Lectoraat Kunststoftechnologie

AMBITION Deel 3: Lichtgewicht ontwerpen met lattice-structuren

Colofon

Titel:	AMBITION deel 3: Lichtgewicht ontwerpen met lattice-structuren
Publicatie nummer:	LKT-AM-108685-22-03
Publicatiedatum:	Mei 2022
Auteurs:	T. Stobbe, R. van Abbema, G. Heideman
Subsidieverstrekker:	GreenPAC Polymer Application Centre en Provincie Overijssel
Fotografie:	Hogeschool Windesheim
Onderzoekslijnen:	1 Circulaire economie; 2 Industrial Additive Manufacturing (3D printen); 3 Hybride ontwerp; 4 Duurzaam produceren
In samenwerking met:	Perron 038, K3D, MOBA, Machinefabriek Geurtsen, AWL, Trivium, Trumpf, Nikhef, Amitek, Technologies Added, Technicampus, Tricas

Deze publicatie wordt uitgebracht door het Lectoraat Kunststoftechnologie, een praktijkgerichte onderzoeksgroep op Hogeschool Windesheim die zijn basis heeft in Engineering & Design. Zoals passend bij lectoraten in combinatie met de gebruikte subsidieregeling, is het onderzoek uitgewerkt tot een TRL-niveau van maximaal 7: demonstratie systeemprototype in operationele omgeving. Het werk is zo opgeschreven dat het na-werkbaar is, maar bedrijfsspecifieke data is soms weggelaten.

Voorwoord

De vormvrijheid die AM biedt kan op vele manieren worden benut. In het geval van Laser Powderbed Fusion (LPBF) kan deze vormvrijheid onder andere worden benut voor het realiseren van lichtgewicht ontwerp. Een bekende methode voor lichtgewicht ontwerp is het toepassen van een topologie-optimalisatie, maar de organische vormen die hierbij ontstaan zijn niet voor iedere toepassing wenselijk. Een alternatieve methode om gewicht te besparen is het toepassen van lattice-structuren. Deze raster-achtige patronen bestaan uit repeterende (open) cel-eenheden die gebruikt kunnen worden om een bepaald volume te vullen. Weliswaar kan op deze manier fors gewicht bespaard worden, maar de eigenschappen van de lattice-structuren zijn soms ook afwijkend van die van het bulkmateriaal.

Dit rapport geeft aan de hand van verschillende deel-onderzoeken een inzicht in de eigenschappen van lattice-structuren en hoe men hier als ontwerper mee om kan gaan. Er worden een aantal ontwerprichtlijnen beschreven en experimenten uiteengezet waarin de mechanische eigenschappen zijn onderzocht voor compressie en voor doorbuiging. Daarnaast is onderzocht of de mechanische eigenschappen van dergelijke geometrieën kunnen worden voorspeld en geoptimaliseerd aan de hand van berekeningen en simulatietechnieken.

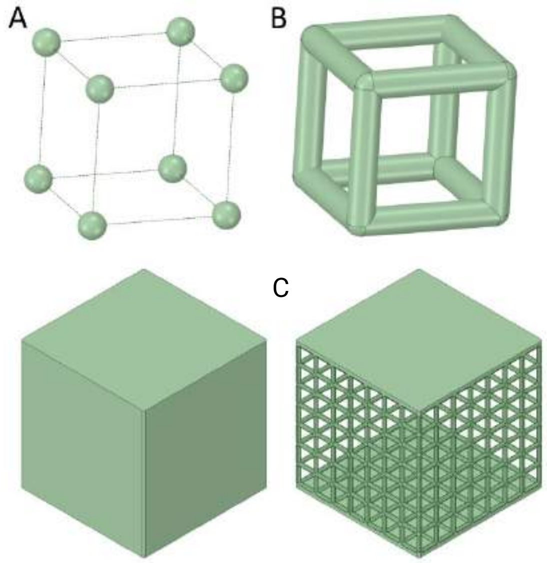
Een woord van dank voor de stagiairs die hebben bijgedragen aan dit onderzoek: Arjan van Elmpt voor het uitvoeren van het onderzoek naar de printbaarheid en compressie-eigenschappen van verschillende lattice-structuren; Guido de Wit voor zijn onderzoek naar de doorbuig-eigenschappen en Jasper Kroeze voor zijn onderzoek naar het optimaliseren van lattice-structuren.

Inhoudsopgave

1. Inleiding

De vormvrijheid die AM biedt kan op verscheidene manieren worden benut. Een welbekend voorbeeld hiervan is lichtgewicht ontwerpen. Met behulp van moderne software-tools kunnen unieke vormen worden gecreëerd waarbij het materiaal optimaal wordt gebruikt. In de meest ideale situatie worden de optredende spanningen gelijkmatig verdeeld over het product, zodat elk deel van het materiaal maximaal wordt benut. Ontwerpen vanuit deze gedachte kan op verschillende manieren worden benaderd. Bij het toepassen van een *topologie-optimalisatie* wordt dit bijvoorbeeld bereikt door middel van een iteratief proces (van *FEM-analyses*), waarbij overbodig materiaal wordt verwijderd. Middels deze methode ontstaan organische vormen die de materiaaleigenschappen optimaal benutten.

Dit is een bewezen methode [1, 2], maar dergelijke geometrieën zijn niet voor iedere toepassing geschikt. Wanneer de contour van het product aan bepaalde eisen moet voldoen, bijvoorbeeld bij matrijzen/tooling, bij toepassingen waarbij aerodynamica een rol speelt of om esthetische redenen, kan het toepassen van een *lattice-structuur* een goed alternatief zijn voor een topologie-optimalisatie. Een andere reden om voor een lattice-structuur te kiezen is gebaseerd op een mogelijk nadeel van topologisch-geoptimaliseerde ontwerpen. Deze ontwerpen zijn namelijk berekend op een specifieke load case, wat betekent dat deze ontwerpen vaak minder goed bestand zijn tegen belastingen uit een onverwachte richting. Omdat de eigenschappen van de meeste lattice-structuren vrijwel isotroop zijn, is dit vaak een betere keuze wanneer de load case slecht te voorspellen is.



Figuur 1 - Basic Cubic lattice; A: Nodes; B: Lattice cel, nodes verbonden middels struts; C: Lattice structuur toegepast in een kubusvormig object

Een lattice-structuur wordt opgebouwd uit open cel-eenheden, die in een regelmatig patroon gerangschikt worden. Een lattice-cel wordt opgebouwd uit zogeheten *struts* (stangen) en *nodes* (knooppunten) en kan verscheidene vormen aannemen (Figuur 1). Naarmate het aantal verbonden lattice-cellen toeneemt, gaat het materiaal zich in toenemende mate gedragen als een homogeen *metamateriaal,* met unieke eigenschappen die het basismateriaal niet bezit. Zo kunnen, naast de mechanische eigenschappen, bijvoorbeeld de akoestische (dempings)eigenschappen of diëlectrische eigenschappen worden beïnvloed [3].

Daarnaast kan de beschikbare ontwerptijd een rol spelen in de keuze tussen een lattice-structuur of een topologie-optimalisatie. Het toepassen en productie-gereed maken van een topologie-optimalisatie is vaak een tijdrovend en arbeidsintensief proces. Met geschikte software, bijvoorbeeld nTopology, ANSYS Spaceclaim, Autodesk Netfabb/meshmixer of Materialise Magics 3Matic, kan daarentegen op eenvoudige en snelle wijze een volume worden opgevuld met een lattice-structuur. Hierbij kunnen verscheidene parameters worden aangepast, zoals het type lattice en de lengte en diameter van de struts. Vanwege de complexe geometrieën die hierbij ontstaan, is het voorspellen van de eigenschappen van het resulterende product echter niet eenvoudig.

In deze publicatie wordt behandeld hoe dergelijke structuren op een goede manier in een ontwerp kunnen worden geïntegreerd en hoe de eigenschappen van een ontwerp kunnen worden voorspeld en geoptimaliseerd. Daarnaast worden, met behulp van *nTopology,* de resultaten van verschillende simulaties geverifieerd aan de hand van experimenten. Ook worden lattice-structuren vergeleken op basis van hun weerstand tegen compressie en doorbuiging.

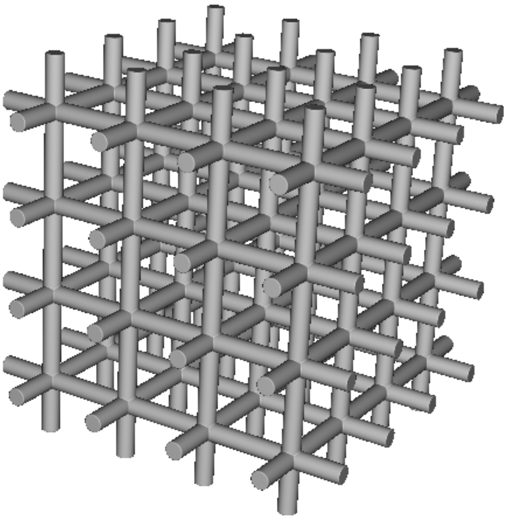
2. Een lattice-structuur toepassen in een ontwerp

Het toevoegen van een lattice-structuur aan een ontwerp is betrekkelijk eenvoudig, maar het feit dat dit resulteert in lichtgewicht, “open” structuren biedt nog geen garantie dat deze structuur ook altijd goed produceerbaar is. Dit hoofdstuk beschrijft hoe lattice-structuren op een geschikte manier kunnen worden toegepast, met het oog op productie middels Laser Powderbed Fusion (LPBF), ook wel Selective Laser Melting (SLM) of Direct Metal Laser Sintering (DMLS) genoemd. Bij het toepassen van een lattice-structuur in het ontwerp dient ook goed te worden nagedacht over het productieproces. Indien bijvoorbeeld een verkeerde oriëntatie of dimensionering wordt gekozen, kan de kwaliteit van de structuur die wordt geproduceerd suboptimaal zijn. In extreme gevallen kan dit zelfs leiden tot een *build-crash*.

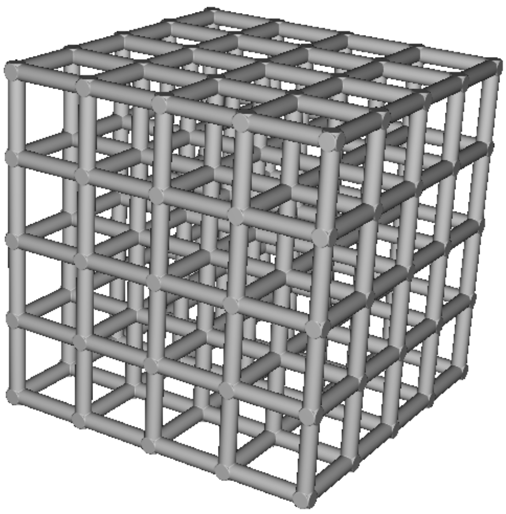
2.1. Alleen volledige lattice-cellen

Naast de oriëntatie en dimensionering is het van belang dat goed bekeken wordt of de struts aan de buitenste contour van een lattice-structuur goed worden ondersteund. Vaak zijn er in deze gebieden onvolledige lattice-cellen gegenereerd, waardoor de struts slechts aan één uiteinde verbonden zijn met de rest van het product (Figuur 2). Dit brengt risico’s met zich mee tijdens het printproces, daarnaast dragen deze struts niets bij aan de stevigheid van het product.

Dit probleem kan in veel gevallen worden opgelost door gebruik te maken van een dichte wand rondom de contouren van de lattice-structuur. Door een dichte wand wordt verzekerd dat alle struts een goed ondersteund beginpunt hebben tijdens het printproces. Tevens draagt zo iedere strut bij aan de stevigheid van het product. Wanneer de contour van het lattice-volume bestaat uit rechte wanden, kubus- of balkvormig, is het mogelijk om de afmetingen en uitlijning van de cellen zodanig af te stemmen op de afmetingen van het product, dat er uitsluitend volledige celstructuren ontstaan. Daarnaast is het met behulp van software, bijvoorbeeld *nTopology,* mogelijk om een celstructuur te genereren die zich conformeert naar een bepaalde contour. Zo kan een lattice-structuur worden gecreëerd tussen twee gekromde vlakken, waarbij uitsluitend volledige lattice-cellen worden gegenereerd.



(a)



(b)

Figuur 2 - Een structuur met onvolledige lattice cellen (a) is nadelig voor de produceerbaarheid. Daarnaast dragen de onvolledige struts niet bij aan de mechanische eigenschappen. Voor een optimaal resultaat dienen uitsluitend gesloten lattice cellen (b) toegepast te worden in het ontwerp.

2.2. Dimensionering

Een ander belangrijk aspect om rekening mee te houden zijn de afmetingen van de lattice cellen en de dikte van de struts. In principe zijn er geen limieten aan het formaat van de lattice cellen, maar is het vooral belangrijk om deze af te stemmen met de diameter van de struts. ***De strutdiameter moet in alle gevallen kleiner zijn dan de afmetingen van de lattice cel***, omdat anders effectief een massief object ontstaat. Daarnaast is het van belang om de lengte/diameter verhouding (of *aspect ratio*) van de struts beperkt te houden. Om een succesvolle print te garanderen wordt aangeraden om, conform de algemene ontwerpregels voor LPBF, voor de ***struts een maximale aspect ratio van 8:1*** te hanteren (Tabel 1).

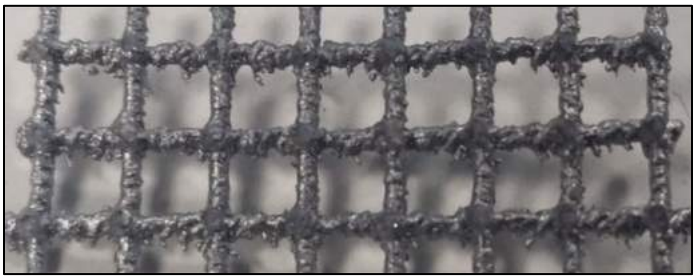
In theorie is de minimale strutdiameter die geprint kan worden gelijk aan de diameter van de *melt pool*. In de meeste gevallen is dit 0,2 – 0,3 mm, afhankelijk van de gebruikte machine, het materiaal en de laserparameters. Echter, vanwege de typische oppervlakteruwheid die gepaard gaat met het LPBF-proces is het niet verstandig om dergelijk dunne struts toe te passen. ***De dunste strut die in een gangbaar LPBF-proces betrouwbaar geproduceerd kan worden is ca. 0,5mm. [4]*** Uiteraard kan gekozen worden voor een dunnere strut, maar dit vereist in de meeste gevallen een optimalisatie van de laserparameters en/of configuratie van de machine.

Tabel 1 - Minimale strutdiameter bij verschillende lattice-cel afmetingen (strut aspect ratio 8:1). Struts met een diameter <0,5 mm worden bij voorkeur vermeden.

Celgrootte (mm)	25	20	15	12	10	8	6	5	4
Min. strutdiameter (mm)	3,13	2,50	1,88	1,50	1,25	1,00	0,75	0,63	0,50

Oriëntatie en ondersteuning

Een belangrijke factor bij het succesvol printen van een lattice-structuur is de oriëntatie van de cellen ten opzichte van de *bouwplaat*. Wanneer zich in de structuur volledig horizontaal geplaatste struts bevinden, kan dit resulteren in extreme mate van ruwheid aan de onderzijde van de struts (Figuur 3). Uiteraard is dit niet wenselijk voor de functionaliteit en voorspelbaarheid van de lattice structuur. Uit experimenten is gebleken dat als algemene regel gesteld kan worden, dat het raadzaam is om ***de cellen zowel 22,5° om de X-as als 22,5° om de Y-as te roteren***. Op deze manier worden de extreme *downskin* effecten (hoge oppervlakteruwheid door het uitstralen van warmte naar onderliggende poederlagen) die zich voordoen bij horizontaal gepositioneerde struts geminimaliseerd. Een uitzondering is de diamond lattice-structuur, waarin geen horizontale struts voorkomen. Bij gebruik van die structuur wordt het beste resultaat bereikt als de cellen niet geroteerd worden, zodat iedere strut dezelfde hoek heeft ten opzichte van de bouwplaat. ***Omdat de oriëntatie van de lattice-structuur van belang is, dient de oriëntatie van het gehele product bepaald te worden vóórdat de lattice-structuur wordt aangebracht***.



Figuur 3 – Inconsistente kwaliteit bij horizontaal geprinte struts

Zoals producten tijdens het laagsgewijze LPBF-proces altijd een vorm van ondersteuning nodig hebben, geldt dat ook voor lattice-structuren. Er is dus altijd een fysieke verbinding nodig tussen de lattice-structuur en de bouwplaat of een deel van het product. Het bieden van voldoende ondersteuning kan op een aantal manieren worden bereikt:

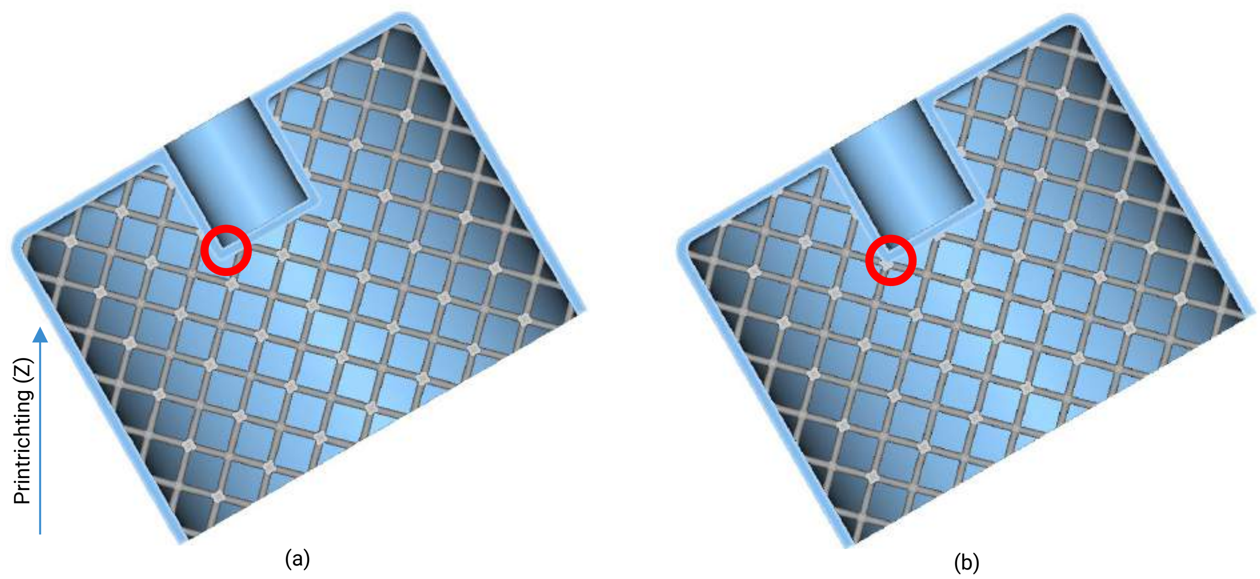
De meest eenvoudige manier om dit te bewerkstelligen is om de structuur op te bouwen vanaf een gesloten buitenwand die deel uitmaakt van het product. Behalve dat lattice-structuren kunnen worden opgebouwd vanaf een dichte wand, kunnen ze ook rechtstreeks aan de bouwplaat worden verbonden. Dit kan worden toegepast bij holle producten waarvan het acceptabel is dat één zijde niet wordt afgesloten, bijvoorbeeld vormmallen.

Indien de producteisen of de oriëntatie van het product het niet toelaat om de lattice-structuur met behulp van één van bovenstaande methoden te ondersteunen, kan ook gebruik worden gemaakt van *cone supports.* Deze supports kunnen het best worden aangebracht op de *nodes*, zodat het risico op het falen/afbreken van struts (tijdens het verwijderen van de supports) wordt geminimaliseerd.

2.3. Lattice als ondersteuningsmateriaal

Behalve de bijdrage die een lattice-structuur kan leveren aan de mechanische eigenschappen van een product, worden ze vaak ook voor een andere functie gebruikt. Bij het uithollen van een product kunnen inwendig vormen ontstaan die niet zelf-ondersteunend zijn. Een lattice-structuur kan in dit geval dienen als inwendig ondersteuningsmateriaal, maar dit kan ook als uitwendige supportstructuur worden toegepast. Een groot voordeel van een lattice-structuur ten opzichte van bijvoorbeeld *block support* is dat het verwijderen van los poeder relatief gemakkelijk is.

Bij het toepassen van een lattice als *supportstructuur* (zowel inwendig als uitwendig) moet met een aantal aspecten rekening gehouden worden. Een belangrijke eis aan een supportstructuur is dat het laagste punt (vanaf hier worden de eerste *lagen* van het product opgebouwd) goed wordt ondersteund. Ter illustratie: in vergelijking met de veelgebruikte *block support* kan het aantal contactpunten dat een lattice-structuur biedt vele malen lager zijn. Met name bij structuren die zijn opgebouwd uit grotere cellen is de kans aanwezig dat het laagste punt van een product niet voldoende wordt ondersteund (Figuur 4). In dit geval kan een aanpassing in het ontwerp of het toevoegen van bijvoorbeeld een *cone-* of *tree support* uitkomst bieden.



Figuur 4 - De lattice structuur ondersteunt het laagste punt van de inwendige geometrie niet voldoende (a). Dit kan worden opgelost door de positie van de lattice cellen aan te passen (b).

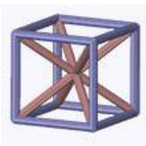
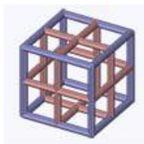
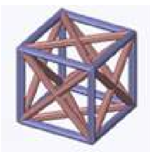
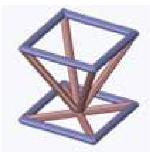
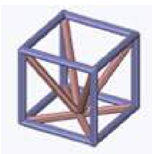
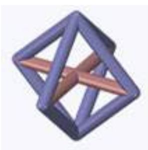
3. Mechanische eigenschappen van verschillende lattice-structuren

In een lichtgewicht ontwerp voor een mechanisch belast onderdeel, zijn de mechanische eigenschappen van het gebruikte materiaal een belangrijke factor om rekening mee te houden. Omdat een lattice-structuur ook wel gezien wordt als *metamateriaal* dat zich globaal gezien als homogeen materiaal gedraagt, is het voor het maken van een ontwerp noodzakelijk om deze eigenschappen van verschillende structuren te kennen. Gedurende dit project is aandacht besteed aan het gedrag van lattice-structuren onder belasting van *compressie* en *doorbuiging.*

Alle proefstukken in dit hoofdstuk zijn geprint op een EOS M400 uit EOS Aluminium AlSi10Mg. De bouwplaat is voorverwarmd tot 165°C en de bouwruimte gevuld met argon gedurende het gehele bouwproces. Er is geprint met een laagdikte van 90µm gebruik makend van ‘double recoating’ met een hard (staal) recoater blad. Alle proefstukken zijn gereinigd, na verwijdering van eventueel aanwezig supportmateriaal, door middel van glasparelstralen (Potters Ballotini, 70-110µm) bij een druk van 4 bar.

Voor deze experimenten is gebruik gemaakt van ANSYS Spaceclaim om de lattice-structuren te genereren (Tabel 2).

Tabel 2 - Overzicht van lattice-structuren en afkortingen (ANSYS Spaceclaim)

Naam	Afbeelding		Naam	Afbeelding
Lattice			Basic Cubic (BC)	
Body Centered Cubic Z (BodCCZ)			Face Centered Support (FCS)	
Face Centered Cubic (FCC)			Bottom Centered Cubic (BotCC)	
Bottom Centered Cubic Z (BotCC-Z)			Double Pyramid (DP)	
Double Pyramid Cross (DPC)			Diamond/Body Centered Cubic (BCC)	
Double Pyramid Face Centered Cubic (DPFCS)			Octahedral-1	

3.1. Weerstand tegen compressie

Veel producten worden blootgesteld aan compressie-belastingen. Wanneer een lattice-structuur bijvoorbeeld wordt toegepast voor het efficiënt 3D-printen van een thermisch geoptimaliseerde spuitgietmatrijs kunnen deze belastingen (sluitkracht + vul- en nadruk) aanzienlijk zijn. Om het product zo licht mogelijk te construeren is het belangrijk om het juiste type lattice-structuur te kiezen voor deze specifieke belasting. Om de compressie-eigenschappen van de lattice-structuren in Tabel 2 in kaart te brengen is een serie drukproeven uitgevoerd. Vervolgens is de stijfheid van de samples bepaald. Wanneer de stijfheid wordt gedeeld door de massa van het proefstuk kan vervolgens worden geconcludeerd welke lattice-structuur de meest gunstige verhouding tussen stijfheid en massa bezit bij een drukbelasting.

3.1.1. Berekeningen

Het doorrekenen van complexe geometrieën is een uitdaging waar men zich al langer over buigt. Vanwege de complexe geometrieën in deze structuren zijn de berekeningen vaak niet eenvoudig. In deze paragraaf worden voorbeelden gegeven van berekeningen aan lattice-structuren voor compressie en onder doorbuiging.

De algemene formule voor compressie van een object luidt:

$$E = \frac{\sigma(\varepsilon)}{\varepsilon} = \frac{F/A}{\Delta L/L_0} = \frac{FL_0}{A\Delta L} \tag{1}$$

Daarbij is:

- E de elacticiteitsmodulus of Young's Modulus van het materiaal
- $\sigma(\varepsilon)$ de opgelegde spanning bij de resulterende deformatie ε
- F de opgelegde kracht
- A het oppervlak van de dwarsdoorsnede haaks op kracht F
- ΔL de afstand van compressie
- L_0 de originele hoogte van het object

Tot op zekere hoogte is deze formule toepasbaar op lattice-structuren waarbij de drukkracht uitsluitend wordt opgenomen door struts die parallel georiënteerd zijn aan de deformatierichting, bijvoorbeeld de BC lattice. Hierbij kan een (gemiddeld) dwarsoppervlak nog betrekkelijk eenvoudig worden bepaald. Door de spanning te delen door het aantal verticale struts in één 'laag' kan bijvoorbeeld ook voor de individuele struts voorspeld worden welke krachten worden uitgeoefend en worden voorspeld of deze zullen bezwijken door knik- of vloeigedrag. Voor andere typen lattice-structuren zijn deze berekeningen complexer, omdat het oppervlak van de dwarsdoorsnede moeilijker te bepalen is en omdat de reactiekrachten in de struts andere richtingen hebben ten opzichte van de richting van deformatie. Vaak dienen dergelijke vergelijkingen voor iedere lattice-structuur te worden afgeleid.

Zo zijn bijvoorbeeld voor de Diamond/BCC lattice verschillende methoden ontwikkeld voor het maken van een vereenvoudigde analyse van het deformatiegedrag onder een compressie-belasting. Voor dit type kunnen vergelijkingen worden opgesteld waarbij gebruik wordt gemaakt van de Timoshenko methode [5] en de Euler-Bernoulli methode [6] voor dunne struts, waarmee een inschatting kan worden gemaakt van de compressiemodulus (E-modulus) (vergelijking 2, 3) van de lattice-structuur.

Timoshenko strut-theorie

$$E_{c1}^{e} = \frac{9\sqrt{3}\pi E_s}{(17+12\upsilon_s)\left(\frac{1}{r_n}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{r_n}\right)^4} \tag{2}$$

Euler-Bernoulli strut-theorie

$$E_{c1}^{e} = \frac{9\sqrt{3}\pi E_s}{3\left(\frac{1}{r_n}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{r_n}\right)^4} \tag{3}$$

Hierbij is E_s de e-modulus van het bulkmateriaal, v_s de Poisson ratio van het bulkmateriaal, r_n de strut radius en l de halve lengte van de unit cell diagonaal. Het belangrijkste verschil tussen de twee methoden is dat de Timoshenko-methode de compressiemodulus E_c corrigeert aan de hand van de Poisson ratio van het materiaal. Dit is vooral relevant bij grote deformatie/rek, waardoor de effectieve dwarsdoorsnede van een strut verandert tijdens een experiment/toepassing. Voor de Poisson ratio van 3D-geprint AlSi10Mg worden waarden gevonden van $0{,}31 \leq v_s \leq 0{,}39$, afhankelijk van printoriëntatie en de toegepaste warmtebehandeling [7].

Bij deze methoden moet worden opgemerkt dat effecten van afschuifspanningen niet in de vergelijking voorkomen. Daarnaast wordt geen rekening gehouden met randeffecten, waar de lattice-structuur contact maakt met een dichte wand. Yang et. al [8] beschrijft een methode waarbij het product/proefstuk wordt beschouwd als een sandwich-constructie, en waarbij deze effecten wel worden meegenomen volgens vergelijking (4). De eerste twee componenten in de vergelijking beschrijven respectievelijk de boven- en onderhuid van de sandwichconstructie, de laatste component beschrijft de lattice-structuur.

Yang et. Al.

$$EC_z = \frac{H(2C-H)}{2BC} E_z^{CP1} + \frac{H(2B-H)}{2BC} E_z^{CP2} + \frac{(B-H)(C-H)}{BC} E_{c2}^{e} \tag{4}$$

Waarbij H, B en C respectievelijk de hoogte, breedte en diepte van een lattice cel zijn en Z is de richting van de belasting. E^e_{c2} volgt uit vergelijking (2) of (3). Daarnaast geldt voor de randeffecten aan de boven- en onderzijde van de lattice-stuctuur:

$$E_z^{CP1} = \frac{-[(C-H+2k)\ \ln(m)+H]}{(1-m)} \frac{2E_{c2}^{e}}{2C-H} \tag{5}$$

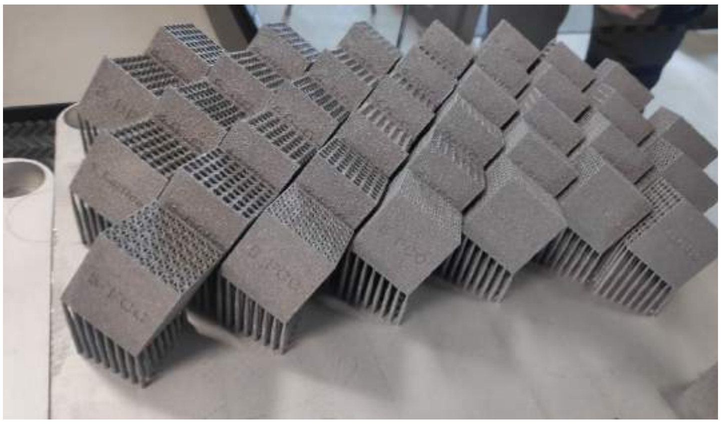
$$E_z^{CP2} = \frac{-[(B-H+2k)\ \ln(m)+H]}{(1-m)} \frac{2E_{c2}^{e}}{2B-H} \tag{6}$$

Waarbij $m = E^e_{CP1} / E^e_{CP2}$ en k = ½H/1-m.

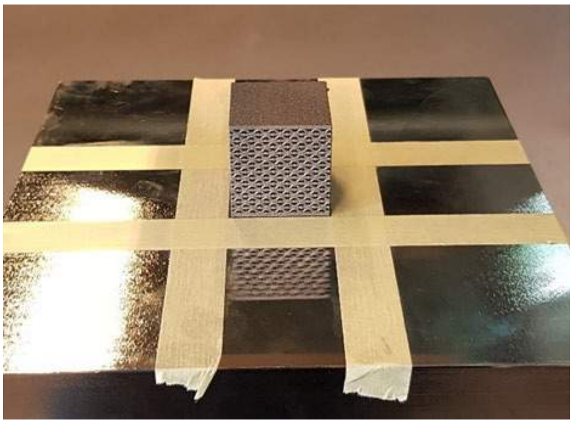
Dergelijke vergelijkingen zijn specifiek voor een bepaalde structuur en zijn reeds afgeleid voor verschillende soorten lattice-structuren [9]. Deze vergelijkingen zijn alleen geldig bij een homogene verdeling van de celstructuur en de strut-diameters. Het toepassen van een numerieke benadering (simulatie) of het uitvoeren van een fysiek experiment is in de meeste gevallen een meer praktische oplossing.

3.1.2. Opzet drukproef

Voor de experimentele bepaling zijn kubusvormige proefstukken ontworpen met een zijdelengte van 36 mm. Voor alle lattice-structuren is een celgrootte van 5x5x5 mm en een strutdiameter van 1 mm gekozen. Aan het drukvlak en het ondersteuningsvlak zijn massieve wanden met een dikte van 1mm toegevoegd. Voor de productie van het onderdeel is gekozen om alle samples zowel 22,5° om de X-as als 22,5° om de Y-as te roteren. Om de structuur voldoende te ondersteunen zijn *cone supports* aangebracht op de *nodes* van de lattice-structuur en de massieve wanden. Alle proefstukken zijn in drievoud geproduceerd in AlSi10Mg (Figuur 5). Ter vergelijking zijn de samples ook geproduceerd in RVS 316L (Conceptlaser M1, 50 µm laagdikte). Na het printen zijn de cone supports voorzichtig verwijderd met een kniptang. Na het stralen met glasparels zijn geen verdere nabehandelingen uitgevoerd.



Figuur 5 - Het bouwplatform met alle proefstukken voor de drukproeven

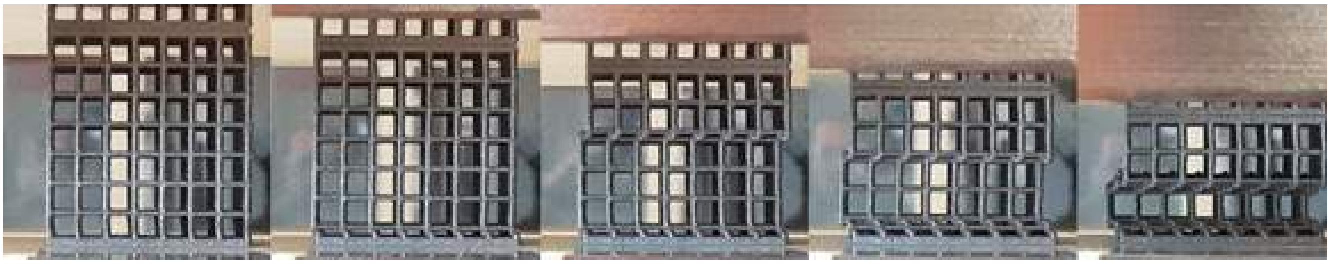


Figuur 6 - Positionering van samples tijdens de drukproeven

Voorafgaand aan de drukproeven is de massa van ieder sample bepaald (Kern EMB 600-2). De drukproeven zijn uitgevoerd volgens NEN-ISO13314 (Testometric M500, 100kN load cell) bij een indruksnelheid van 5 millimeter per minuut. Op de onderste drukplaat zijn markeringen aangebracht om te verzekeren dat alle samples hetzelfde gepositioneerd zijn tijdens het experiment.

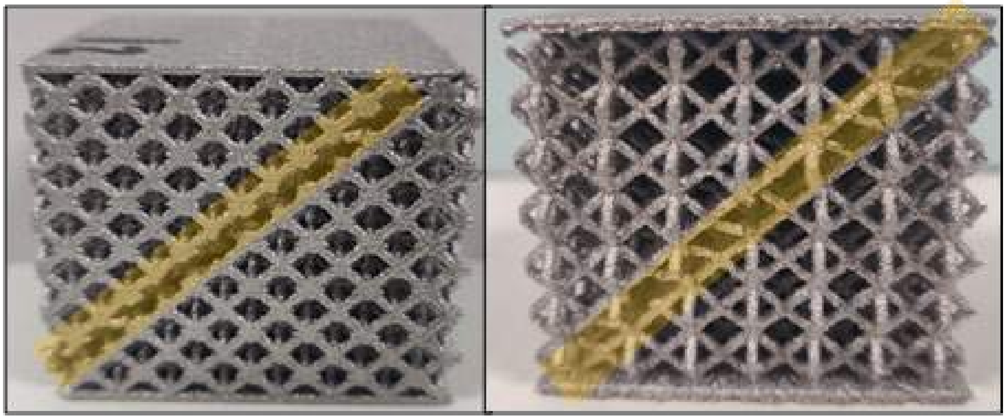
3.1.3. Resultaten

De resultaten van de drukproef laten allereerst zien dat de lattice-structuren verschillen in de manier van bezwijken. Sommige samples bezwijken laagsgewijs (Figuur 7), andere samples vertonen tekenen van afschuiving (Figuur 8). Daarnaast zijn grote verschillen zichtbaar in het bezwijkgedrag tussen AlSi10Mg en RVS 316L. De samples van AlSi10Mg gedragen zich bros en vallen na het bezwijken vaak in stukken uiteen, terwijl de RVS 316L samples een sterker vloeigedrag vertonen (Figuur 9).

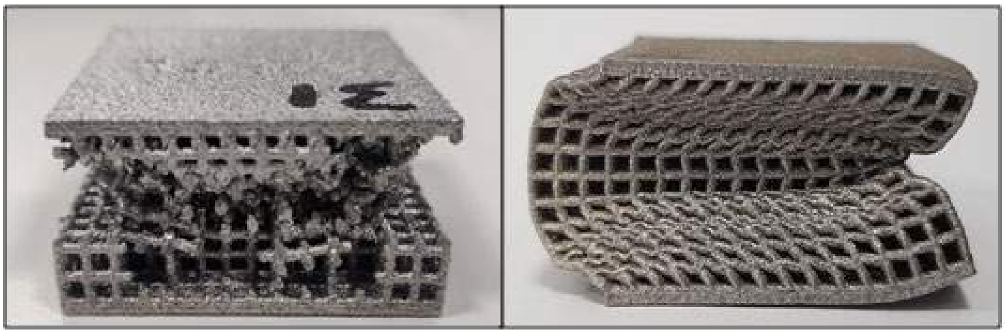


Figuur 7 - Tijdens het comprimeren van de Basic Cubic lattice bezwijken de samples laag voor laag

Tevens is aan de hand van video-opnames gebleken dat de bovenste drukplaat enige vrijheid in horizontale beweging heeft gehad. Dit kan mogelijk de asymmetrische wijze van bezwijken van sommige samples verklaren. Verder valt op dat er vaak geen sprake is van één moment van bezwijken, omdat het moment dat de individuele struts bezwijken kan verschillen. Na het bezwijken van de eerste strut(s) vindt een herverdeling van de spanningen plaats, waardoor het vaak lastig terug te herleiden is wat de maximale sterkte van het proefstuk is. In dit rapport worden de samples met elkaar vergeleken op basis van stijfheid.

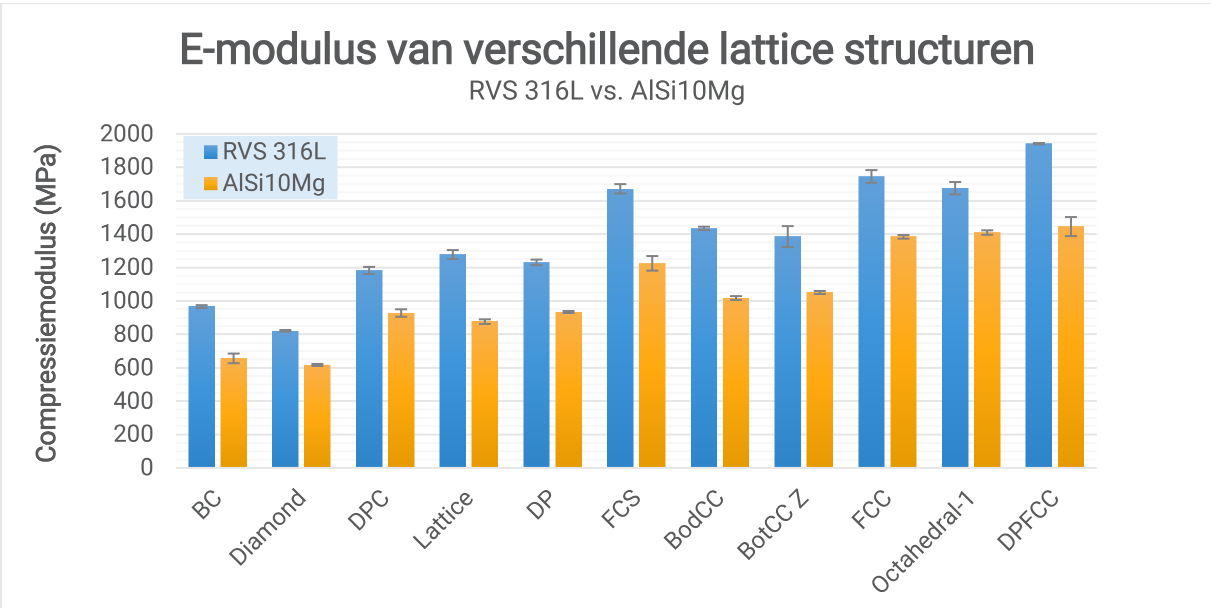


Figuur 8 - Octahedron-1 (links) en Diamond/BCC (rechts) bezweken door inwendige afschuifspanningen



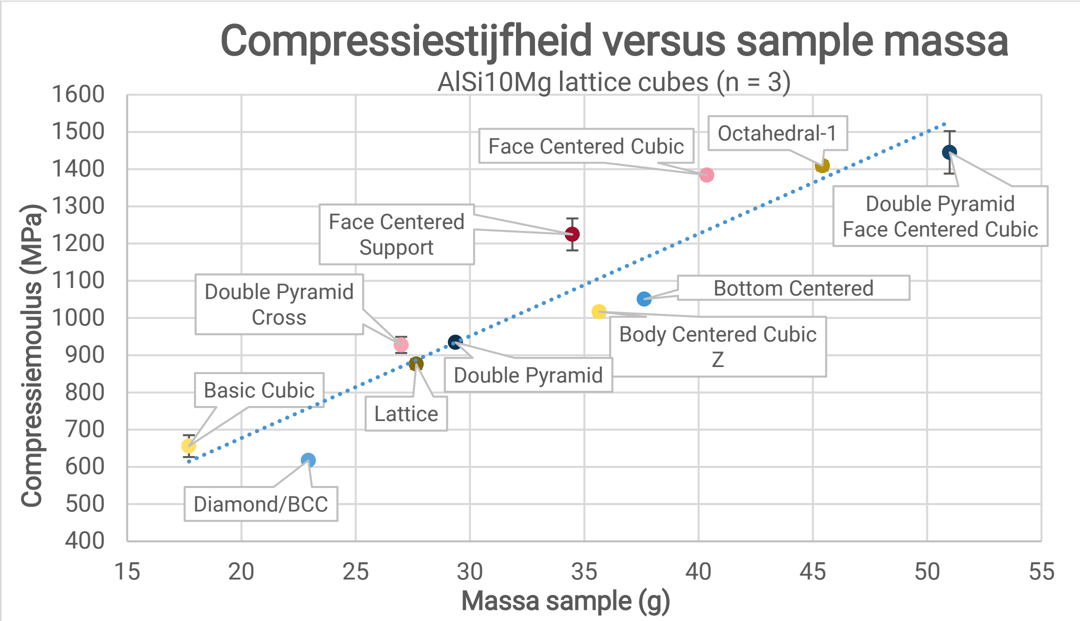
Figuur 9 - Face centered support samples. Bros bezwijkgedrag AlSi10Mg (links) en taai bezwijkgedrag RVS 316L (rechts).

De stijfheid van de samples wordt bepaald door in het elastische gebied het verschil in reactiekracht te delen door de opgelegde deformatie. De compressiemoduli van de verschillende samples wordt weergegeven in Figuur 10.
Hierbij is duidelijk zichtbaar dat de RVS 316L samples in alle gevallen een hogere stijfheid hebben dan de AlSi10Mg samples. Hierin wordt de massa van de samples nog niet meegenomen, dus kan nog niet geconcludeerd worden welke lattice-structuur het meest efficiënt is voor het weerstaan van een compressie-belasting.



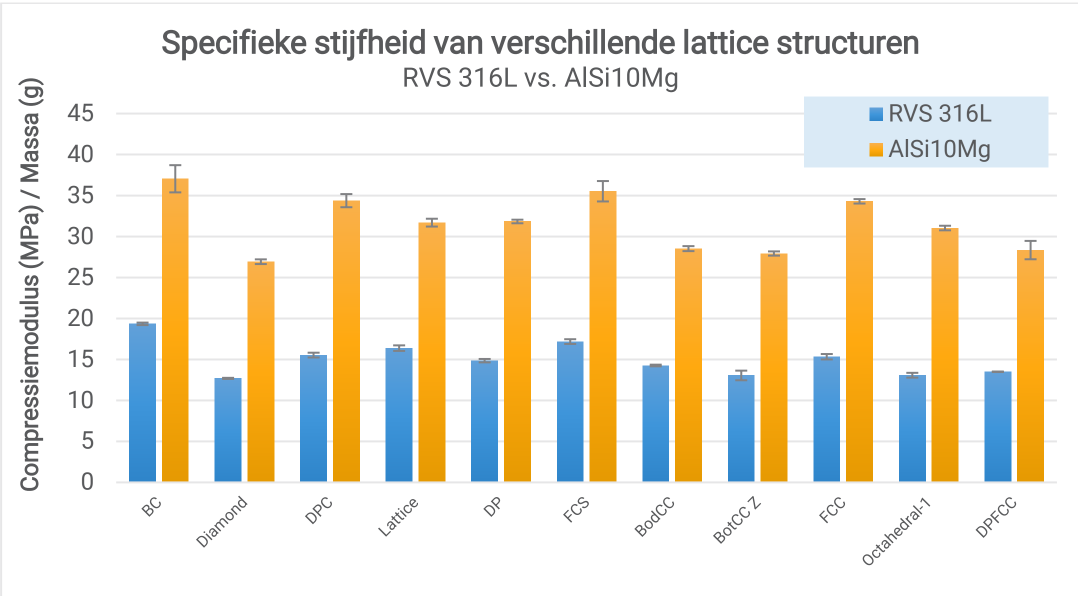
Figuur 10 - Vergelijking van de compressiemodulus van de verschillende lattice-structuren in AlSi10Mg en RVS 316L

Om een betere indruk te krijgen van de massa/stijfheid verhouding van de verschillende lattice-structuren is in Figuur 11 de compressiemodulus van de AlSi10Mg samples uitgezet tegenover de massa van de samples. Aan de verdeling in deze figuur is af te lezen hoe de verschillende lattice-structuren zich gedragen ten opzichte van het gemiddelde (stippellijn). Alle waarden die boven deze lijn liggen, kunnen beschouwd worden als bovengemiddelde compressiemodulus en hebben dus de voorkeur bij het toepassen van een lattice-structuur wanneer een compressiebelasting aan de orde is. Voor de RVS 316L samples geldt een vergelijkbare verdeling.



Figuur 11 - De compressiemodulus van AlSi10Mg lattice cubes ten opzichte van de massa van de samples.

Hoewel de RVS 316L samples een hogere stijfheid hebben dan de AlSi10Mg samples, hebben ze dankzij de dichtheid van het materiaal (RVS 316L ca. 8,0 g/cm^3 versus AlSi10Mg ca. 2,65 g/cm3) ook een grotere massa. Wanneer de specifieke stijfheid (compressiemodulus / massa sample) van de AlSi10Mg samples wordt vergeleken met de RVS 316L samples (Figuur 12), valt op dat de AlSi10Mg samples dankzij hun lage materiaaldichtheid een hogere specifieke stijfheid hebben. Ook valt op dat deze waarden voor AlSi10Mg vaak een grotere spreiding hebben dan de waarden voor RVS 316L.



Figuur 12 - De specifieke stijfheid (compressiemodulus/massa) van de lattice cubes in RVS 316L en AlSi10Mg

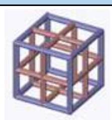
3.1.4. Conclusies

Op basis van de experimenten kan geconcludeerd worden dat, gezien de E-modulus ten opzichte van het gewicht, lattice-structuren van AlSi10Mg efficiënter weerstand bieden tegen compressie dan lattice-structuren van RVS 316L. Vanwege de standaarddeviatie is nog niet met zekerheid te zeggen welke structuur het meest of minst efficiënt is. Wel is in Figuur 11 te zien dat Double Pyramid (DP) en 'Lattice' nagenoeg gemiddeld presteren. BC, DPC, FCS en FCC presteren bovengemiddeld goed, terwijl Diamond/BCC, BodCC, BotCC Z en DPFCC duidelijk minder goed presteren.

3.2. Weerstand tegen doorbuiging

Om het gedrag van lattice-structuren in kaart te brengen zijn enkele driepunts-buigproeven uitgevoerd. Hierbij is een selectie gemaakt van een aantal verschillende structuren (Tabel 3). Allereerst worden de structuren vergeleken door de stijfheid te bepalen (Het verschil in kracht ΔF gedeeld door het verschil in doorbuiging ΔU) en deze te delen door de massa van het proefstuk. Vervolgens worden hiermee de elasticiteitsmodulus E en afschuifmodulus G berekend.

Tabel 3 - De lattice-structuren die worden onderzocht met behulp van driepunts-buigproeven

Basic Cubic	Face Centered Support	Face Centered Cubic	Octahedron-1	Lattice	Gyroid
					

3.2.1. Berekeningen

Bij het voorspellen van het gedrag van lattice-structuren onder doorbuiging (hier wordt als voorbeeld een 3-puntsbuigproef beschouwd) zijn er een aantal uitdagingen te benoemen. De standaardformule voor doorbuiging van een balk (7) kan hier niet worden toegepast, omdat bij het toepassen van deze formule de aanname wordt gedaan dat er geen effecten van afschuiving of compressie aanwezig zijn. Aangezien er sprake is van een relatief dunne, stijve huid met een meer schuimachtige kern kan gekozen worden voor een vergelijking met een sandwich-constructie. De standaard formule voor doorbuiging van een sandwich-constructie (8) bestaat uit een component voor de doorbuigspanningen en een component voor de afschuifspanningen die ontstaan.

Standaardformule doorbuiging balk

$$U = \frac{FL^3}{48EI_{totaal}} \tag{7}$$

Timoshenko sandwichbalk theorie

$$U = \frac{FL^3}{48EI_{totaal}} + \frac{FL}{4GA} \tag{8}$$

Daarbij is U de voorspelde doorbuiging, F de opgelegde kracht en L de opleglengte. GA is de component voor afschuifstijfheid, waarbij G de afschuifmodulus is van het materiaal en A het oppervlak van de dwarsdoorsnede. EI is de buigstijfheid, waarbij E de elasticiteitsmodulus van het materiaal is. Voor traagheidsmoment I geldt:

$$I = \frac{1}{12} * B * H^3 \tag{9}$$

En:

$$EI_{totaal} = EI_{huidplaten} + EI_{lattice-kern} \tag{10}$$

Aan de hand van experimenten (bij twee verschillende opleglengten L_A en L_B) kunnen ΔU en ΔF worden bepaald. $EI_{huidplaten}$ en $I_{lattice-kern}$ kunnen worden berekend op basis van de geometrie van het proefstuk. Vervolgens kunnen $E_{lattice-kern}$ en G worden berekend met behulp van vergelijking (10) en de volgende matrixvergelijking (11).

$$\begin{bmatrix} \left(\frac{\Delta U}{\Delta F}\right)_A \\ \left(\frac{\Delta U}{\Delta F}\right)_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_A^3 & L_A \\ L_B^3 & L_B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \frac{1}{48EI_{totaal}} \\ \frac{1}{4GA} \end{bmatrix} \tag{11}$$

Voor deze Timoshenko balktheorie wordt de aanname gedaan dat de afschuifspanningen uitsluitend worden opgenomen door de kern, omdat de huidplaten relatief dun en stijf zijn. Daarnaast houdt deze vergelijking geen rekening met eventuele compressie van het geheel. Voor veel sandwichconstructies is dit inderdaad het geval, waardoor de Timoshenko theorie algemeen geaccepteerd is. Echter, voor een sandwichconstructie waarbij een lattice-structuur is toegepast is nog niet bekend of deze aanname geldig is, aangezien dit kernmateriaal wel degelijk een bijdrage kan leveren aan de doorbuigstijfheid. Door het experiment uit te voeren bij drie verschillende opleglengten (L_A, L_B en L_C) kan middels vergelijking (12) ook de compressiefactor K worden bepaald.

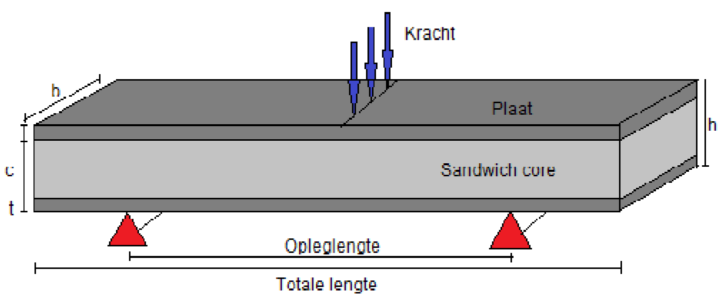
$$\begin{bmatrix} \left(\frac{\Delta U}{\Delta F}\right)_A \\ \left(\frac{\Delta U}{\Delta F}\right)_B \\ \left(\frac{\Delta U}{\Delta F}\right)_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_A^3 & L_A & 1 \\ L_B^3 & L_B & 1 \\ L_C^3 & L_C & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \left(\frac{1}{48EI_{totaal}}\right) \\ \left(\frac{1}{4GA}\right) \\ (K) \end{bmatrix} \tag{12}$$

Tot op zekere hoogte is het dus mogelijk om lattice-structuren door te rekenen. Echter, dit kan zelfs voor een eenvoudig vormgegeven proefstuk (in dit hoofdstuk bijvoorbeeld een kubus en een balk) waarop één kracht wordt uitgeoefend al vrij complex zijn. Het uitvoeren van een simulatie lijkt in de meeste gevallen dus een meer logische keuze. In Hoofdstuk 5 is een begin gemaakt met een onderzoek naar dergelijke simulaties, waarin beschreven wordt hoe een dergelijke simulatie kan worden uitgevoerd.

Vooralsnog is het onbekend of de Timoshenko balktheorie (en de verschillende aannames die hierbij gemaakt worden) geldig is voor het bepalen van $E_{lattice-kern}$ en G. In de volgende paragrafen wordt deze theorie getoetst aan de hand van experimenten.

3.2.2. Opzet driepunts-buigproef

Om de doorbuigeigenschappen van een lattice-structuur te bepalen aan de hand van een driepunts-buigproef is het belangrijk om de lattice cellen ten opzichte van de totale balk relatief klein te construeren [10]. De geometrie van de proefstukken is weergegeven in Figuur 13.

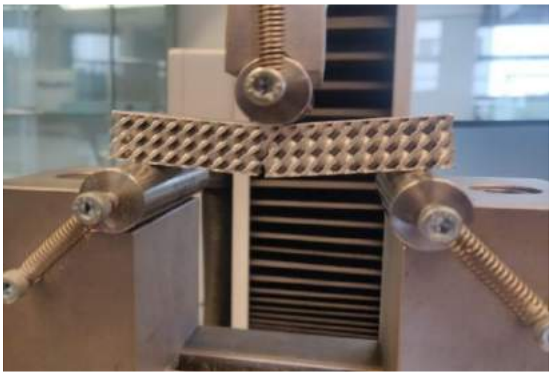


Afmeting cel	a	= l, b, h	= 2.5mm
Strutdiameter	p	= 0.2a	= 0.5 mm
Totale lengte	L	= 48a	= 120 mm
Plaatdikte	t	= 0.2a	= 0.5 mm
Dikte lattice core	c	= 6a	= 15 mm
Totale dikte	h	= c+(t*2)	= 16 mm
Totale breedte	b	= 10a	= 25 mm
Opleglengte 1	L_A	= 32a	= 80 mm
Opleglengte 2	L_B	= 36a	= 90 mm
Opleglengte 3	L_C	= 40a	= 100 mm

Figuur 13 - Geometrie van de proefstukken voor de driepunts-buigproef

De driepuntsbuigproeven (Figuur 14) worden uitgevoerd met behulp van een Testometric M500 (100kN load cell) volgens NEN-EN-ISO 7438. De snelheid waarmee de drukrol naar beneden wordt verplaatst is 1 mm/s tot een maximale uitwijking van 3mm. Omdat deze proefstukken (volgens NEN-EN-ISO 7437) niet voldoende lengte hebben

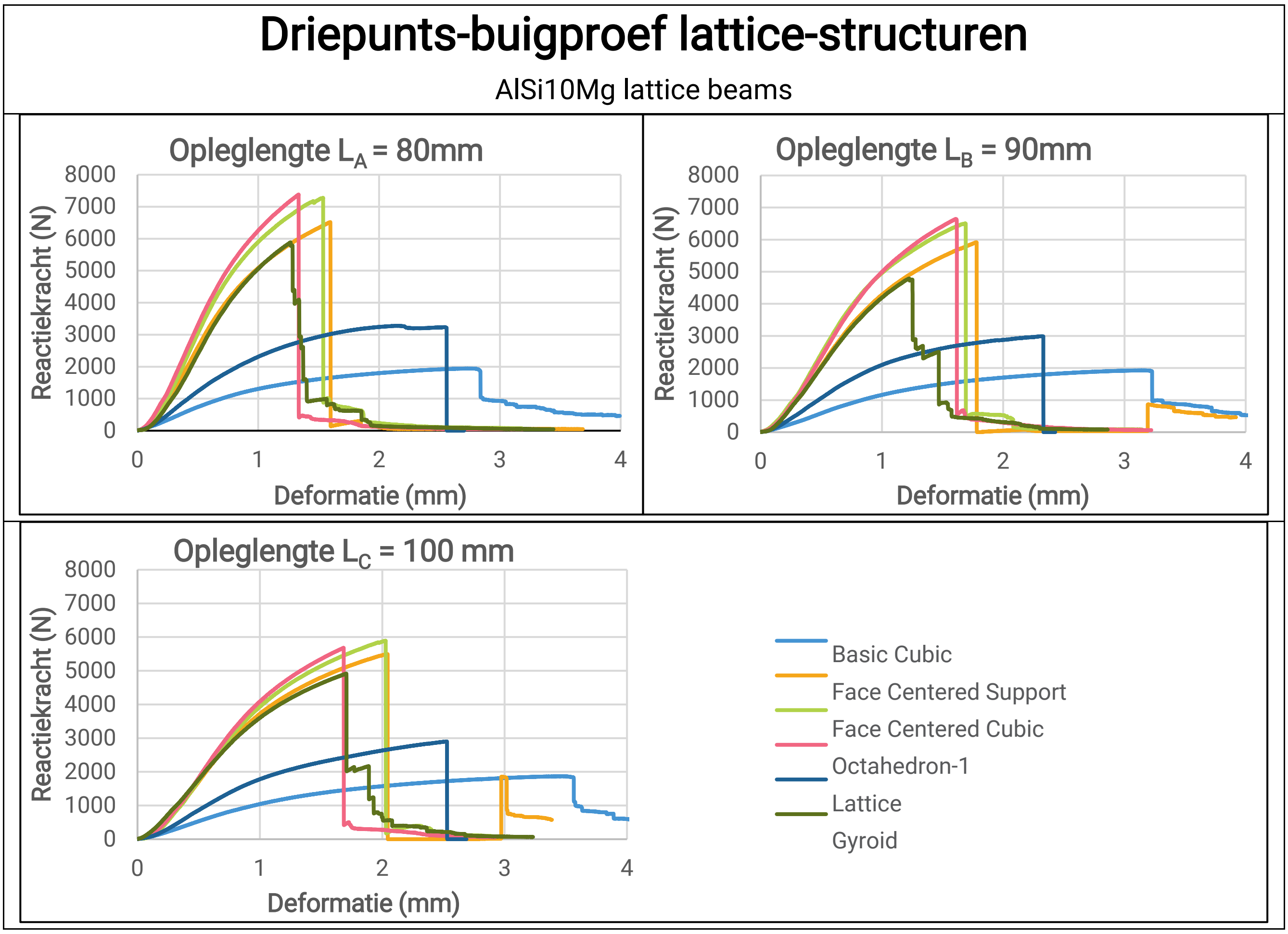
om direct een zuivere doorbuigstijfheid te bepalen (bij een relatief korte balk kunnen de effecten van afschuiving niet worden genegeerd), worden de proeven uitgevoerd bij drie verschillende opleglengten. Met behulp van vergelijking (11) en/of (12) kunnen vervolgens waarden voor de Young's Modulus E en afschuifmodulus G worden berekend. De proefstukken zijn in negenvoud geproduceerd, zodat de experimenten kunnen worden uitgevoerd bij de drie verschillende opleglengten en een herhalingsgraad van n = 3. Tijdens productie zijn de proefstukken 22,5° geroteerd om zowel de x-as als de y-as (ten opzichte van rechtopstaand), met uitzondering van de "Gyroid" en "Lattice" proefstukken. Vanwege de ronde vormen in deze structuren en de kleine cel-afmetingen was het voor deze proefstukken niet noodzakelijk om de oriëntatie aan te passen.



Figuur 14 - De opstelling van de driepunts-buigproef. In het voorbeeld is een "Gyroid" proefstuk te zien met een opleglengte L_c = 100mm

3.2.3. Resultaten

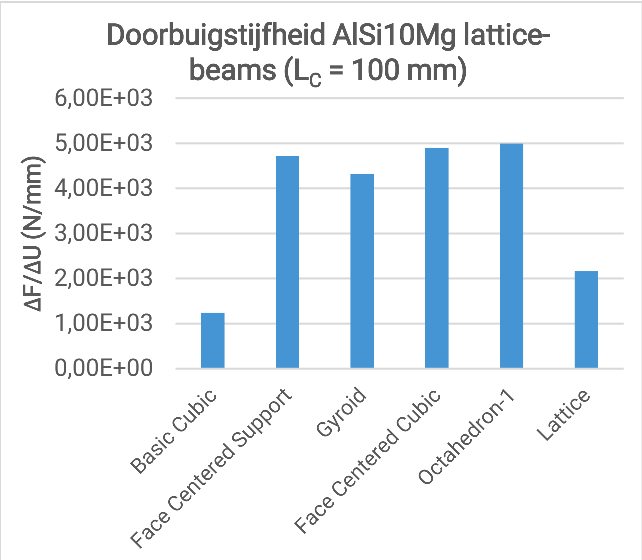
Bij het uitvoeren van de driepunts-buigproeven bij drie verschillende opleglengten ontstaat een eenduidig beeld van hoe de verschillende samples zich ten opzichte van elkaar verhouden (Figuur 15). Bij een toenemende opleglengte neemt de reactiekracht af en neemt de maximale deformatie toe. Daarnaast valt op dat de 'Basic Cubic' en 'Lattice' samples in alle gevallen een beduidend lagere stijfheid hebben dan de overige vier varianten.

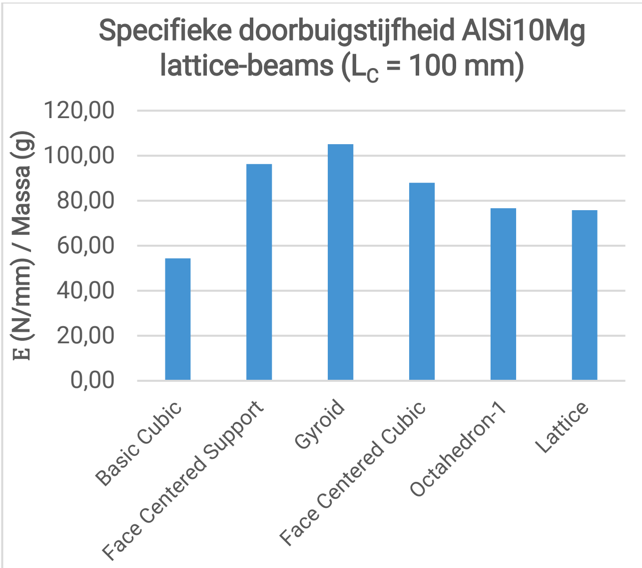


Figuur 15 - Resultaten driepunts-buigproef AlSi10Mg lattice beams bij drie verschillende opleglengten

Om de vraag te kunnen beantwoorden welke lattice-structuur het best kan worden toegepast voor een lichtgewicht ontwerp wordt de stijfheid van het proefstuk ($E = {}^{\Delta F}/_{\Delta U}$) gedeeld door de massa (g) van het proefstuk (Figuur 16). De waarde voor E wordt bepaald in het elastische gebied nabij een deformatie van 0,5 mm.

In Figuur 16 is te zien dat de samples met de Gyroid structuur de meeste weerstand tegen doorbuiging kennen, gevolgd door Face Centered Support en Face Centered Cubic. De samples met een Basic Cubic structuur blijken het minst goed te presteren. De samples met de structuur 'Lattice' presteren aanzienlijk beter (39%) dan de Basic Cubic samples, wat opvallend is vanwege het kleinere verschil in massa (20%) en de overeenkomstige geometrie van deze structuren. Het grootste verschil tussen deze twee structuren zijn de afgeronde hoeken tussen de struts, waardoor spanningsconcentraties worden vermeden [11].

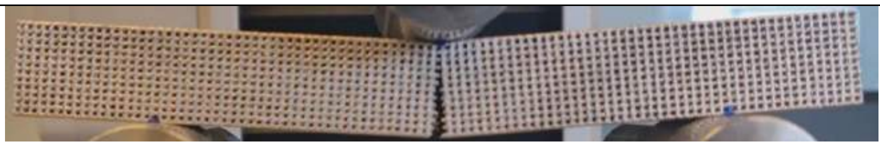
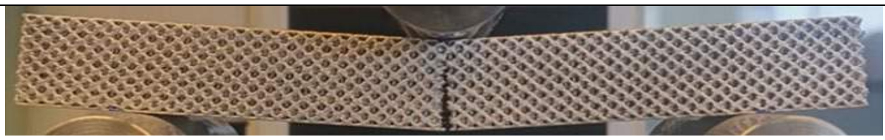




Type lattice-structuur	Basic Cubic	Face Centered Support	Gyroid	Face Centered Cubic	Octahedron-1	Lattice
Massa (g)	22,8	49,0	41,1	55,7	65,1	28,5

Figuur 16 - De waarden voor de specifieke doorbuigstijfheid van lattice-samples in de driepunts-buigproef worden bepaald door de stijfheid E (= ∆F/∆U) te delen door de massa van het sample.

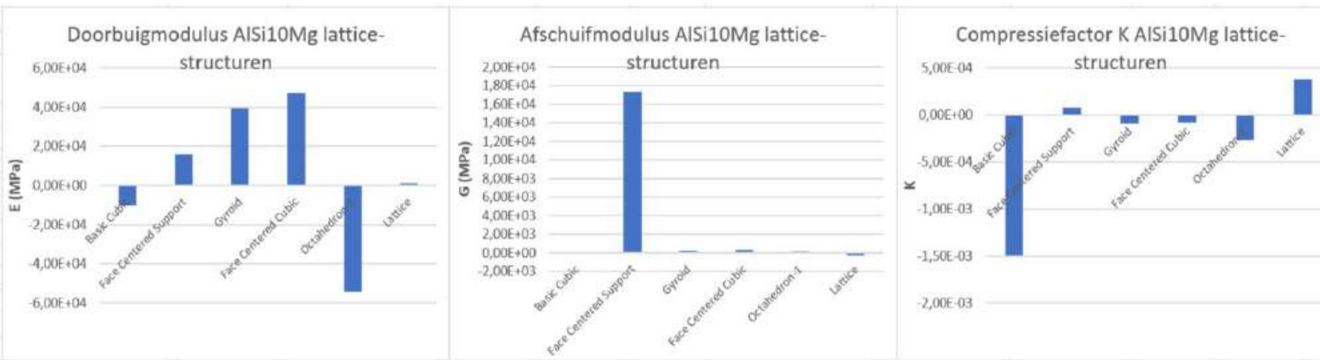
Nadere inspectie van de proefstukken na het experiment laat zien dat er mogelijk verschil is in het bezwijkgedrag. De samples met de Basic Cubic lattice lijken te bezwijken als gevolg van afschuifspanningen, terwijl bij de andere samples eerst de onderhuid bezwijkt (Figuur 17). Daarnaast is bij zowel Basic Cubic als Lattice tevens enige mate van indrukking te zien nabij de drukrol.

Basic Cubic	
Face Centered Support	
Gyroid	
Face Centered Cubic	
Octahedron-1	
Lattice	

Figuur 17 - Verschillen in bezwijkgedrag na de driepunts-buigproef

3.2.4. Bepalen elasticiteitsmodulus, afschuifmodulus en compressiefactor

Met behulp van de matrixvergelijking (12) kunnen de E-modulus (E), afschuifmodulus (G) en de compressiefactor (K) worden berekend. Echter leidt het uitwerken van deze berekeningen tot merkwaardige resultaten. In Figuur 18 is te zien dat sommige structuren een negatieve waarde lijken te hebben voor E, G en K. Daarnaast is de afschuifmodulus van de 'Face Centered Support' samples zodanig veel hoger dan de andere structuren, dat het niet aannemelijk is dat deze resultaten correct zijn. Daarnaast is gebleken dat een minimale wijziging aan de invoer (bijvoorbeeld het bepalen van ΔU en ΔF bij een minimale verschuiving van ΔU) grote gevolgen kan hebben voor het berekende resultaat. Het berekenen van deze zuivere materiaaleigenschappen lijkt aan de hand van de 3 * 3 matrixvergelijking (12) dus niet betrouwbaar te zijn.

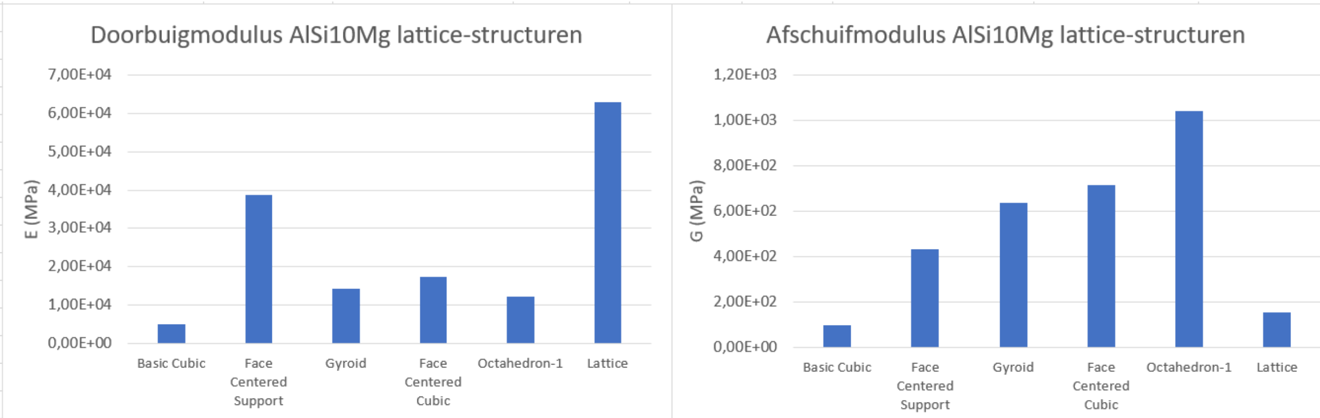


Figuur 18 - De berekende waarden aan de hand van de 3x3 matrix in vergelijking (12) lijkt onbetrouwbare resultaten op te leveren. Enkele uitkomsten hebben een negatieve of onwaarschijnlijk grote waarde.

Een mogelijke oorzaak van de onbetrouwbare resultaten kan worden gezocht in de instabiliteit van de matrixvergelijking. Dergelijke instabiliteit kan ontstaan wanneer één van de componenten in de vergelijking een veel groter of kleiner getal heeft dan de andere componenten.

Gezien de grootte van de belasting is het aannemelijk dat compressiefactor K relatief klein is ten opzichte van de componenten voor doorbuiging en afschuiving. Om de kans op instabiliteit te verminderen is ook matrixvergelijking (11) toegepast, waarbij de component voor compressie wordt verwaarloosd. De waarden die volgen uit deze 2 * 2 matrixvergelijking (Figuur 19) lijken op het eerste gezicht meer realistisch dan de waarden in Figuur 18. Echter, de berekende doorbuigmodulus (Young's Modulus) E voor de 'Lattice' samples bedraagt 62,8 GPa, wat nagenoeg gelijk is aan de typische waarde voor massief AlSi10Mg (70 GPa). Gezien de lage stijfheid (Figuur 16) en de kleine massa van deze samples is het niet aannemelijk dat deze waarde correct is. Aangezien alle waarden op dezelfde wijze berekend zijn kan niet met zekerheid worden gezegd of deze methode betrouwbare resultaten oplevert.

Het experimenteel bepalen van de mechanische eigenschappen (E, G en K) van de dunwandige huidplaten en de lattice struts, om vervolgens berekeningen (10) en (11) met deze waarden opnieuw uit te voeren, zou uitsluitsel kunnen bieden of de Timoshenko sandwichbalk theorie geldig is voor lattice-structuren.



Figuur 19 - Waarden voor E en G berekend aan de hand van de 2x2 matrix in vergelijking (11). Het meest opvallend is de onrealistisch hoge E-modulus voor de 'Lattice' samples.

3.2.5. Conclusies

Uit de experimenten blijkt dat de Gyroid structuur het meest geschikt is voor lichtgewicht ontwerpen bij een buiglast.

De samples waren minder sterk dan de samples met een Face Centered Cubic, Face Centered Support of Octahedron-1 structuur, maar vanwege de geringe massa van de samples heeft de Gyroid structuur de grootste specifieke stijfheid. Naast goede mechanische eigenschappen is deze structuur ook uitermate geschikt in toepassingen waar warmte-overdracht een rol speelt. Met deze structuur is het mogelijk om met een minimale hoeveelheid materiaal een zeer groot wandoppervlak te creëren waar warmte-overdracht kan plaatsvinden. Daarnaast ontstaan bij het toepassen van deze structuur twee afgezonderde volumes waar bijvoorbeeld een vloeistof doorheen kan stromen. Dankzij deze eigenschappen is de structuur bijvoorbeeld goed inzetbaar bij het ontwerp van warmtewisselaars. Om deze thermische eigenschappen optimaal te benutten is het wenselijk om een zo klein mogelijke wanddikte toe te passen. Nader onderzoek en optimalisatie van het printproces zal nodig zijn om te bepalen wat de minimale dikte is waarbij de wanden nog vloeistofdicht kunnen zijn. Daarnaast kunnen de procesparameters en eventueel een warmtenabehandeling de thermische eigenschappen van het materiaal beïnvloeden. Voor een maximale efficiëntie zal hier aan de hand van nader onderzoek een optimum in gevonden moeten worden.

De relatief eenvoudige Basic Cubic structuur heeft van de onderzochte structuren de minst gunstige verhouding tussen stijfheid en massa, ondanks de geringe massa van deze proefstukken. Wanneer deze structuur wordt vergeleken met de 'Lattice' proefstukken, valt op dat deze laatste iets efficiënter zijn, ondanks de grote gelijkenissen tussen de twee geometrieën. Het aanbrengen van afrondingen tussen de verschillende struts lijkt ertoe te leiden dat de stijfheid van de structuur significant toeneemt, terwijl de toename in massa gering is.

Het bepalen van de E-modulus en afschuifmodulus via de Timoshenko sandwich-balktheorie lijkt in dit geval niet betrouwbaar te zijn. Om de E-modulus en afschuifmodulus op betrouwbare wijze te kunnen bepalen middels een driepunts-buigproef zal nader onderzoek moeten worden verricht. Mogelijk gaat de sandwich-balktheorie in vergelijking (8) niet op voor samples met een lattice-structuur.

Voor het vinden van een betrouwbare methode om E en G van een lattice-structuur te bepalen aan de hand van driepunts-buigproeven zal nader onderzoek moeten worden verricht. Mogelijke oplossingsrichtingen zouden kunnen zijn:

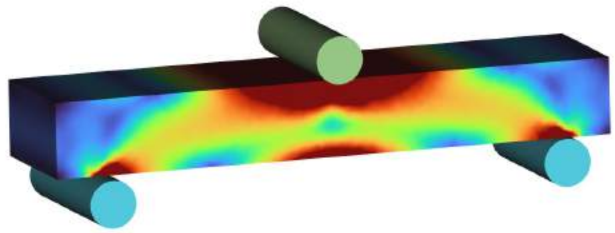
- Een belangrijk deel van de eigenschappen van de proefstukken wordt bepaald door de huidplaten. In de berekeningen wordt nu aangenomen dat deze platen een constante dikte hebben van 0,5 mm, maar vanwege de ruwheid die inherent is aan LPBF bestaat de kans dat de effectieve dikte in werkelijkheid anders is. Daarnaast is voor deze huidplaten gerekend met een E-modulus van 70 GPa (standaard voor AlSi10Mg), maar de kans bestaat dat deze in werkelijkheid afwijkt voor dergelijk kleine wanddikten.
- Door de effecten van indrukking (nabij het drukpunt en de opleggingen) nauwkeurig te bepalen, kan met meer zekerheid gezegd worden of deze bij het berekenen van E en G genegeerd mag worden.
- Het uitwerken van met name vergelijking (12) lijkt erg gevoelig te zijn voor kleine wijzigingen in de invoer. Een analyse van de gevoeligheid van deze methode voor eventuele meetfouten kan hierover meer duidelijkheid geven.
- Door het afzonderlijk bepalen van E en G aan de hand van experimenten, kan gecontroleerd worden of de berekende waarden overeenkomen met de praktijk. Zo kan voor het bepalen van E bijvoorbeeld een vierpunts-buigproef worden uitgevoerd, waarbij tussen de twee drukrollen een zuivere doorbuiging plaatsvindt. Eventueel zouden trekproeven kunnen worden uitgevoerd. Hierbij zal eerst moeten worden onderzocht hoe daarvoor een geschikt proefstuk kan worden ontworpen. Voor het bepalen van G kan een afschuifproef uitkomst bieden.

4. Het optimaliseren van lattice-structuren

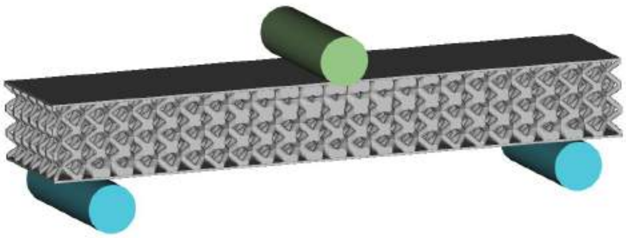
Het bezwijken van een lattice-structuur begint vaak bij het bezwijken van één of enkele struts [12], terwijl de rest van de lattice-structuur nog volledig intact kan zijn. Dit impliceert dus ook dat in een homogene lattice-structuur niet iedere strut optimaal wordt benut. De lattice-struts die bij een toenemende belasting nog intact blijven, zouden in theorie dunner geconstrueerd kunnen worden om nóg meer gewicht te besparen. Met behulp van *field driven design* in *nTopology* kan een dergelijke optimalisatie in enkele stappen worden uitgevoerd.

4.1. Field Driven Design

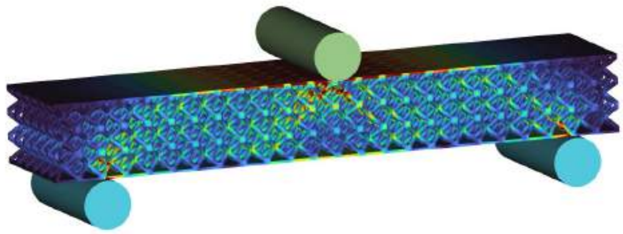
Bij het toepassen van een *Field Driven Design* kan externe input (bijvoorbeeld kleuren binnen een afbeelding of het resultaat van een simulatie), worden gebruikt om een ontwerp te optimaliseren. Het resultaat van een FEM-analyse (verdeling van Von-Mises spanningen) of een thermische analyse (verdeling van temperatuur of warmtetransport) kan bijvoorbeeld worden gebruikt om de strutdiameter te variëren, om zo het ontwerp te optimaliseren voor een specifieke belasting. In onderstaand voorbeeld is te zien welk effect dit kan hebben op de massa en stijfheid:



Verdeling van Von-Mises spanningen als resultaat van een statische simulatie van een driepunts-buigproef. Ter illustratie is de kleurweergave in deze afbeelding overdreven.

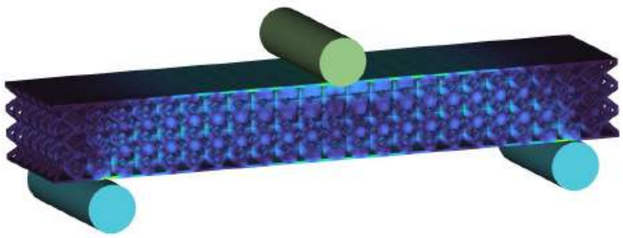


Field driven design toegepast. De lattice-structuur is geoptimaliseerd aan de hand van de verdeling van Von-Mises spanningen met behulp van de ‘Ramp’ functie in nTopology.



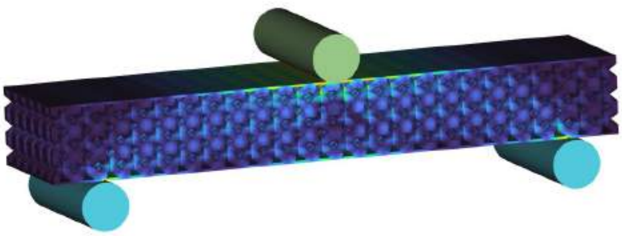
Simulatie van de homogene lattice-balk met een homogene strutdiameter van 1mm. In de rode gebieden bevinden zich spanningen ≥ 150 MPa.

- massa: 35,4 g
- max. deformatie: 0,26 mm



Simulatie van de geoptimaliseerde lattice-balk met variabele een strutdiameter van 1-3 mm. Hierbij is te zien dat de piekspanningen <150 MPa bedragen.

- massa: 70,1 g
- max. deformatie: 0,09 mm



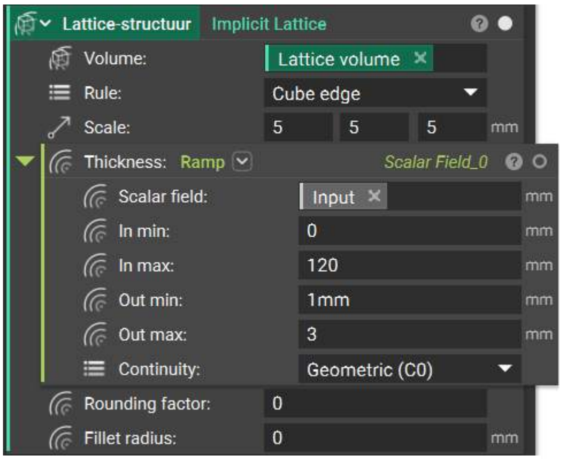
Simulatie van de homogene lattice-balk met een homogene strutdiameter van 2mm. Ten opzichte van het geoptimaliseerde model is de deformatie gelijk, maar de piekspanningen en de massa zijn hier groter.

- massa: 89,9 g
- max. deformatie: 0,09 mm

Uit de simulaties in nTopology blijkt dat het uitvoeren van een optimalisatie leidt tot een product dat efficiënter gebruik maakt van het materiaal dan een homogene lattice-structuur. Om te valideren of deze methode in de praktijk ook werkt is een serie experimenten opgezet. Hierbij worden verschillende strategieën toegepast voor het optimaliseren van de lattice-structuur voor een driepunts-buigproef.

4.2. Opzet experiment

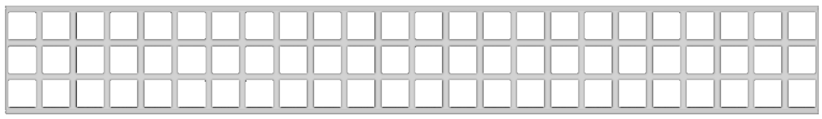
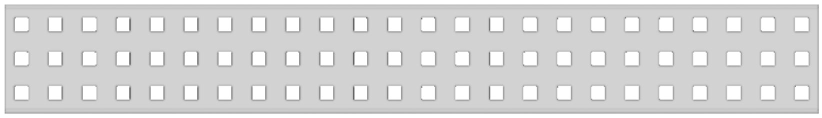
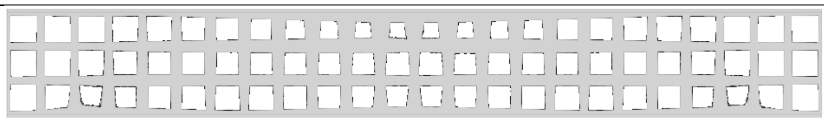
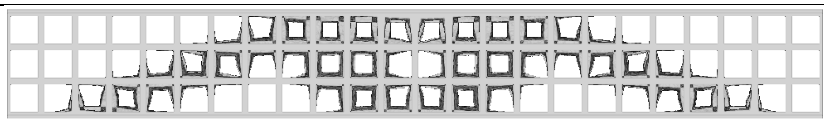
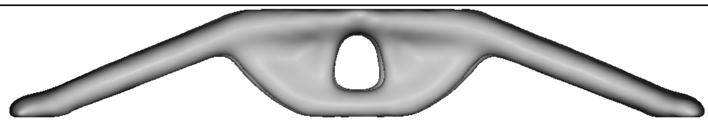
Voor het experiment zijn verschillende proefstukken ontworpen en met elkaar vergeleken. De proefstukken (Tabel 4) worden volgens twee verschillende methoden geoptimaliseerd. Hierbij wordt gebruik gemaakt van de *'Ramp'* functie in nTopology (Figuur 20). In eerste instantie wordt een optimalisatie uitgevoerd aan de hand van een FEM-analyse, vergelijkbaar met het voorbeeld in de vorige paragraaf. Daarnaast wordt er een proefstuk geoptimaliseerd aan de hand van een topologie-optimalisatie. Hierbij wordt het resultaat van de topologie-optimalisatie gebruikt als *Scalar Field* in de ramp functie. Deze geoptimaliseerde proefstukken worden vergeleken met proefstukken met homogene strutdiameters van 1 mm en 3 mm. Daarnaast bevat de vergelijking ook het directe resultaat van een topologie-optimalisatie. De samples hebben een celgrootte van 5x5x5 mm en struts met een vierkante dwarsdoorsnede. De proefstukken zijn in drievoud geproduceerd.



Figuur 20 - Voor de variabele dikte van de struts wordt een "Ramp" functie toegepast. In dit voorbeeld is het Scalar Field (Input) een vlak op het uiteinde van het lattice-volume, maar hier kunnen verschillende soorten data als input dienen (bijvoorbeeld resultaten van een simulatie of een andere Implicit Body). 'In min' en 'In max' bepalen de afstand vanaf het scalar field waarover de gradiënt wordt aangebracht. In dit geval is de eenheid van deze getallen in millimeters, maar hier kan bijvoorbeeld ook een waarde in megapascal worden ingevoerd. 'Out min' en 'Out max' bepalen vervolgens de minimale en maximale dikte van de struts. In dit geval wordt dus een gradiënt aangebracht in de strut diameter van 1 tot 3 millimeter over een lengte van 0 tot 120 millimeter vanaf de input.

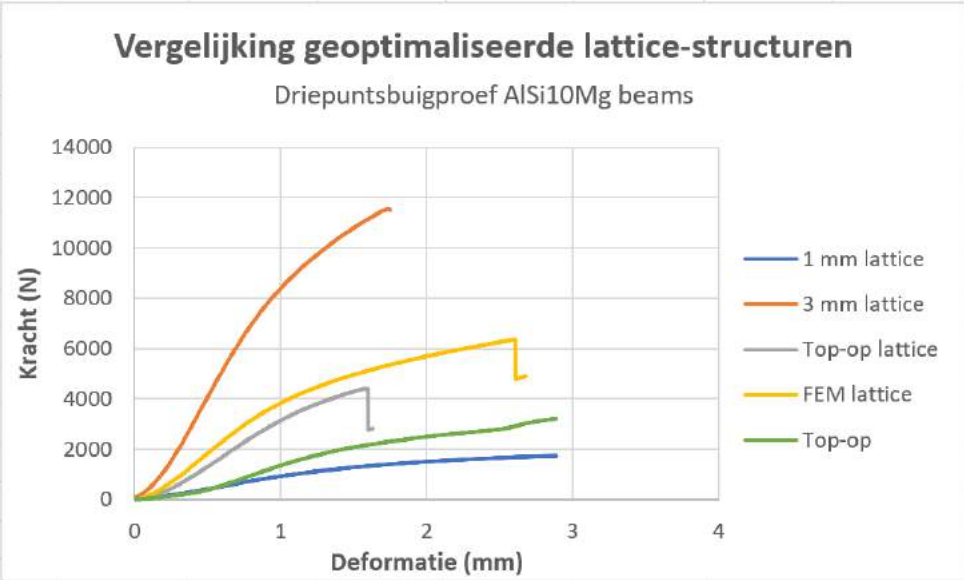
De buitenste afmetingen van de proefstukken zijn identiek aan de experimenten in paragraaf 3.2. De driepunts-buigproeven worden uitgevoerd volgens NEN-EN-ISO 7438 met een opleglengte van 100mm en een druksnelheid van 1 mm/s. Evenals de eerder uitgevoerde drukproeven en driepunts-buigproeven wordt de stijfheid van het proefstuk ($\Delta U/\Delta F$) gedeeld door de massa, om zo te kunnen bepalen welke methode het beste kan worden toegepast voor een lichtgewicht ontwerp.

Tabel 4 – Zij-aanzicht van de verschillende proefstukken

1 mm homogeen	
3 mm homogeen	
Geoptimaliseerd FEM (1–3 mm)	
Geoptimaliseerd aan de hand van topologie-optimalisatie (1–3 mm)	
Topologie-optimalisatie (geen lattice-structuur)	

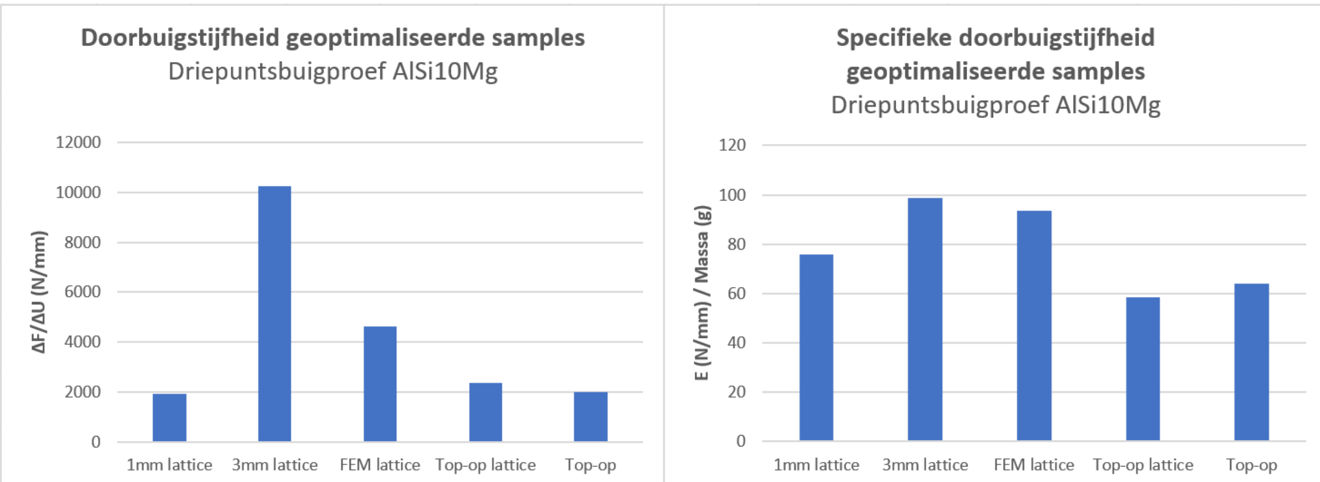
4.3. Resultaten

Bij het analyseren van de resultaten van de driepunts-buigproeven (Figuur 21) vallen een aantal zaken op. Allereerst is te zien dat de homogene 1mm lattice de laagste sterkte en stijfheid heeft, gevolgd door het sample met het Topologie-optimalisatie sample (geen lattice). De twee geoptimaliseerde samples (via FEM en topologie-optimalisatie) hebben een vergelijkbare stijfheid, maar de FEM-lattice samples hebben een grotere maximale deformatie en kracht bij breuk. De samples met een 3 mm lattice hebben de grootste stijfheid en kracht bij breuk, terwijl de deformatie bij breuk het kleinst is van alle proefstukken.



Figuur 21 - Resultaten van de driepunts-buigproeven met geoptimaliseerde lattice-proefstukken, homogene lattice-proefstukken en topologisch geoptimaliseerde proefstukken

Van de verschillende proefstukken is de stijfheid ($E = {}^{\Delta F}/_{\Delta U}$) bepaald in het lineair elastische gebied. Vervolgens is deze stijfheid gedeeld door de massa van de proefstukken om een indruk te krijgen van de meest efficiënte methode om een lattice-structuur te optimaliseren (Figuur 22).



Type lattice-structuur	1 mm lattice	3 mm lattice	Top-op lattice	FEM-lattice	Top-op
Massa (g)	25,5	103,8	40,5	49,2	31,5

Figuur 22 – Vergelijking van geoptimaliseerde en niet-geoptimaliseerde driepunts-buigproef samples. De waarden voor de specifieke doorbuigstijfheid van lattice-samples in de driepunts-buigproef worden bepaald door de stijfheid E (=ΔF/ΔU) te delen door de massa van het sample.

Hierbij valt op dat de homogene lattice-structuur met een strutdikte van 3 mm de meest gunstige verhouding heeft tussen stijfheid en massa. De homogene structuur met een dikte van 1 mm heeft aanzienlijk minder gunstige eigenschappen, wat gezien de homogene verdeling van het materiaal niet de verwachting was. Een mogelijke oorzaak van dit verschijnsel is dat de materiaaleigenschappen van dunwandige delen kunnen afnemen als gevolg van ruwheid en porositeit [13]. Vermoedelijk is dit verschijnsel een stuk minder groot bij een strutdikte van 3 mm dan bij een strutdikte van 1 mm, waardoor de bulk-materiaaleigenschappen beter zijn.

Wanneer beide geoptimaliseerde samples (Top-op lattice en FEM-latice) met elkaar worden vergeleken valt op dat het sample dat geoptimaliseerd is aan de hand van een FEM-analyse het meest gunstige resultaat oplevert. Vermoedelijk presteren deze samples beter dan de samples die geoptimaliseerd zijn aan de hand van een topologie-optimalisatie omdat de verdikkingen in de struts hierbij over de gehele breedte van het sample worden toegepast. Bij een optimalisatie aan de hand van een topologie-optimalisatie is dit niet het geval, omdat het resultaat van de topologie-optimalisatie geen homogene verdeling van materiaal heeft over de breedte van het sample. Daardoor wordt een kleiner gebied binnen het proefstuk geoptimaliseerd dan bij de FEM-lattice het geval is.

4.4. Conclusies

Uit de experimenten blijkt dat het mogelijk is om een lattice-structuur te optimaliseren op basis van een FEM-analyse en op basis van een topologie-optimalisatie. In dit geval heeft het proefstuk dat geoptimaliseerd is aan de hand van een FEM-analyse een circa 60% hogere specifieke stijfheid dan het proefstuk dat is geoptimaliseerd aan de hand van een topologie-optimalisatie. Proefstukken die aan de hand van een FEM-analyse zijn geoptimaliseerd hebben een 23% grotere specifieke stijfheid dan samples met een homogeen verdeelde strutdiameter van 1 mm. In dit geval hebben alle geoptimaliseerde samples, tegen de verwachting in, een lagere specifieke stijfheid (5% lager voor de FEM-lattice en 41% lager voor de Topop-lattice) dan de samples met een homogene strutdikte van 3 mm. Vermoedelijk wordt dit veroorzaakt door de effecten van wanddikte op de mechanische eigenschappen als gevolg van oppervlakteruwheid en porositeit. Nader onderzoek zal moeten uitwijzen of dit de daadwerkelijke oorzaak is.

5. Simulatie

Bij het ontwerpen van lichtgewicht onderdelen wordt meestal gebruik gemaakt van *Finite Elements Method* (FEM) analyses. Voor traditioneel ontworpen producten, veelal opgebouwd uit eenvoudige balkvormige of cilindrische elementen, kan met behulp van een FEM-analyse vaak relatief snel een indruk verkregen worden van de mechanische producteigenschappen. Bij het toepassen van een dergelijke simulatie op een product dat een lattice-structuur bevat, ondervindt men enkele uitdagingen, die veelal te maken hebben met de nauwkeurigheid van de simulatie of de benodigde rekencapaciteit. In hoofdstuk 3 is al duidelijk geworden dat een wiskundige benadering voor het voorspellen van de stijfheid nog geen nauwkeurige resultaten oplevert. De verwachting is dan ook dat een simulatie momenteel ook nog geen nauwkeurige eindresultaten oplevert. Echter, voor een onderlinge vergelijking van verschillende lattice-structuren in een product of voor het herkennen van trends kan een simulatie al wel nuttig worden ingezet. Deze paragraaf beschrijft verschillende strategieën voor het simuleren van een lattice-structuur en welke rol de *mesh* (paragraaf 0) speelt bij het verkrijgen van een goed resultaat.

5.1. nTopology

In dit onderzoek wordt nTopology gebruikt voor het uitvoeren van simulaties van lattice-structuren. Dit softwarepakket bevat een ontwerptool waarmee op eenvoudige en snelle wijze complexe geometrieën kunnen worden gecreëerd. Om deze complexe vormen snel te kunnen genereren en visualiseren wordt gebruik gemaakt van *Implicit Modeling*. Deze techniek werkt relatief snel, omdat het hierbij niet noodzakelijk is om ieder oppervlak/rand volledig te modelleren, in tegenstelling tot een regulier CAD-model (*Explicit Modeling)*, bijvoorbeeld in de vorm van *.sldprt, *.stp of *.igs. In plaats daarvan beschrijft Implicit Modeling de geometrie van een model aan de hand van mathematische vergelijkingen, zonder dat het *wireframe* (bestaand uit alle randen, punten en vlakken van een model) direct wordt vastgelegd. Dit wireframe kan in een later stadium nauwkeurig worden vastgelegd aan de hand van een *mesh,* conversie naar een CAD-model of direct als *slices,* die gebruikt worden voor o.a. poederbed AM-processen.

Naast deze modelleertechnieken bevat nTopology ook mogelijkheden voor het uitvoeren van thermische en mechanische simulaties. De resultaten van deze simulaties kunnen o.a. worden gebruikt voor het manipuleren van bepaalde parameters van *Implicit Models*. Zo kan een lattice structuur bijvoorbeeld geoptimaliseerd worden aan de hand van een FEM-analyse, waarbij de verdeling van Von-Mises spanningen bij een bepaalde belasting wordt gebruikt om de strutdiameter aan te passen.

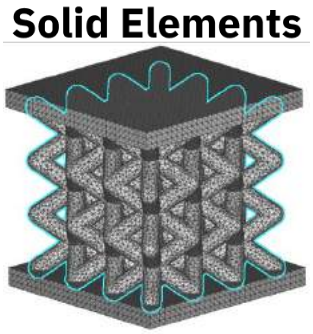
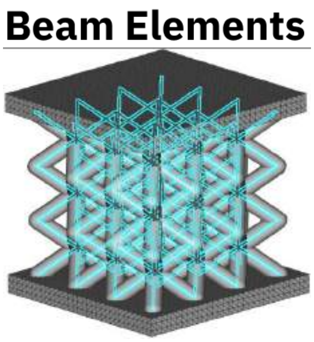
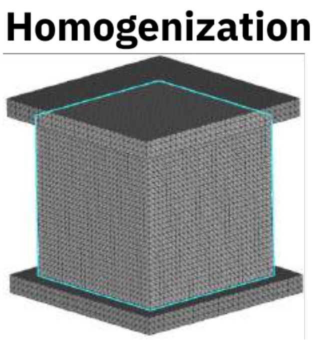
Alle handelingen die in nTopology kunnen worden uitgevoerd, worden door de gebruiker toegepast aan de hand van zogeheten *blocks*. Deze kunnen gecombineerd worden om *workflows* te creëren die leiden tot een eindproduct. Omdat deze workflows vaak (met kleine aanpassingen) inzetbaar zijn voor verschillende producten, is het tevens mogelijk om een groot deel van deze workflow te automatiseren.

5.2. Strategieën voor simuleren van lattice-structuren

Voor het simuleren van lattice-structuren kunnen een aantal verschillende strategieën worden toegepast, ieder met haar eigen voor- en nadelen. Binnen nTopology is er keuze uit drie verschillende strategieën (Tabel 5), waarbij aanzienlijke verschillen gevonden worden in benodigde rekentijd (computational cost) en de nauwkeurigheid van de resultaten [14].

Over het algemeen kan gesteld worden dat de *Solid Elements* methode de meest nauwkeurige voorspelling biedt. Als alternatief kan voor grotere producten de *Homogenization-methode* worden toegepast, waarbij de meest nauwkeurige resultaten geboekt worden wanneer de materiaaldichtheid in de lattice-structuur relatief groot is. Wanneer men snel een indruk wil krijgen van bijvoorbeeld de verschillen in gedrag tussen verschillende lattice-structuren onder een bepaalde belasting, dan kan de *Beam Elements* methode uitkomst bieden.

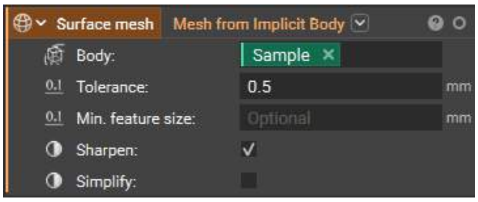
Tabel 5 - Verschillende strategieën voor het simuleren van lattice-structuren [14]

	De 'Solid Elements' (klassieke FEM-analyse) methode is in potentie de meest nauwkeurige methode, waarbij tevens spanningsconcentraties en rand-effecten zichtbaar worden. Hierbij wordt iedere strut opgedeeld in *mesh-elementen* die stuk voor stuk worden doorgerekend. De nauwkeurigheid van het resultaat is in grote mate afhankelijk van het aantal mesh-elementen waarmee de geometrie wordt beschreven. Het grootste nadeel aan deze methode is (zeker bij grote producten met veel lattice-cellen) de benodigde rekencapaciteit, welke vele malen groter is dan voor de overige methoden. Daarnaast kan het maken van een goede *mesh* een uitdaging zijn, omdat hier een compromis gevonden moet worden tussen snelheid en nauwkeurigheid.
	De 'Beam Elements' (staafelementen) methode modelleert niet de volledige lattice-structuur, maar gaat slechts uit van de staafelementen tussen de nodes. De struts worden (in lengte-richting) opgedeeld in een in te stellen aantal elementen. Hierbij is de strutdiameter een andere in te stellen parameter. Omdat op deze manier het aantal mesh elementen gering blijft, is deze methode de snelste manier om een voorspelling te doen van het gedrag van een lattice-structuur. Deze methode negeert enkele mechanische effecten zoals spanningsconcentraties en afrondingen tussen verschillende struts. Daarnaast is deze methode uitsluitend geschikt voor 'Beam based' lattice-structuren, wat betekent dat de methode niet geschikt is voor bijvoorbeeld Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS) structuren, waarin geen staafelementen aanwezig zijn.
	De Poisson-methode is een alternatief waarbij de lattice-structuur tijdens de simulatie vervangen wordt door een homogeen (massief) volume, waarvoor (aanzienlijk) minder mesh-elementen en rekencapaciteit nodig zijn. Aan dit volume worden materiaaleigenschappen toegekend die overeenkomen met de eigenschappen van de lattice-structuur. Om deze eigenschappen te bepalen wordt eerst een nauwkeurige 'Solid Elements' simulatie (met voorgedefinieerde belastingen) uitgevoerd aan één lattice-cel naar keuze. Dit betekent dan ook direct dat deze methode alleen geschikt is voor lattice-structuren met een homogene celgrootte en strut diameter. Deze methode is niet de meest nauwkeurige, maar kan uitkomst bieden voor producten met een groot aantal lattice-cellen en een relatief hoge materiaaldichtheid.

5.3. Het genereren van een solid mesh

Het genereren van een mesh is een methode om het oppervlak of het volume te beschrijven aan de hand van kleine elementen. Mesh bestanden bestaan in verschillende varianten en worden in verschillende soorten simulaties toegepast. Het aantal elementen dat de mesh bevat is van grote invloed op de nauwkeurigheid van de analyse en de tijd die hiervoor benodigd is. In deze paragraaf wordt aan de hand van de functies in *nTopology* beschreven hoe een solid mesh gegenereerd kan worden ter behoeve van een FEM-analyse.

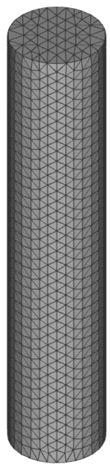
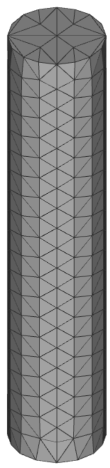
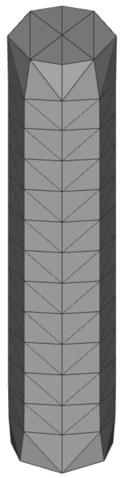
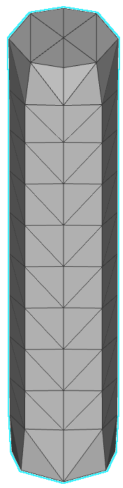
5.3.1. Surface mesh



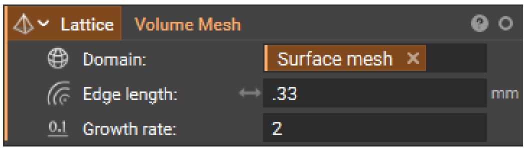
Figuur 23 - Mesh from Implicit body functie voor het genereren van een Surface mesh

De eerste stap die altijd gedaan moet worden is het omzetten van een *CAD-model* of *Implicit Model* naar een surface mesh (Figuur 23), welke het oppervlak van het product beschrijft door middel van driehoekige elementen. Dit type mesh wordt tevens gebruikt voor het produceren van *STL- of 3MF-bestanden,* welke onder anderen direct kunnen worden gebruikt als input voor het 3D-printproces. De nauwkeurigheid van deze mesh (Tabel 6) is belangrijk, omdat deze voor een groot deel de nauwkeurigheid van de uiteindelijke simulatie bepaalt. In sommige gevallen kan de *Remesh Surface* functie uitkomst bieden om het aantal mesh-elementen te optimaliseren en om de grootte van de mesh-elementen te homogeniseren (dit is voordelig bij de vervolgstappen). Met deze functie heeft de gebruiker meer controle over de indeling en vorm van de elementen, wat kan zorgen voor een reductie in aantallen. Het is hierbij dus zaak om een mesh te genereren die het oppervlak van het product voldoende nauwkeurig beschrijft, zonder dat hierbij onnodig veel data wordt gegenereerd. In nTopology wordt de nauwkeurigheid van een surface mesh bepaald aan de hand van de *Tolerance* parameter, welke een indicatie geeft voor de maximale afwijking van de mesh ten opzichte van het CAD-model. In het geval van een lattice-structuur kan de vuistregel gesteld worden dat de helft à driekwart van de kleinste strutdiameter als waarde voor de 'Tolerance' een goed startpunt is.

Tabel 6 - Surface mesh aan de hand van verschillende waarden voor 'Tolerance' in nTopology. Pin diameter 1mm

Tolerance (mm):	**0,25**	**0,5**	**0,75**	**1**
Aantal mesh faces	2768	688	224	176
 Implicit/CAD body Pin ø = 1mm				

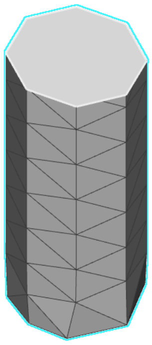
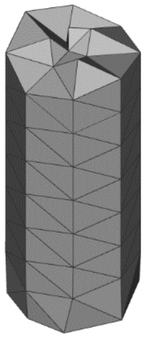
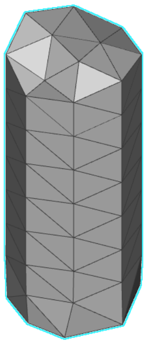
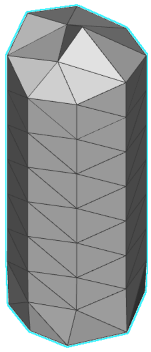
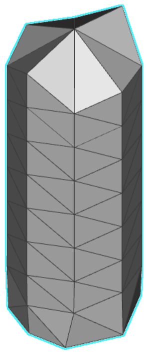
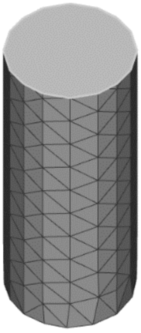
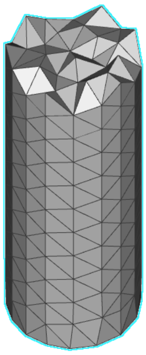
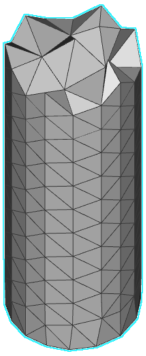
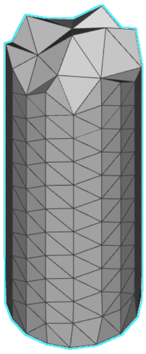
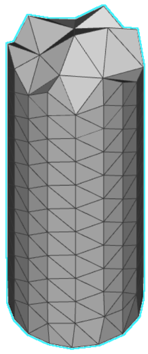
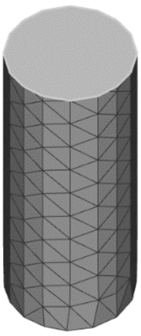
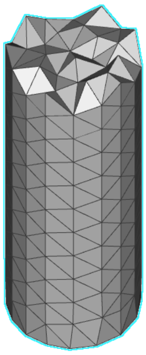
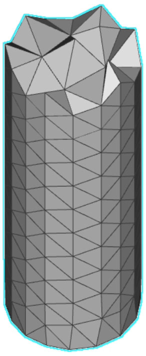
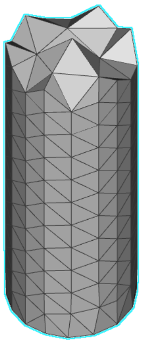
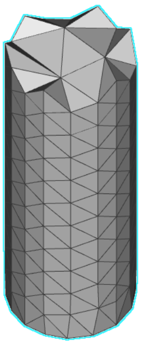
5.3.2. Volume mesh



Figuur 24 - Volume Mesh block in nTopology wordt gebruikt voor het genereren van een volume mesh op basis van de Surface mesh

Omdat een surface mesh slechts het oppervlak van het product beschrijft, is deze nog niet direct geschikt voor het bepalen van de interne spanningen. Om interne spanningen te kunnen berekenen is het noodzakelijk om ook het massieve volume van het product onder te verdelen in mesh-elementen. Voor het genereren van een *Volume mesh* wordt de eerder gegenereerde *Surface mesh* als input gebruikt (Figuur 24), waarbij de inwendige elementen worden verbonden aan de *nodes* van de gebruikte surface mesh. Bij het genereren van een *Volume mesh* in nTopology kunnen twee variabelen worden ingesteld: *Edge Length* beïnvloedt de nauwkeurigheid van de mesh definitie en *Growth Rate* is een factor die beïnvloedt in welke mate de afmeting van twee aanliggende mesh elementen mogen verschillen. In Tabel 7 is te zien hoe de verdeling van lattice cellen in een volume mesh wordt beïnvloed door verschillende parameters. Na het genereren van de *Volume Mesh* moet deze nog worden toegewezen als *FE Mesh,* zodat deze kan worden toegepast in een simulatie.

Tabel 7 – Dwarsdoorsneden van Volume mesh bij variërende surface meshes 'Edge length' en 'Growth rate' in nTopology. Pin diameter 1mm.

Edge length		*0,2*	*0,3*	*0,4*	*0,5*
Aantal cellen	*224*	*1.083*	*560*	*394*	*282*
Pin ø = 1mm Tolerance: 0,75 mm Growth Rate: 2	 Surface mesh				 Te groot
Edge length		**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**
Aantal cellen	688	3.143	1.468	1.420	1419
Tolerance: 0,5mm Growth Rate: 2	 Surface mesh			 Plateau aantal cellen	
Edge length		**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**
Aantal cellen	688	3.143	1.468	1.365	1040
Tolerance: 0,5mm Growth Rate: 5	 Surface mesh				

Als vuistregel kan gesteld worden dat de afmetingen van de mesh-elementen ***maximaal een derde van de kleinste wanddikte (of strutdiameter)*** mogen bestrijken, zodat onderscheid kan worden gemaakt tussen een kern en een huid daar omheen. Een keuze voor zeer kleine mesh-elementen kan ertoe leiden dat het genereren van de mesh erg lang duurt en resulteert in onnodig grote bestanden. Ook zal de uitgevoerde simulatie daardoor aanzienlijk meer tijd in beslag nemen. Een ogenschijnlijk kleine verandering in de mesh instellingen kan grote gevolgen hebben.

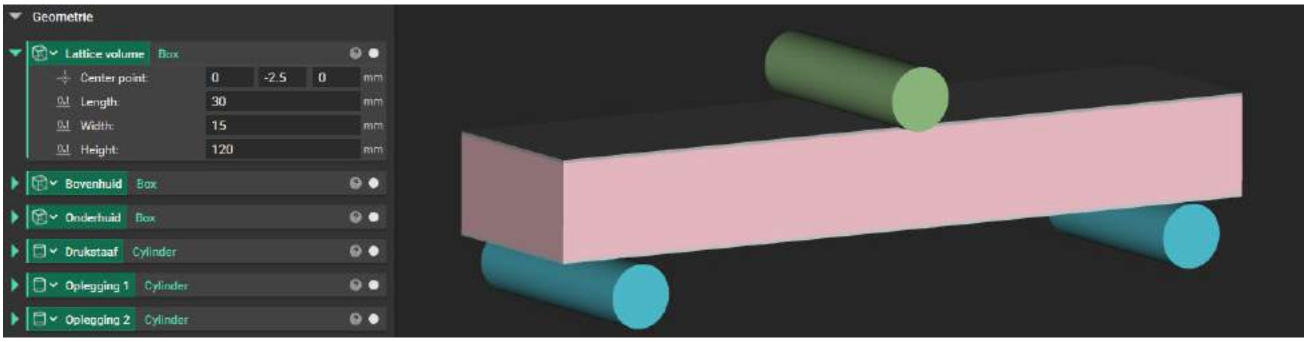
Indien het niet lukt om een nauwkeurige, foutvrije surface mesh te genereren, kan een *Robust Tetrahedral mesh* vaak uitkomst bieden. Dit type volume mesh kost meer tijd om te genereren, maar is minder gevoelig voor fouten in de surface mesh.

5.4. Eindige elementen simulatie driepunts-buigproef

Het genereren van een mesh is slechts een klein deel van de informatie die nodig is voor het uitvoeren van een simulatie. Het opzetten van een FEM-analyse is onder te verdelen in verschillende stappen. Deze paragraaf geeft weer hoe deze stappen in *nTopology* kunnen worden vormgegeven aan de hand van het voorbeeld van een driepunts-buigproef, waarin achtereenvolgens de geometrie van het proefstuk wordt gedefinieerd, een mesh wordt gegenereerd en de rest van de analyse wordt gedefinieerd en uitgevoerd.

5.4.1. Definitie van de geometrie

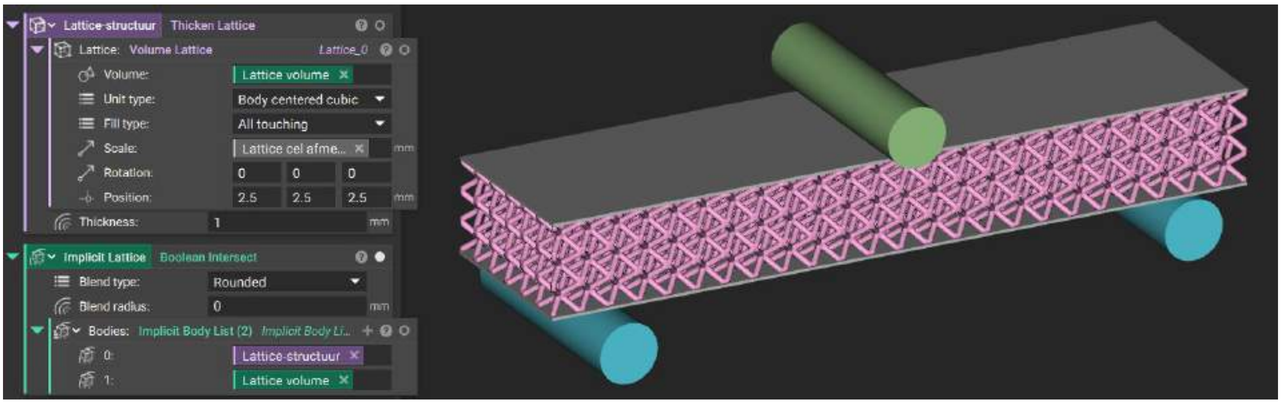
De eerste stap in het opzetten van een simulatie is het definiëren van de relevante geometrieën. Uiteraard dient in het geval van een driepunts-buigproef het proefstuk te worden gedefinieerd, maar het is in dit geval ook raadzaam om de opleggingen en de drukrol te definiëren. Hiervoor kunnen CAD-modellen worden geïmporteerd vanuit verschillende software-pakketten. Hierbij kunnen universeel bruikbare bestandsformaten als *.stp, *.igs of *.x_t gebruikt worden, maar van een aantal breed geaccepteerde programma's (SolidWorks, Inventor, Siemens NX, Creo, Catia) kunnen de bestanden ook direct worden ingeladen. In dit voorbeeld worden de basisgeometrieën gemodelleerd in nTopology zelf. Eenvoudige vormen kunnen in nTopology direct als *Implicit model* worden gecreëerd via 'Box' of 'Cylinder' blocks (Figuur 25). CAD-modellen of Implicit models kunnen voor een simulatie vervolgens worden omgezet naar een *mesh*.



Figuur 25 - Het definiëren van geometrieën voor een driepunts-buigproef in nTopology. Eenvoudige vormen kunnen direct worden gegenereerd als Implicit Model aan de hand van de afmetingen en positionering

5.4.2. Implementatie van de lattice-structuur

Nadat alle volumes gedefinieerd zijn, kan nu binnen de 'Lattice volume' box een lattice-structuur gecreëerd worden (Figuur 26). Hiervoor wordt een 'Volume Lattice' block gebruikt, waarmee de *beams* van de lattice-structuur gegenereerd worden. In dit block worden onder andere het type lattice structuur, de afmetingen en oriëntatie van de cellen gedefinieerd. Vervolgens wordt aan de gegenereerde beams een dikte toegekend met het 'Thicken Lattice' block. Hierdoor is een *Implicit Model* van de lattice structuur ontstaan, dat buiten het gebied van het gedefinieerde lattice volume treedt. Met behulp van een *Boolean Intersect* block kan de structuur worden bijgesneden op de grenzen van het lattice volume. Bij een wijziging aan bijvoorbeeld het type lattice structuur (Unit type) of de strutdiameter (Thickness) wordt een nieuwe structuur binnen enkele seconden gegenereerd.



Figuur 26 - Het genereren en 'trimmen' van een Diamond/BCC lattice-structuur in nTopology

5.4.3. Het genereren van mesh-bodies

Voor de opzet van de statische analyse maakt het weinig verschil welk type mesh wordt gebruikt. In dit voorbeeld wordt een Solid Elements mesh gebruikt.

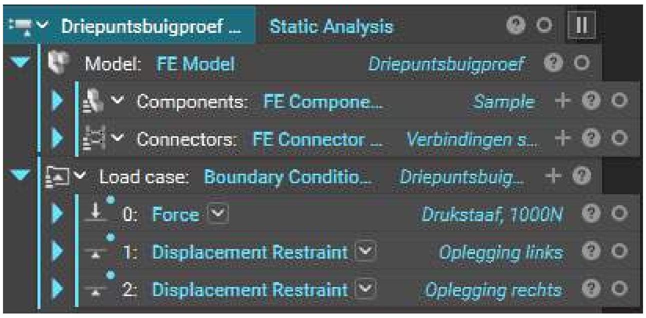
Voor de surface mesh van de lattice-structuur is gekozen voor een *Tolerance* van 0,5mm. De 'Sharpen' optie is aangevinkt om alle scherpe overgangen en randen te behouden. Dit resulteert in een surface mesh met 1.485.216 faces. Hiermee is vervolgens een volume mesh gegenereerd met een *Edge Length* van 0,5mm en een *Growth Rate* van 5. Deze volume mesh bevat 2.408.612 cellen.

Voor de huidplaten (met een dikte van 0,5mm) is gekozen voor een surface mesh met een *Tolerance* van 0,25mm. Voor de volume mesh is gebruik gemaakt van een *Edge Length* van 0,25mm en een *Growth Rate* van 2. De volume mesh voor iedere huidplaat bevat 349.917 cellen.

Nadat de verschillende meshes zijn gegenereerd dienen deze aan elkaar te worden verbonden en kunnen de belastingen en overige randvoorwaarden worden gedefinieerd.

5.4.4. Het opzetten van de statische analyse

Voor het uitvoeren van statische analyses beschikt nTopology over het *Static Analysis* block (Figuur 27). In dit block worden verschillende aspecten van de simulatie gedefinieerd, waaronder het *FE Model* en de randvoorwaarden die voor het experiment gelden.



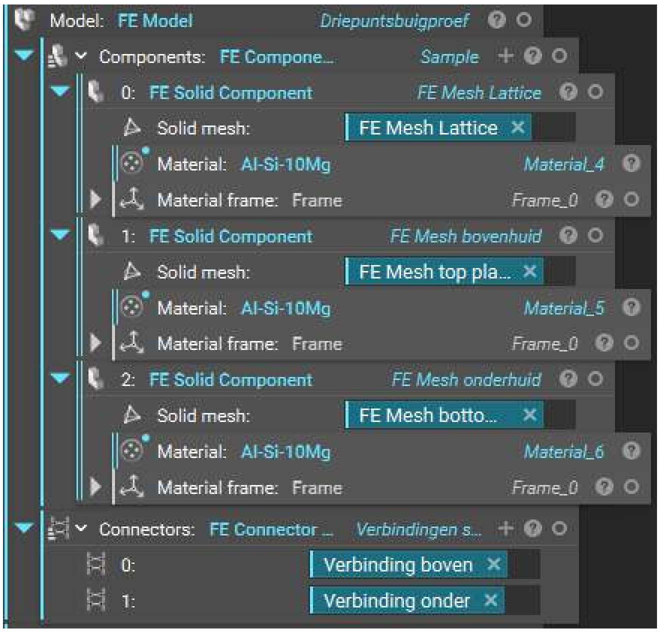
Figuur 27 – 'Block' van een statische simulatie in nTopology, bestaand uit een 'FE Model' en een 'Load Case'

FE Model

Het FE model bevat alle componenten van het te analyseren model. Ook worden hierin de materiaaleigenschappen toegewezen. Wanneer het te analyseren model bestaat uit meerdere componenten, kan hier worden aangegeven hoe de verschillende delen met elkaar verbonden zijn.

In het geval van een driepunts-buigproef bestaat het sample uit drie verschillende bodies: de lattice-structuur met een boven- en onderhuid. Om deze te verbinden zijn twee ‘tie constraints’ toegepast om iedere huidplaat te verbinden aan de lattice-structuur (Figuur 28). Omdat dit voorbeeld een *Solid Elements* simulatie betreft is voor de verschillende componenten een *FE Solid Component* gedefinieerd. Voor iedere FE Component dient, naast een set materiaaleigenschappen, een *FE Mesh* te worden toegekend als model. In dit geval kan voor de verschillende componenten een *Volume Mesh* (zie ook paragraaf 0) worden toegekend als FE Mesh.

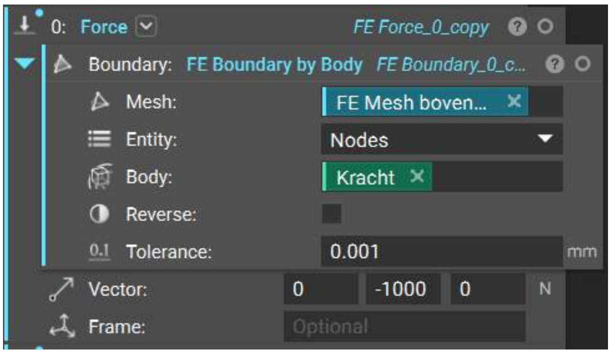
Voor het maken van de verbindingen tussen de lattice-structuur en de huidplaten kan een *FE Lattice Connector* block worden toegepast. Hiermee worden voor iedere verbinding de *nodes* van de FE Mesh van de lattice-structuur en de huidplaat verbonden.



Figuur 28 - Het FE Model, bestaand uit de drie verschillende componenten + materiaaleigenschappen van het proefstuk en twee verbindingen tussen de lattice-structuur en huidplaten

Boundary Conditions

Aan het FE Model dienen enkele randvoorwaarden (boundary conditions) te worden toegekend voordat de analyse gestart kan worden. In het geval van een driepunts-buigproef bestaan deze randvoorwaarden uit een kracht(vector) en twee opleggingen. Om de opgelegde kracht (in dit geval 1000 N in de juiste richting voor de buigproef) te definiëren wordt een ‘Force’ block gebruikt, waarin de richting en grootte van de kracht worden bepaald. Daarnaast dient een ‘boundary’ te worden gedefinieerd (hiervoor wordt het block ‘Boundary by body’ gebruikt) om aan te geven dat de kracht door de drukstaaf wordt doorgegeven aan de bovenste huidplaat (Figuur 29).



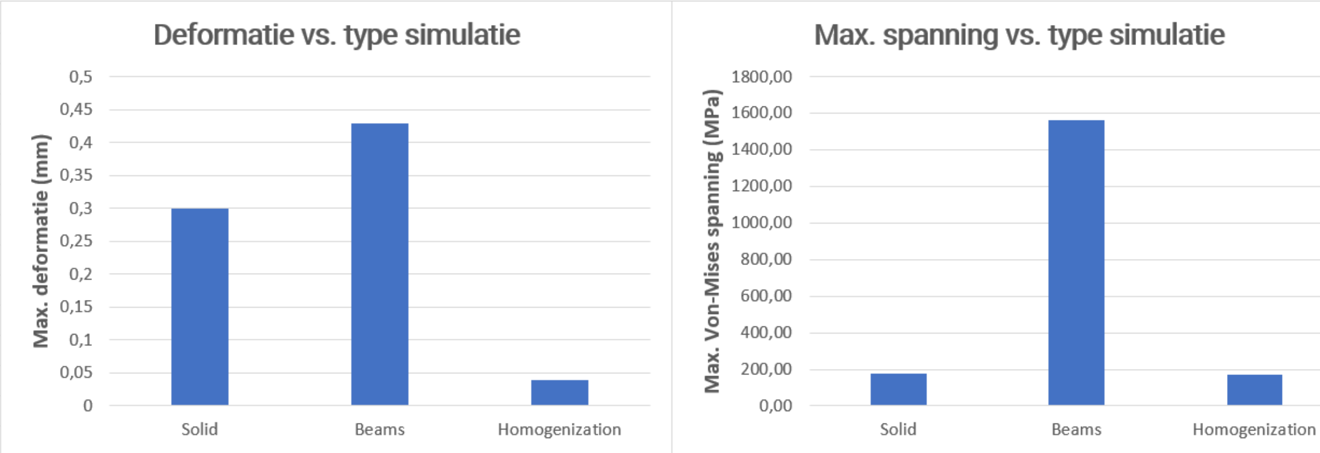
Figuur 29 - Definitie van de kracht die wordt uitgeoefend op de bovenplaat

Voor het definiëren van de opleggingen wordt een soortgelijk block gebruikt, met als verschil dat er in plaats van een ‘Force’ block een ‘Displacement Restraint’ block wordt toegepast. Hiermee heeft men controle over de maximale verplaatsing van raaklijn van de oplegging en de onderplaat.

5.4.5. Resultaten van de analyse

Wanneer alle benodigde blocks zijn aangemaakt en ingevuld, kan de simulatie worden gestart. Bij gebruik van de Solid Elements methode neemt deze simulatie ongeveer 9 minuten in beslag. Via de Homogenization-methode duurt de simulatie circa 5 minuten. De Beam Element analyse is in minder dan één minuut gereed. Zo kan een Beam Element analyse gebruikt worden om zeer snel een vergelijking te maken tussen verschillende structuren. De Solid Elements analyse neemt relatief veel tijd in beslag, maar geeft meer nauwkeurige informatie over de locatie van de (piek)spanningen. Voor ontwerpen met grote aantallen lattice-cellen kan de *homogenization*-methode gebruikt worden om de analyse te vereenvoudigen.

Naast deze verschillen in rekentijd zijn er ook verschillen in de uitkomst van de analyse. Zowel de maximale Von-Mises spanningen als de maximale deformatie van de proefstukken zijn verschillend voor iedere methode. In Figuur 30 zijn de verschillende resultaten weergegeven.



Figuur 30 - Resultaten van simulaties van een driepunts-buigproef aan de hand van verschillende methoden

Wanneer de resultaten van deze simulaties worden vergeleken met de experimentele data, blijkt dat hier weinig overeenkomsten in te vinden zijn. Zoals eerder aangegeven wordt dit vermoedelijk veroorzaakt door effecten van wanddikte op de mechanische eigenschappen als gevolg van oppervlakteruwheid en porositeit, maar dit kan momenteel niet met zekerheid worden gezegd. Dat de simulaties afwijken van de praktijkdata betekent echter niet dat de simulaties onbruikbaar zijn. De simulaties geven bijvoorbeeld wel degelijk een realistisch inzicht in een vergelijking tussen verschillende lattice-structuren. Hoewel de kwantitatieve waarden dus niet kloppen, zijn de algemene trends in een vergelijkende studie wel correct en kunnen bijvoorbeeld piekspanningen worden herkend. Aan de hand van een simulatie kan dus wel al bepaald worden welk type lattice-structuur het meest geschikt is voor een bepaalde load case of om de verdeling van spanningen in het materiaal in kaart te brengen.

6. Conclusies en aanbevelingen

Het toepassen van een lattice-structuur blijkt een geschikte methode te zijn voor lichtgewicht ontwerpen. Het aanbrengen van een lattice-structuur in een digitaal ontwerp is, met behulp van specifieke software, betrekkelijk eenvoudig. Bij het implementeren van deze structuren voor LPBF dient de ontwerper echter rekening te houden met zaken als oriëntatie en ondersteuning tijdens het 3D-printproces.

De mechanische eigenschappen van verschillende lattice-structuren wijken af van het homogene basismateriaal en zijn derhalve in kaart gebracht. Voor een compressie-belasting zijn de Basic Cubic en de Face Centered Support het meest efficiënt gebleken voor het realiseren van een hoge compressie-stijfheid.

Bij een doorbuigbelasting in een driepunts-buigproef is de Gyroid structuur het meest efficiënt gebleken voor het realiseren van een hoge doorbuigstijfheid. Theoretisch gezien is het mogelijk om aan de hand van driepunts-buigproeven de elasticiteitsmodulus en de glijdingsmodulus (afschuifmodulus) te bepalen. Uit dit onderzoek is echter gebleken dat deze berekeningen nog geen betrouwbare waarden opleveren. Nader onderzoek naar de materiaaleigenschappen van dunwandige delen is vereist om uitsluitsel te bieden of dit mogelijk is aan de hand van de Timoshenko sandwichbalk-theorie. Naast de goede mechanische eigenschappen biedt de gyroid structuur ook uitstekende mogelijkheden voor toepassingen waarbij warmteoverdracht een rol speelt.

Het nauwkeurig voorspellen van de mechanische eigenschappen van lattice-structuren aan de hand van berekeningen en/of FEM-analyses is een lastige uitdaging. Een simulatie kan goed worden ingezet om verschillende lattice-structuren met elkaar te vergelijken en trends te herkennen, maar de absolute waarden voor sterkte en stijfheid wijken af van de experimenten. Het uitvoeren van experimenten (trekproeven) op dunwandige proefstukken biedt mogelijk een antwoord op de vraag waardoor deze afwijking wordt veroorzaakt. Als alternatief zou curve-fitting uitkomst kunnen bieden bij het (empirisch) bepalen van een waarde voor de E-modulus waarbij de simulatie overeenkomstig is met de experimenten.

Het mechanisch optimaliseren van lattice-structuren is mogelijk door lokaal de strutdiameter aan te passen. Hiervoor wordt eenvoudige FEM-analyse van een massief deel gebruikt om de spanningen binnen het model in kaart te brengen. Vervolgens kan deze informatie gebruikt worden om een variabele dikte toe te kennen aan de struts binnen de lattice-structuur. Zo kunnen de struts dikker worden gemaakt waar de spanningen het hoogst zijn, terwijl de minder belaste struts dunner blijven. Wanneer een geoptimaliseerde lattice-structuur wordt vergeleken met een homogene lattice-structuur met een kleine strut-diameter blijkt deze optimalisatie succesvol te werken. Echter, uit experimenten blijkt dat het (homogeen) toepassen van een grotere strutdiameter vooralsnog resulteert in een efficiënter resultaat. Vermoedelijk liggen de eerder genoemde effecten van een geringe wanddikte hieraan ten grondslag. Om definitief uitsluitsel te geven over de effectiviteit van een dergelijke optimalisatie zal geëxperimenteerd moeten worden met een groter bereik aan strutdiameters. Ook een optimalisatie van de procesparameters voor dunwandige delen kan helpen bij het trekken van een definitieve conclusie over dit onderwerp.

Bronvermelding

1. Borst, L., *Topology optimization for single and multibody systems-Topologie optimalisatie voor enkel-en meerlichamige systemen.* 2018.

2. Gebisa, A.W. and H.G. Lemu. *A case study on topology optimized design for additive manufacturing*. in *IOP conference series: materials science and engineering*. 2017. IOP Publishing.

3. Maconachie, T., et al., *SLM lattice structures: Properties, performance, applications and challenges.* Materials & Design, 2019. **183**: p. 108137.

4. *Technological Feasibility of Lattice Materials by Laser-Based Powder Bed Fusion of A357.0.* 3D Printing and Additive Manufacturing, 2020. **7**(1): p. 1-7.

5. Gümrük, R. and R.A.W. Mines, *Compressive behaviour of stainless steel micro-lattice structures.* International Journal of Mechanical Sciences, 2013. **68**: p. 125-139.

6. Ushijima, K., et al., *An investigation into the compressive properties of stainless steel micro-lattice structures.* Journal of Sandwich Structures & Materials, 2011. **13**(3): p. 303-329.

7. Sert, E., et al., *Tensile strength performance with determination of the Poisson's ratio of additively manufactured AlSi10Mg samples.* Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 2019. **50**(5): p. 539-545.

8. Yang, Y., et al., *Multiple strut-deformation patterns based analytical elastic modulus of sandwich BCC lattices.* Materials & Design, 2019. **181**.

9. Park, K.M., K.S. Min, and Y.S. Roh, *Design Optimization of Lattice Structures under Compression: Study of Unit Cell Types and Cell Arrangements.* Materials (Basel), 2021. **15**(1).

10. Kang, D., et al., *Multi-lattice inner structures for high-strength and light-weight in metal selective laser melting process.* Materials & Design, 2019. **175**.

11. Wang, X., et al., *Optimization of graded filleted lattice structures subject to yield and buckling constraints.* Materials & Design, 2021. **206**: p. 109746.

12. Fan, H.L., D.N. Fang, and F.N. Jing, *Yield surfaces and micro-failure mechanism of block lattice truss materials.* Materials & Design, 2008. **29**(10): p. 2038-2042.

13. Abele, E., et al., *Selective laser melting for manufacturing of thin-walled porous elements.* Journal of Materials Processing Technology, 2015. **215**: p. 114-122.

14. Johnson, B. *What are the options for simulating lattices?* 2022; Available from: https://support.ntopology.com/hc/en-us/articles/360051081633-What-are-the-options-for-simulating-lattices-.

In samenwerking met

Lectoraat Kunststoftechnologie

AMBITION Deel 3: Lichtgewicht ontwerpen met lattice-structuren

Eindrapportage

Over het lectoraat Kunststoftechnologie

Het lectoraat Kunststoftechnologie stimuleert innovatie op het gebied van kunststofverwerking en -producten in het midden- en kleinbedrijf. Vanuit de onderzoeksprojecten, uitgevoerd door docenten van de technische opleidingen bij de Hogeschool Windesheim in samenwerking met bedrijven, vloeien nieuwe kennis en inzichten naar het Hoger Onderwijs én het bedrijfsleven.

Samenvatting

Deze publicatie is tot stand gekomen door een onderzoek naar 3D-metaalprinten van 2019 tot 2021. Dit onderzoek is uitgevoerd door onderzoekers, docenten en studenten van Hogeschool Windesheim in samenwerking met bedrijven. Binnen dit project is ook onderzoek gedaan vanuit een bedrijfskundig perspectief waarbij de volgende drie onderwerpen zijn onderzocht:

• Verandermanagement binnen bedrijven om 3D-metaalprinten mogelijk te maken

• De toegevoegde waarde van de verschillende 3D-metaalprinttechnieken

hogeschool Windesheim