1 - \nu^2)} \quad (6.24)$$

Abd El-Sayed [67]

$$E_2 = \frac{2 \cdot E \cdot t_c \cdot \cos \varphi}{3 \cdot \left[ \frac{a^2}{4 \cdot \tan^2 \varphi \cdot h_c^2} + \cos^2 \varphi \right] \cdot a} \quad (6.25)$$

**Berekening  $E_3$** 

Universeel aanvaard(Nast, Liu, Zhang)[66, 71, 72]

$$E_3 = \frac{2.E.t_c}{\cos \varphi.(1 + \sin \varphi).a} \quad (6.26)$$

**Berekening  $G_{12}$** 

Masters &amp; Evans [34]

$$G_{12} = \frac{E}{\frac{3.\cos \varphi.a^3}{(1+\sin \varphi).t_c^3} + \left[ \cos \varphi + a.\tan \varphi.(1 + \sin \varphi) \right].\frac{a}{t_c}} \quad (6.27)$$

Nast [72]

$$G_{12} = \frac{E.t_c^3.(\sin \varphi + 1)}{a^3.(1 - \nu^2).\cos \varphi.(6,25 - 6.\sin \varphi)} \quad (6.28)$$

**Berekening  $G_{23}$** 

Liu, Grediac, Zhang [66, 68, 71]

$$G_{23} = \frac{\cos \varphi.t_c.G}{(1 + \sin \varphi).a} \quad (6.29)$$

Nast [72]

$$G_{23} = \frac{10.t_c.G}{9.(1 + \sin \varphi).a.\cos \varphi^3} \quad (6.30)$$

Shi [69]

$$G_{23} = \frac{\tan \varphi.t_c.G}{a} \quad (6.31)$$

**Berekening  $G_{13}$** 

Liu [66]

$$G_{13} = \frac{(1 + \sin \varphi) \cdot G \cdot t_c}{2 \cdot \cos \varphi \cdot a} \quad (6.32)$$

Nast [72]

$$G_{13} = \frac{2 \cdot G \cdot t_c}{\cos \varphi \cdot a (1 + \sin \varphi)} \quad (6.33)$$

Shi [69]

$$G_{13} = \frac{3 \cdot G \cdot t_c \cdot \tan \varphi}{2 \cdot a} \quad (6.34)$$

Grediac, Ashby [68, 71]

$$G_{13} < \frac{(1 + \sin^2 \varphi) \cdot G \cdot t_c}{(1 + \sin \varphi) \cdot \cos \varphi \cdot a} \quad (6.35)$$

$$G_{13} > \frac{(1 + \sin \varphi) \cdot G \cdot t_c}{2 \cdot \cos \varphi \cdot a} \quad (6.36)$$

**Berekening  $\nu_{12}$** 

Masters &amp; Evans [34]

$$\nu_{12} = \frac{(1 + \sin \varphi) \cdot \sin \varphi}{\cos^2 \varphi} \quad (6.37)$$

Nast [72]

$$\nu_{12} = \frac{(1 + \sin \varphi) \cdot \sin^2 \varphi}{12 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \left[ \frac{\cos \varphi}{3} - \frac{1 + \cos \varphi}{8} \right]} \quad (6.38)$$

Abd El-Sayed [67]

$$\nu_{12} = 3 \cdot \tan^2 \varphi \quad (6.39)$$

**Berekening**  $\nu_{23}$ 

Nast [72]

$$\nu_{23} = \frac{t_c^2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \nu}{2 \cdot a^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot (1 - \nu^2)} \quad (6.40)$$

**Berekening**  $\nu_{13}$ 

Nast [72]

$$\nu_{13} = \frac{t_c^2 \cdot (1 + \sin \varphi)^2 \cdot \nu}{24 \cdot a^2 \cdot \cos \varphi \cdot \left[ \frac{\cos \varphi}{3} - \frac{1 + \cos \varphi}{8} \right] \cdot (1 - \nu^2)} \quad (6.41)$$

## Addendum 4 - Finale formules

In dit addendum wordt meer informatie gegeven over de bepaling van de finale formules uit Sectie 4.4.2. Zoals in Sectie 4.4.2 werd vermeld, bestaan er onderlinge wiskundige relaties tussen de verschillende best-presterende formules. Door deze overeenkomstige wiskundige relaties te extraheren uit de verschillende formules, wordt parameter  $K$  bekomen. Deze parameter zal worden gebruikt om de verschillende benaderingen te vereenvoudigen zodat de berekening ervan sneller geschiedt. Deze relaties werden hoofdzakelijk via de trial & error methode bepaald aan de hand van een excel rekenblad om de relaties tussen verschillende formules te beschrijven bij variërende geometrische parameters. Er werd beslist als parameter  $K$  de verhouding van  $E_3$  door Liu [66] met de benadering van  $E_2$  door Masters & Evans [34] te gebruiken als basis om de vereenvoudigde formules op te stellen. Uit de verificatieprocedure blijkt deze benadering te volstaan. Het rekenblad werd in Addendum 5 bijgevoegd.

### Berekening $E_3$

Universeel aanvaard(Nast, Liu, Zhang)[66, 71, 72]

$$E_3 = \frac{2.E.t_c}{\cos \varphi.(1 + \sin \varphi).a} \quad (6.42)$$

### Berekening $E_2$

Masters & Evans [34]

$$E_2 = \frac{E}{\frac{1+\sin \varphi}{\cos \varphi} \cdot \left[ \frac{\sin^2 \varphi . a^3}{t_c^3} + \frac{(\cos^2 \varphi) . t_c}{a} \right]} \quad (6.43)$$

### Berekening $K$

$$\frac{E_3}{E_2} = \frac{\left( \frac{2.E.t_c}{\cos \varphi.(1+\sin \varphi).a} \right)}{\left( \frac{E}{\frac{1+\sin \varphi}{\cos \varphi} \cdot \left[ \frac{\sin^2 \varphi . a^3}{t_c^3} + \frac{(\cos^2 \varphi) . t_c}{a} \right]} \right)} \quad (6.44)$$

Herwerken geeft 6.45

$$K = \frac{2.t}{a. \cos^2 \varphi} \cdot \left( \frac{\sin^2 \varphi . a^3}{t_c^3} + \frac{\cos^2 \varphi . t_c}{a} \right) \quad (6.45)$$



$t_c$  en  $a$  binnen de haken geeft 6.46

$$K = \frac{2}{\cos^2 \varphi} \cdot \left( \frac{\sin^2 \varphi \cdot a^2}{t_c^2} + \frac{\cos^2 \varphi \cdot t_c^2}{a^2} \right) \quad (6.46)$$

$\cos^2 \varphi$  binnen de haken geeft 6.47

$$K = 2 \cdot \left( \tan^2 \varphi \cdot \frac{a^2}{t^2} + \frac{t^2}{a^2} \right) \quad (6.47)$$

Voor alle honingraten is de verhouding  $\frac{t^2}{a^2}$  verwaarloosbaar klein. Met de gegevens uit tabel 3.3 in sectie 3.3.3 wordt er een waarde bekomen voor deze verhouding gelijk aan  $1,08 \cdot 10^{-4}$ . Deze formule kunnen we dus herleiden naar 6.48.

$$K = \frac{2 \cdot a^2}{t^2} \tan^2 \varphi. \quad (6.48)$$





