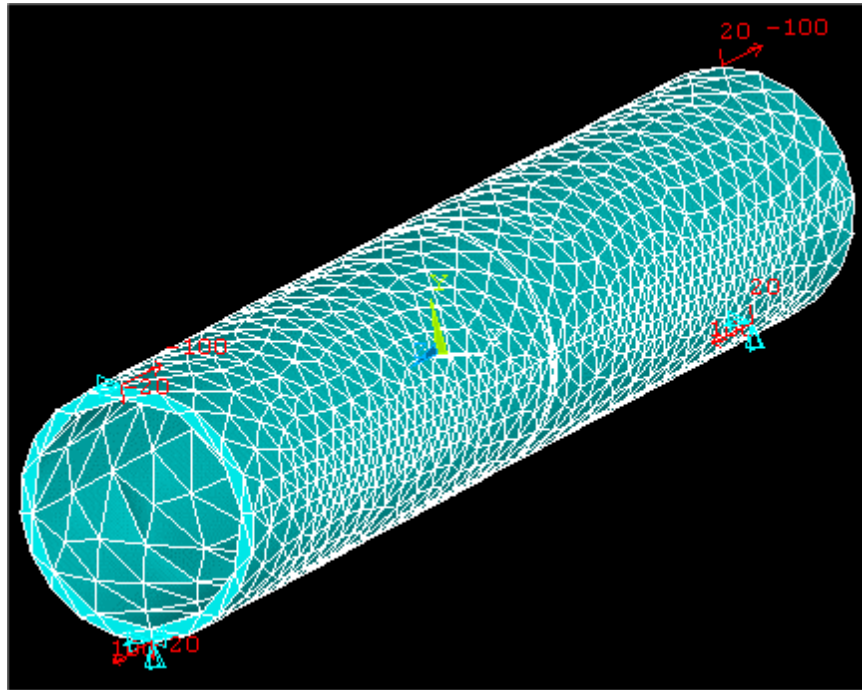


AFSCHUIFSTIJFHEID EN MAXIMALE SCHUIFSPANNING VAN RONDE DOORSNEDEN

eindrapport BSc.-eindwerk



november 2003

student:
Roberto Spaan
9787189

Begeleiders:
Dr.ir. P.C.J. Hoogenboom
Ir. W.J.M. Peperkamp

Voorwoord

In het kader van het vak "ct3000 - Bachelor of Science eindwerk" aan de faculteit Civiele Techniek en Geowetenschappen van de TU Delft, is onderzoek gepleegd naar "de afschuifstijfheid en maximale schuifspanning van ronde doorsneden". Dit rapport is het eindresultaat van het onderzoek. Bij dezen wil ik graag de heren dr. ir. P.C.J. Hoogenboom en ir. W.J.M. Peperkamp bedanken voor hun hulp en begeleiding bij de totstandkoming van dit rapport.

Delft, november 2003

Roberto Spaan

Samenvatting

Vooral bij gedrongen elementen kan afschuifvervorming van liggers en kolommen een aanzienlijke invloed hebben op de krachtsverdeling in een raamwerk. Veel raamwerkprogramma's kunnen afschuifvervorming in rekening brengen, maar daartoe moet de constructeur wel de afschuifstijfheid van de elementen invoeren. Ter bepaling van de afschuifstijfheid bestaan er benaderingsformules, alleen is vaak niet duidelijk hoe nauwkeurig een zodanige formule is en welke beperkingen er bestaan bij de toepassing van deze formules.

In een eerder BSc.-eindwerk is onderzocht in hoeverre deze benaderingsformules kloppen voor rechthoekige doorsneden. In dit project dit onderzocht voor ronde doorsneden. De bestaande formules voor de afschuifstijfheid en maximale schuifspanning voor een massieve buis zijn:

$$GA_s = \frac{32}{37} GA \qquad \tau_{\max} = \frac{4}{3} \frac{V}{A}$$

en voor een holle (dunwandige) buis:

$$GA_s = \frac{1}{2} GA \qquad \tau_{\max} = 2 \frac{V}{A}$$

In het eindige-elementenprogramma ANSYS zijn diverse modellen gemaakt ter bepaling van de afschuifstijfheid en de maximale schuifspanning voor massieve buizen en diverse, van dikwandige tot dunwandige, holle buizen. Deze modellen zijn geanalyseerd en de resultaten zijn verwerkt.

Het bleek, dat de werkelijke afschuifstijfheid van ronde profielen hoger ligt, dan de benaderingsformules weergeven. Bij de dunwandige profielen liggen de afschuifstijfheid van de benaderingsformule en de werkelijke afschuifstijfheid weliswaar dicht bij elkaar, maar voor massieve buizen ligt de waarde een stuk hoger. Betere formules voor de afschuifstijfheid van ronde profielen zijn:

$$GA_s = \frac{1}{2} GA \qquad \text{voor } 0 < \frac{t}{r} \leq 0.2$$

$$GA_s = \left(\frac{15}{16} \frac{t}{r} + \frac{5}{16} \right) GA \qquad \text{voor } 0.2 < \frac{t}{r} < 1$$

Waarbij voor massieve buizen geldt: $\frac{t}{r} = 1$ en dus:

$$GA_s = \frac{5}{4} GA$$

De uitkomsten van de modellen in ANSYS gaven wel hogere schuifspanningen dan de benaderingsformules geven. Zeker bij zeer dikwandige holle profielen komt de waarde van de schuifspanning een stuk hoger uit dan de τ_{max} berekend met de benaderingsformule voor holle profielen. Betere formules zouden zijn:

$$\tau_{\max,s,hol} = \left(2 + \frac{t}{r}\right) \frac{V}{A} \quad \text{voor } 0 < \frac{t}{r} < 1$$

$$\tau_{\max,masief} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A}$$

De waarde van $\tau_{\max,hol}$ komt voor buizen met grote wanddikten niet geheel overeen met de werkelijkheid, maar in de praktijk komen deze profielen niet of nauwelijks voor.

Inhoudsopgave

Voorwoord	i
Samenvatting	ii
1 Inleiding	1
2 Probleemstelling	3
2.1 Doelstelling	3
2.2 Methodiek	3
2.3 Beperkingen	4
3 Modelling van het ronde profiel	5
3.1 Inleiding	5
3.2 Totstandkoming van het model	5
3.2.1 Afmetingen, krachten en oplettingen	5
3.2.2 Elementen en wanddikten	8
3.3 De gebruikte modellen	9
4 Afschuifstijfheid	17
4.1 Inleiding	17
4.2 Rekenmethode	17
4.3 Verwachtingen	18
4.4 Resultaten en verwerking	19
4.5 Vergelijking van de resultaten met de controlemodellen	20
4.6 Conclusie voor de afschuifstijfheid	21
5 Maximale schuifspanning	23
5.1 Inleiding	23
5.2 Rekenmethode	23
5.3 Verwachtingen	23
5.4 Resultaten en verwerking	24
5.5 Vergelijking van de resultaten met de controlemodellen	25
5.6 Conclusies voor de maximale schuifspanning	25
6 Conclusies en aanbevelingen	27
6.1 Conclusies	27
6.2 Aanbevelingen	28

Literatuurlijst

Bijlage A: De originele opdracht

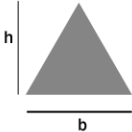
Bijlage B: Excelsheet berekeningen

Bijlage C: Zelfevaluatie

1 Inleiding

Afschuifvervorming van liggers en kolommen kan een aanzienlijke invloed hebben op de krachtsverdeling in een raamwerk. Zeker is dit het geval bij gedrongen elementen in een constructie. Veel raamwerkprogramma's hebben de mogelijkheid om afschuifvervorming in rekening brengen. Daartoe moet de constructeur wel de afschuifstijfheden van de elementen invoeren. Deze afschuifstijfheid hangt samen met de vorm van de doorsnede, en er bestaan benaderingsformules voor deze afschuifstijfheid. Deze zijn in tabel 1.1 te vinden. Alleen is vaak niet duidelijk hoe nauwkeurig een dergelijke formule is en welke beperkingen bestaan bij het toepassen van de formules.

Tabel 1.1: Afschuifstijfheid en maximale schuifspanning bij verschillende profielen

Doorsnedeform	Afschuifstijfheid (GA_s)	Grootste schuifspanning (τ_{max})
	$\frac{5}{6} GA$	$\frac{3}{2} \frac{V}{A}$
	$\frac{32}{37} GA$	$\frac{4}{3} \frac{V}{A}$
	$\frac{1}{2} GA$	$2 \frac{V}{A}$
	GA_{lijf}	$\frac{15}{14} \frac{V}{A_{lijf}}$
	$G \frac{10h^2}{12h^2 + b^2} A$	$\frac{3}{4} \sqrt{4 + \frac{b^2}{h^2}} \frac{V}{A}$

Het is onduidelijk voor welke afmetingen deze benaderingen van de afschuifstijfheid en de grootste schuifspanning acceptabel zijn. In dit project zullen ronde doorsneden, zowel massieve als holle, onderzocht worden.

In hoofdstuk 2 zal het onderzoek nader gedefinieerd worden. Hoofdstuk 3 bevat de totstandkoming van de modellen, waarna in hoofdstuk 4 en hoofdstuk 5 de uitwerking volgt van respectievelijk de afschuifstijfheid en de maximale schuifspanning. Tenslotte volgen in hoofdstuk 6 de conclusies en aanbeveling van dit project.

2 Probleemstelling

2.1 Doelstelling

Eerder dit jaar is er bij een BSc.-eindwerk¹ onderzocht in hoeverre de benaderingsformules voor de afschuiftijfheid en de maximale schuifspanning kloppen voor een rechthoekige doorsnede. In sommige gevallen bleken deze meer 30% naast de werkelijke waarde te zitten voor de afschuiftijfheid en zelfs 40% voor de maximale schuifspanning. Hierdoor is twijfel ontstaan over de nauwkeurigheid van algemeen gebruikte formules voor afschuiving van allerlei doorsnede-vormen. Bij dit project zullen de benaderingsformules voor ronde doorsneden onderzocht worden.

Met behulp van het eindige-elementen-computerprogramma ANSYS (versie 6.1) zullen lineair-elastische berekeningen gemaakt worden, om afschuiftijfheid en extreme spanningen van ronde buizen en ronde massieve doorsneden nauwkeurig te bepalen. De resultaten van deze berekeningen zullen worden vergeleken met benaderingsformules. Zonodig zullen er verbeteringen aan deze formules worden voorgesteld.

Uit het eerdere BSc.-project is gebleken dat het moment in een rechthoekige doorsnede een verwaarloosbare invloed heeft op de afschuiftijfheid. Dit zal ook getoetst worden in dit project.

Een uitdaging in dit project is om het proefstuk zodanig vast te leggen dat de vervorming van de doorsnede duidelijk zichtbaar wordt.

2.2 Methodiek

Voor dit onderzoek zal in het programma ANSYS een model ingevoerd worden. Vaak heeft de elasticiteitsmodulus geen invloed en de dwarscontractiecoëfficiënt weinig invloed op de spanningsverdeling. Daarom zullen de gebruikelijke waarden voor staal worden gekozen: $E=2.1e5$ N/mm² en $\nu=0.3$.

Voor de vorm van de doorsnede is de verhouding tussen de straal r en de wanddikte t van belang. In tabel 2.1 is te zien wat de waarden zijn voor de afschuiftijfheid en de maximale schuifspanning volgens de benaderingsformules. Voor dikwandige buizen zijn deze niet bekend.

Tabel 2.1: Verhouding van de wanddikte t o.v. de straal van een buis/massieve doorsnede.

			
	dunwandige buis	dikwandige buis	massieve doorsnede
GA_s	$\frac{1}{2}GA$?	?	$\frac{32}{37}GA$
τ_{max}	$2\frac{V}{A}$?	?	$\frac{4}{3}\frac{V}{A}$

De lengte van het model en de manier waarop de belasting aangrijpt kunnen worden gevarieerd. Bijzondere aandacht moet worden gegeven aan de elementenverdeling en de elementenfijnheid. Waarschijnlijk zijn tetraëders het meest geschikt om de cilindrische vorm op te vullen.

¹ Afschuiftijfheid van liggers en kolommen met een rechthoekige doorsnede, J.M. van der Meer, juni 2003

2.3 Beperkingen

Bij dit onderzoek is er een aantal randvoorwaarden en uitgangspunten:

- Er wordt enkel gekeken naar ronde profielen.
- Enkel de afschuiving wordt onderzocht. Invloeden van buiging en normaalkrachten worden zoveel mogelijk vermeden.
- Het materiaal van de profielen is homogeen en isotroop. Er wordt uitgegaan van een stalen profiel
- Er wordt enkel gekeken naar het lineair elastische gedrag.

Veel tijd zal worden besteed aan het leren van het programma ANSYS, in het bijzonder aan het invoeren van het proefstuk en het afbeelden van de rekenresultaten. Indien nodig zullen de grondbeginselen van de elasticiteitsleer worden bestudeerd.

Als er grote verschillen blijken te zijn tussen de uitkomsten van de formules en de eindige-elementenberekeningen moet de betrouwbaarheid van de uitkomsten van ANSYS nader worden onderzocht. Als de verschillen acceptabel zijn zullen we aannemen dat we de ANSYS resultaten voldoende betrouwbaar zijn zonder nadere controles.

3 Modelling van het ronde profiel

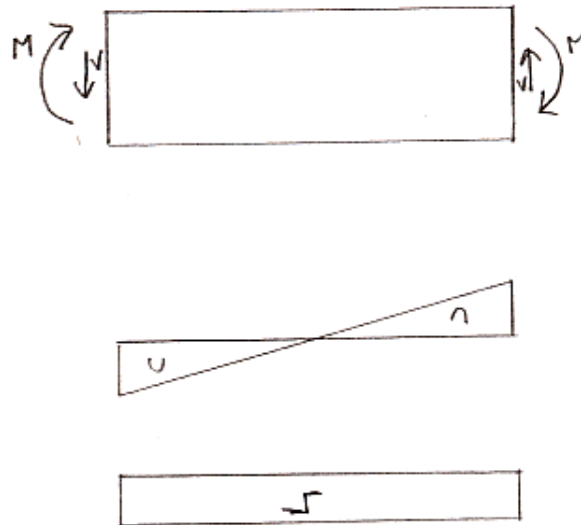
3.1 Inleiding

In dit hoofdstuk zal beschreven worden hoe het uiteindelijke model tot stand is gekomen. De verschillende in ANSYS ingevoerde modellen zullen behandeld worden, waarvan de resultaten zijn gebruikt voor verwerking ter vergelijking met de benaderingsformules.

3.2 Totstandkoming van het model

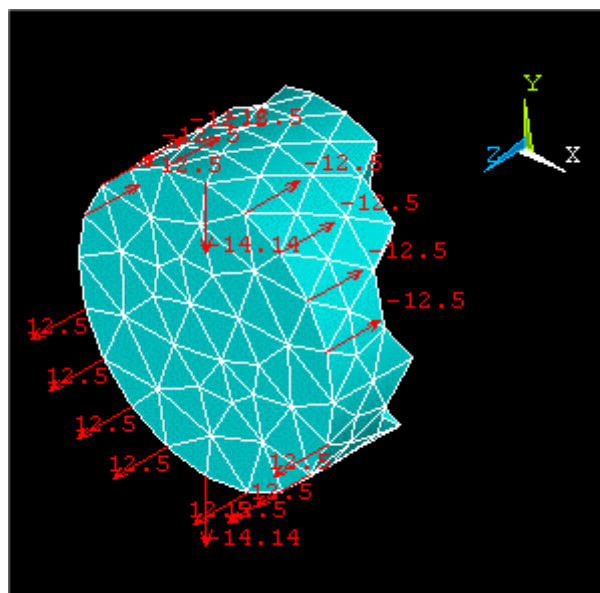
3.2.1 Afmetingen, krachten en opleggingen

Om tot het uiteindelijke model te komen zijn verschillende fasen ondergaan. Ten eerste moeten de verschillende grootheden bepaald worden. Gekozen is voor een rond profiel met een lengte van 1000mm, en met een straal van 100mm. Bij deze lengte kan worden verwacht dat de piekspanningen die ontstaan door de randbelastingen zijn uitgedempt in de middendoorsnede. Een verticale kracht aan elk eind van de ligger zorgt voor een constante dwarskracht in de ligger. Om ervoor te zorgen dat de invloed van een buigend moment wordt geminimaliseerd worden er twee kopmomenten opgelegd aan elk uiteinde van de ligger. De grootte van de krachten is zodanig gekozen dat de ligger in evenwicht is en er bij de oplegreacties geen krachten voorkomen. Zie ook figuur 3.1.

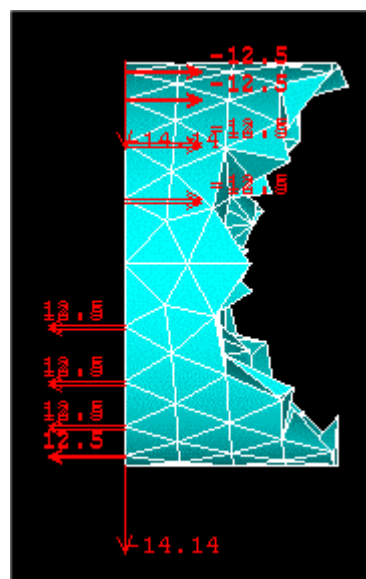


Figuur 3.1: dwarskracht en moment

Er zijn verschillende manieren om de krachten en momenten aan te laten grijpen op de ligger. Het moment aan de kopse kant van de ligger kan gecreëerd worden door een krachtenkoppel aan te brengen aan de boven- en onderkant van kopse kanten.



Figuur 3.2: Verdeling van de krachten op de kopse kant van de ligger



Figuur 3.3: Zijaanzicht

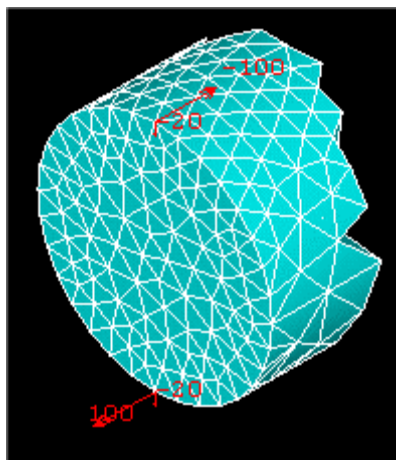
Aanvankelijk werd geprobeerd om, de krachten te verdelen (figuur 3.2). Er is hierbij gezorgd dat de omtrek van de cirkel in 20 stukken wordt verdeeld, waardoor de krachten verdeeld de ligger in worden geleid. Bij het beoordelen van de resultaten bleek dat er, ondanks dat de constructie in theorie in evenwicht is, toch oplegreacties ontstonden, zie tabel 3.1.

Tabel 3.1: Oplegreacties

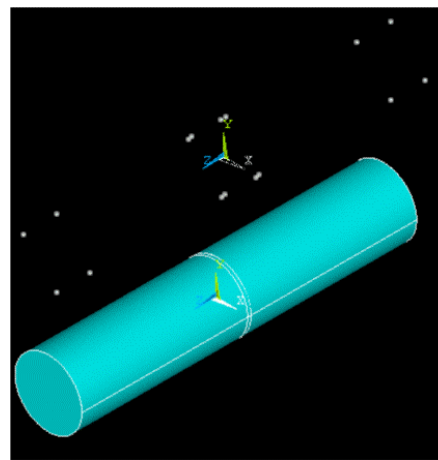
NODE	FX	FY	FZ
1	-0.53658	6.0809	
14	-0.52314E-11		
16	0.53658	-6.0809	0.69164E-11

Bij nader onderzoek van de knooppunten bleek dat de knooppunten niet symmetrisch worden verdeeld. Dit is ook te zien in een zijaanzicht van de ligger (figuur 3.3).

Daarom is ervoor gekozen om enkel puntlasten te laten aangrijpen in de symmetrieas van de ligger, op de zogenaamde *keypoints*. Zie figuur 3.4 en 3.5.



Figuur 3.4: Puntlasten op de keypoints



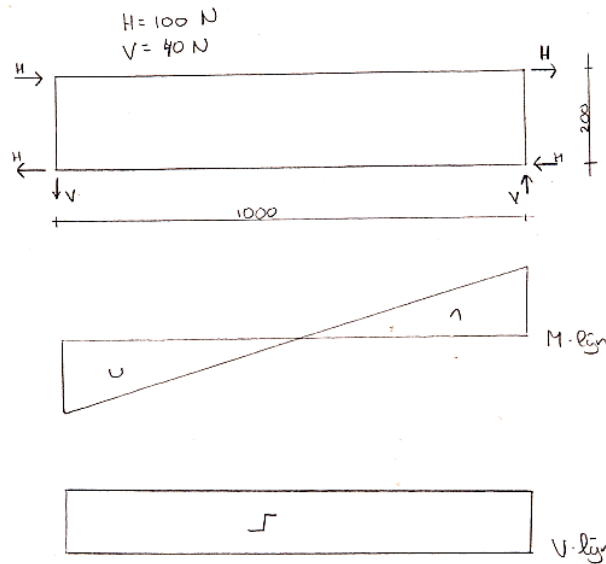
Figuur 3.5: Tweemaal dezelfde ligger: boven alleen de keypoints, en onder de totale ligger

In dit geval bleken de oplegreacties wel geen waarde van invloed te hebben, zoals te zien in tabel 3.2.

Tabel 3.2: Oplegreacties

NODE	FX	FY	FZ
1413	-0.26112E-10	-0.84626E-11	
2871	-0.45652E-10		
2903	-0.10566E-10	-0.22109E-10	0.29725E-09

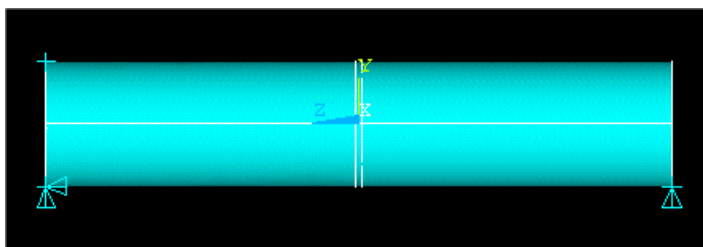
Zoals in figuur 3.4 te zien is, is er voor momenten van $200\text{ N} \cdot 200\text{ mm} = 40000\text{ Nmm}$ gekozen, welke als gevolg hebben dat de dwarskracht 40 N is. Zie hiervoor ook figuur 3.6.



Figuur 3.2: de krachten die werken op de ligger

In het BSc.-eindwerk van Van der Meer is ervoor gekozen om de constructie in het midden op te leggen opdat in de middendoorsnede een duidelijke afschuiving te zien is, en geen translatie en rotatie. Helaas bleek dit niet te werken in dit onderzoek naar ronde doorsneden. Door de oplegpunten van Van der Meer ontstonden in de x-richting redelijk grote oplegreacties. Ook maakte de ligger in de vervormde toestand een slinger uit het vlak van de belasting. Waarschijnlijk heeft dit te maken met een slechte conditie van de stijfheidsmatrix.

Voor dit onderzoek is de ligger opgelegd aan de uiteinden op de keypoints (zie figuur 3.7).

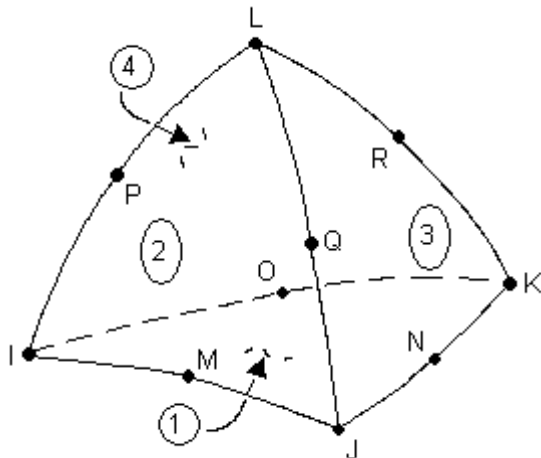


Figuur 3.7: Opleggingen

In $(x, y, z) = (0, -100, 500)$ is de ligger in alle drie de richtingen opgelegd, in $(x, y, z) = (0, -100, -500)$ in de x- en de y-richting, en in $(x, y, z) = (0, 100, 500)$ alleen in de x-richting. Hierdoor ontstonden geen onverwachte vervormingen.

3.2.2 Elementen en wanddikten

De keuze van een juiste elementenverdeling is belangrijk voor de juistheid van de uitkomsten. Bij een te grove *mesh* zullen de krachten niet goed gedispenseerd worden over de ligger en zullen de uitkomsten niet reëel zijn; bij een erg fijne mesh zal het ANSYS heel lange rekentijden nodig hebben.



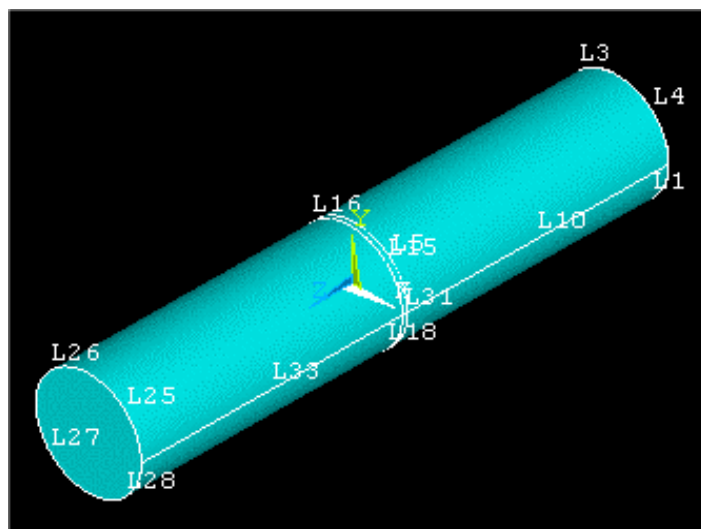
Uiteindelijk is er gekozen voor SOLID92, een tetraëder-element (figuur 3.8) met 10 knooppunten. Het bleek niet mogelijk om een ander element, bijvoorbeeld een brick, te gebruiken.

Het aanmaken van een mesh gaat bij de cilindervormige ligger redelijk ongecontroleerd. In ANSYS is het mogelijk om in bepaalde gebieden van een volume het aantal elementen aan te geven. Bij dit onderzoek is dit toegepast op de lijnen. Deze zijn zoveel mogelijk in 40 stukken gedeeld, zodat daar een goede analyse van de ligger mogelijk is. Om uit het midden van de ligger een mooie 'plak' te kunnen snijden, is bij het aanmaken van het model deze methode toegepast:

er zijn drie cilinders gemaakt met straal 100, en met lengte 495, 10 en 495mm. Deze zijn vervolgens met een boolean-operatie aan elkaar geplakt, en zo is er een cilinder met lengte 1000mm en straal 100mm ontstaan. In ANSYS bleken de drie cilinders wel in hun lijnen zichtbaar, en op deze manier is het mogelijk om de lijnen van de middelste cilinder te verdelen in een aantal stukken. Zie hiervoor ook figuur 3.9.

Helaas is het niet gelukt om op een meer gestructureerde manier een mesh aan te brengen. Daarom is ervoor gekozen om zoveel mogelijk een zo fijn mogelijke mesh te maken. Deze versie van ANSYS (University high option) kan maximaal 32.000 knooppunten aan. Dit gaf vooral problemen bij het aanmaken van de mesh bij de dunwandige buizen. Deze keuze van een fijne mesh veroorzaakte wel een lange rekentijd per model.

Er zijn verschillende buizen gemodelleerd. Dit is gedaan om na te gaan hoe de relatie is tussen de afschuiving en schuifspanning met betrekking tot dunwandige, dikwandige en massieve buizen. Voor dit onderzoek zijn de volgende wanddikten van buizen gebruikt: 100 (massieve buis), 90, 80, 70, 60, 50, 40, 30, 20, 10, 7.5 en 5 mm.

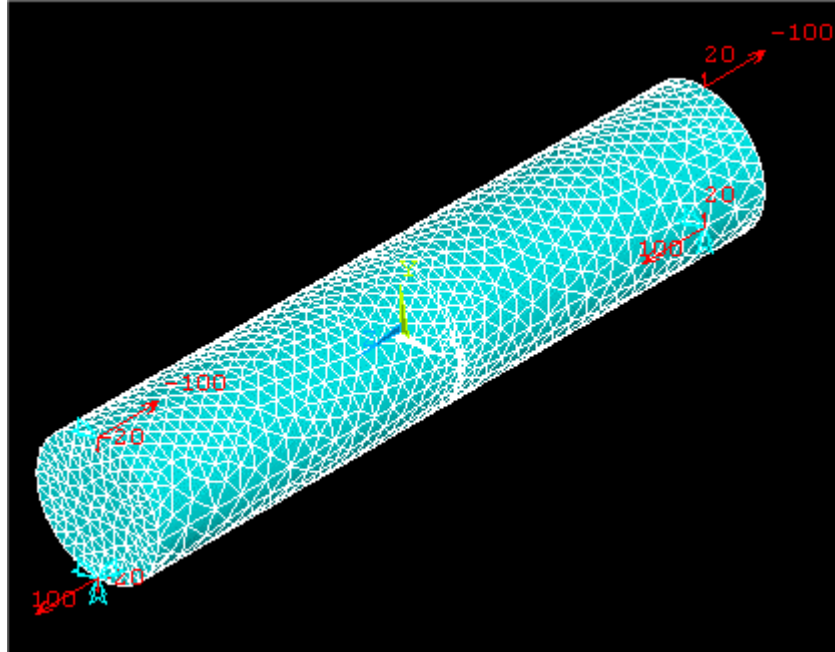


Figuur 3.9: Lijnen in de ligger

3.3 De gebruikte modellen

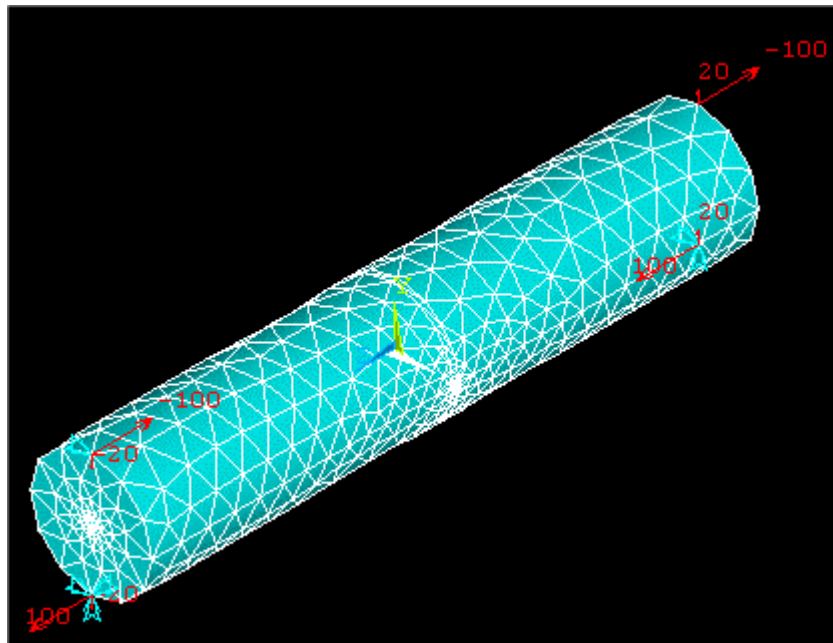
In deze paragraaf volgt een overzicht van de gebruikte modellen. Alle buizen hebben een lengte van 1000mm en een straal naar de buitenste wand van 100mm, tenzij anders is aangegeven. Door middel van de afbeeldingen wordt getracht een beeld te geven van de fijnheid van de mesh.

- **massief1000:** massieve buis.



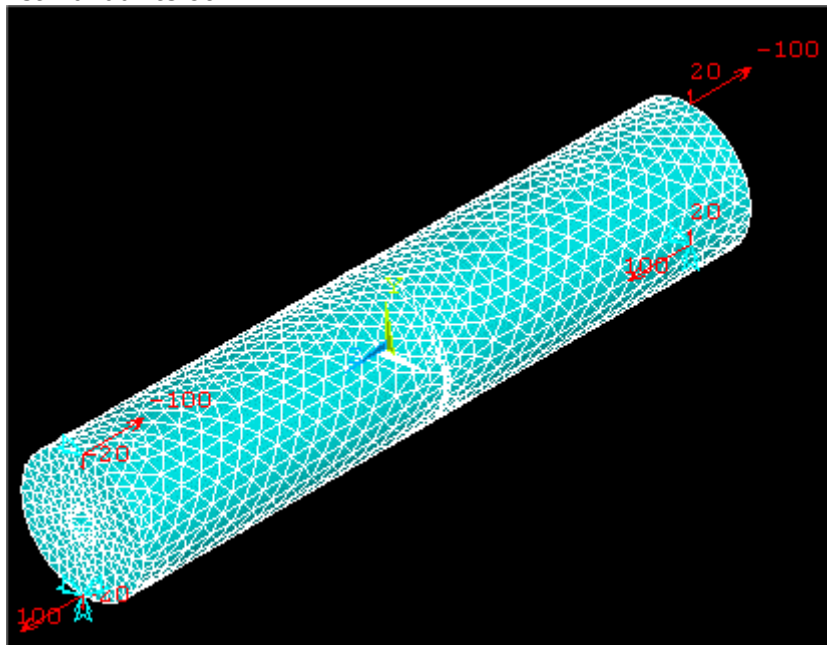
Figuur 3.10: massief1000

- **buis90:** buis met wanddikte 90mm.



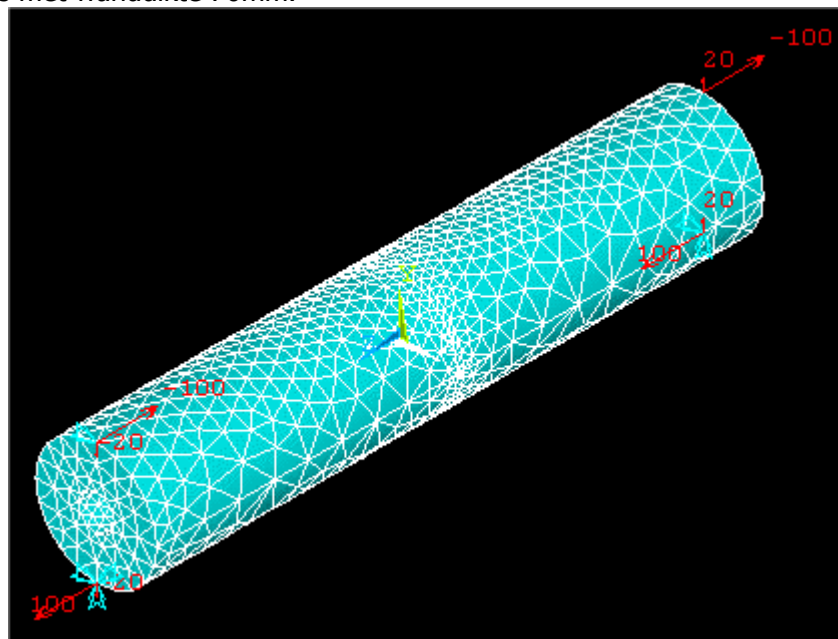
Figuur 3.11: buis90

- **buis80:** buis met wanddikte 80mm.



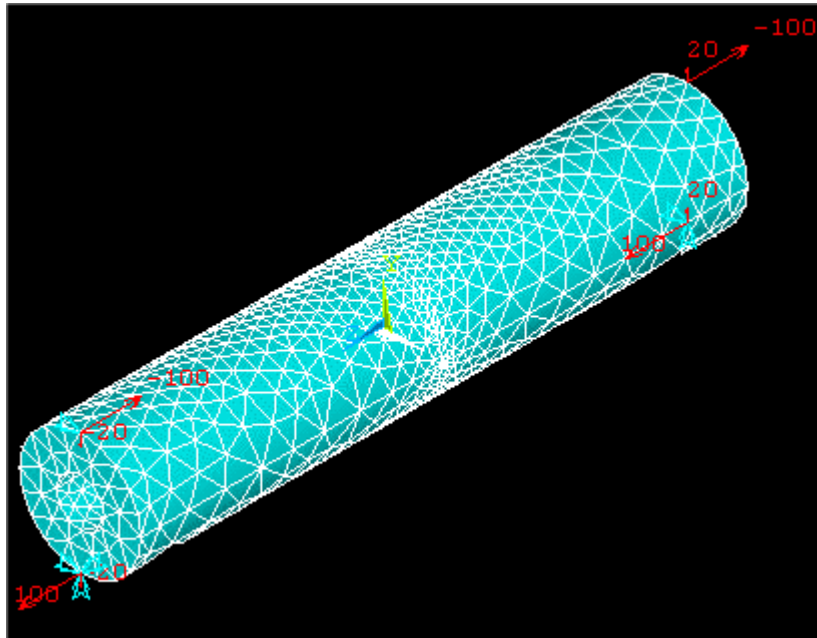
Figuur 3.12: buis80

- **buis70:** buis met wanddikte 70mm.



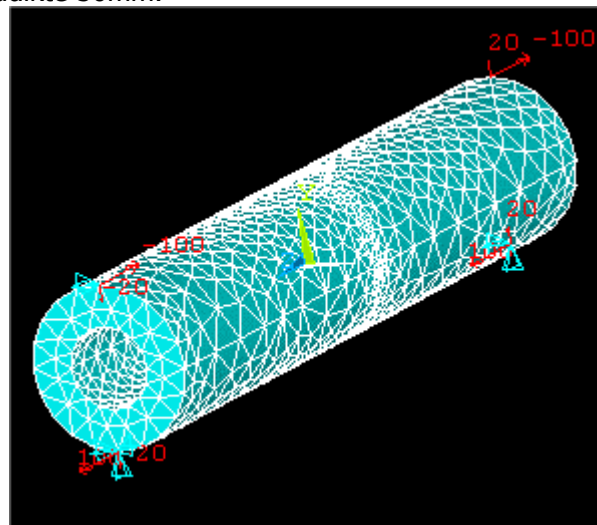
Figuur 3.13: buis70

- **buis60:** buis met wanddikte 60mm



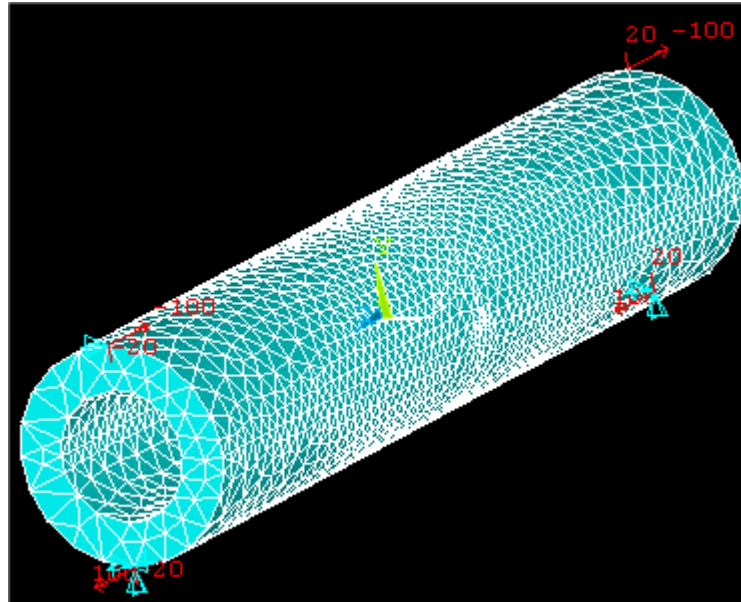
Figuur 3.14: buis60

- **buis50:** buis met wanddikte 50mm.



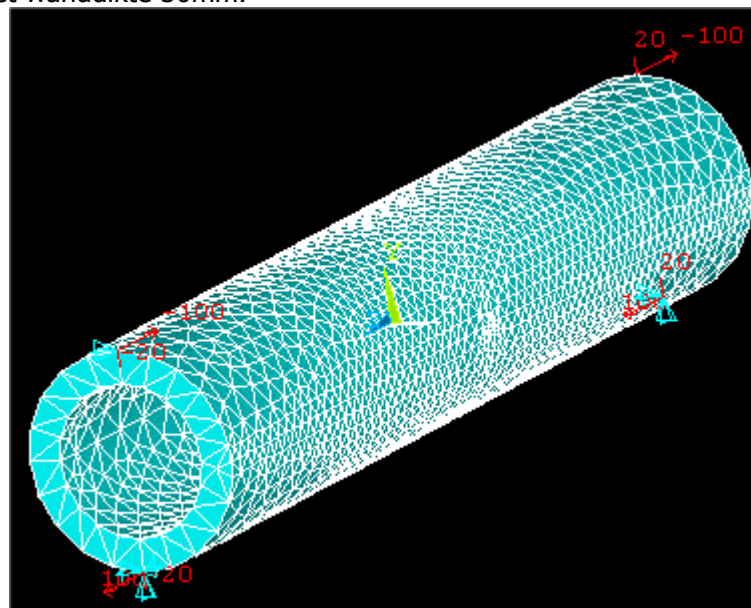
Figuur 3.15: buis50

buis40: buis met wanddikte 40mm.



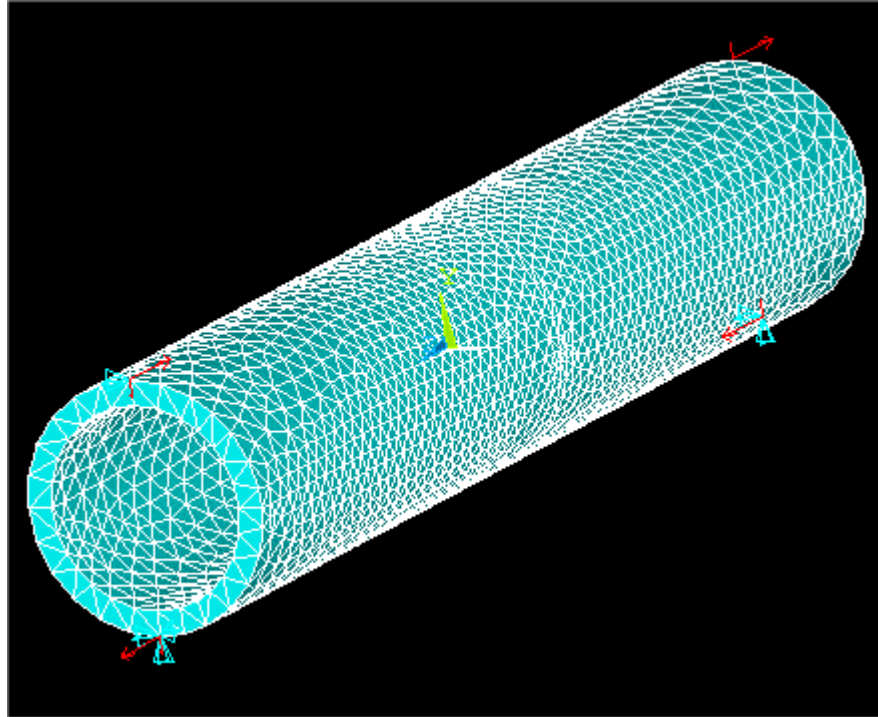
Figuur 3.16: buis40

- **buis30:** buis met wanddikte 30mm.



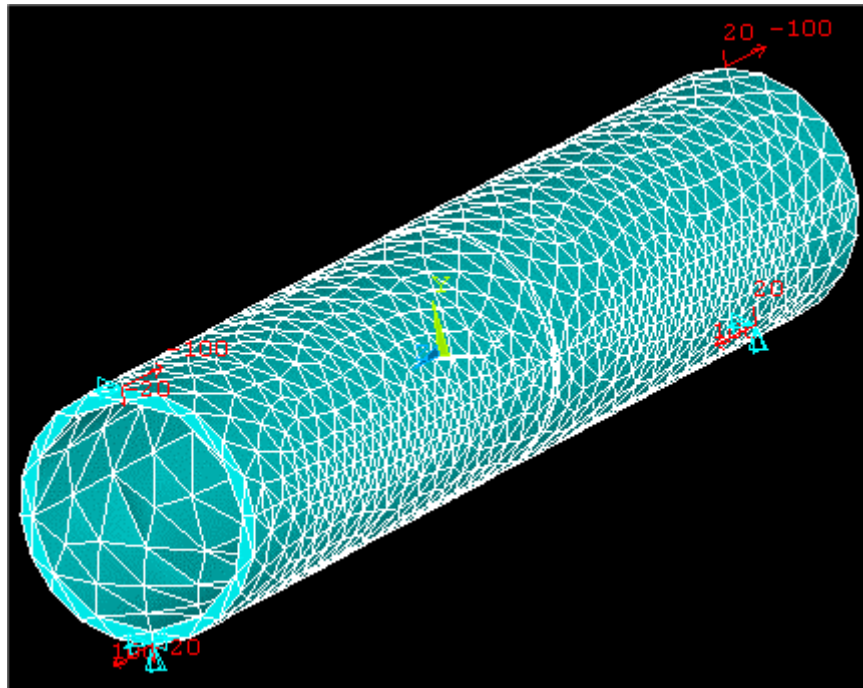
Figuur 3.17: buis30

- **buis20:** buis met wanddikte 20mm.



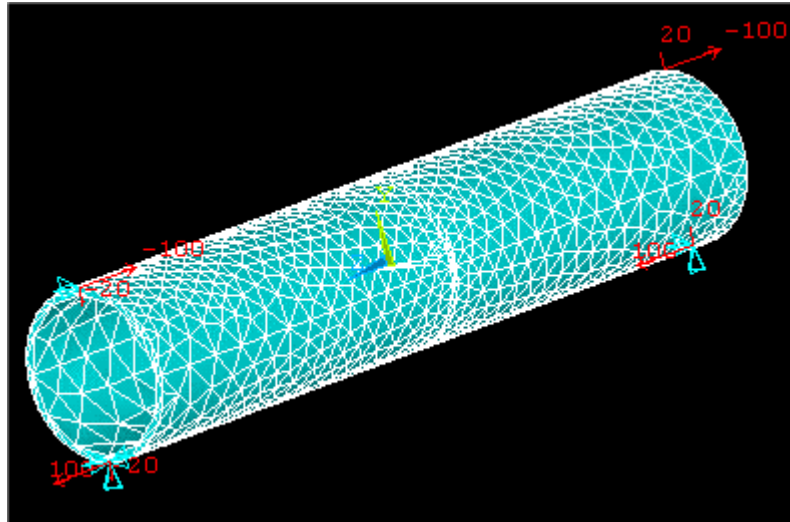
Figuur 3.18: buis20

- **buis10:** buis met wanddikte 10mm.



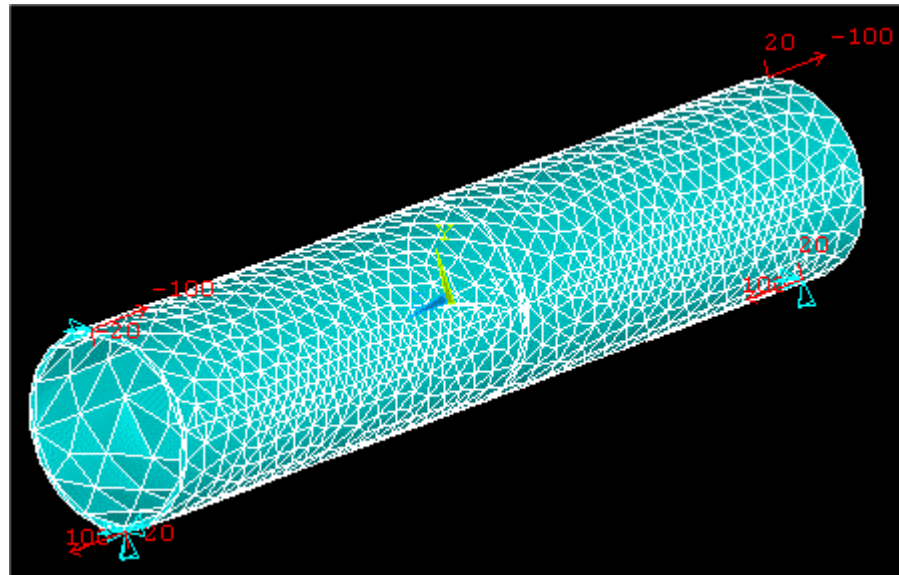
Figuur 3.19: buis10

- **buis075:** buis met wanddikte 7.5mm.



Figuur 3.20: buis075

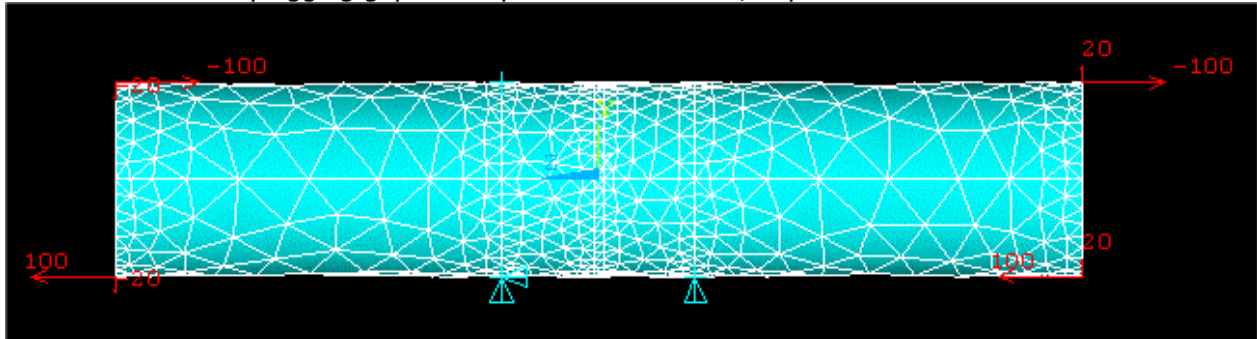
- **buis05:** buis met wanddikte 5mm.



Figuur 3.21: buis05

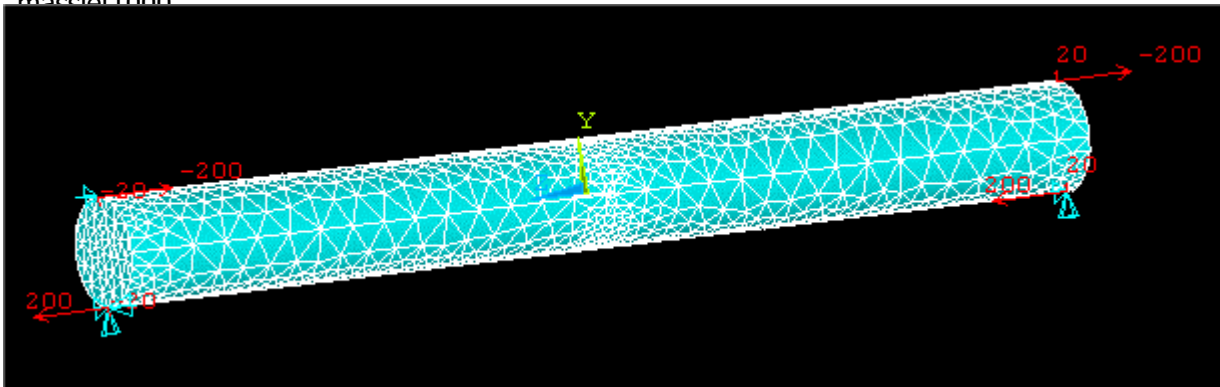
Ter controle zijn er ook nog enkele andere modellen gemaakt:

- **massief1000v2:** massieve buis. Dit model is grotendeels hetzelfde als massief1000, maar bij dit model is de oplegging geplaatst op $z=-100$ en $z=100$, in plaats van $z=-500$ en $z=500$.



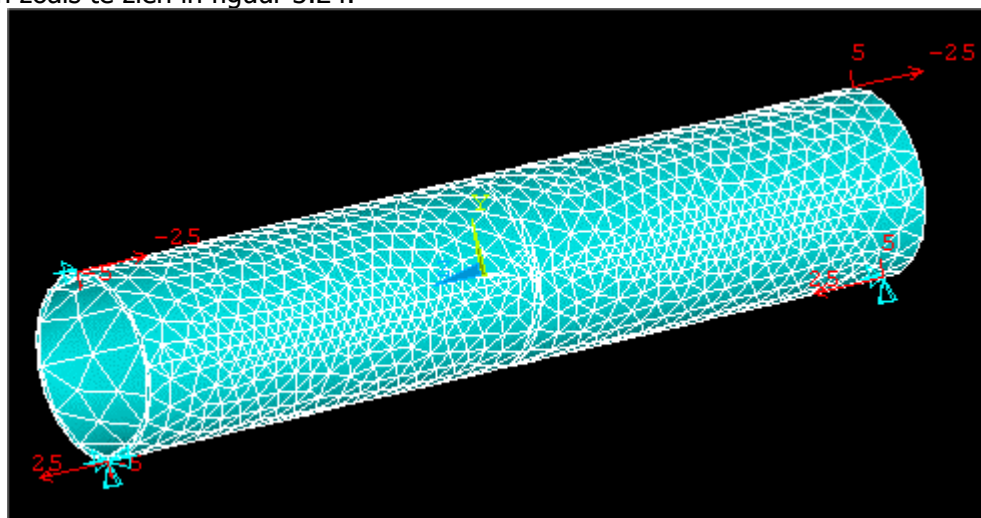
Figuur 3.22: massief1000v2

- **straal 50:** massieve buis met een straal van 50mm. Verder is deze ligter vergelijkbaar met massief1000



Figuur 3.23: massief1000v2

- **buis05-kleinekracht:** een buis met een wanddikte van 5mm, maar met kleinere opgelegde krachten zoals te zien in figuur 3.24.



Figuur 3.24: buis05-kleinekracht

4 Afschuifstijfheid

4.1 Inleiding

In dit hoofdstuk volgt de verwerking van de uitkomsten van de berekeningen van de in ANSYS ingevoerde modellen met betrekking tot de afschuifstijfheid. De aanpak hiervan zal besproken worden en met behulp van deze aanpak zal de gevonden afschuifstijfheid GA_A vergeleken worden met de waarde van het produkt van de glijdingsmodulus en de oppervlakte van de doorsnede van het model (GA). Ook wordt de GA_A vergeleken met de waarde GA_s , afgeleid uit de benaderingsformules.

4.2 Rekenmethode

Op de ligger werken twee kopmomenten en een dwarskracht. In figuur 3.6 was het verloop van de momentenlijn en de dwarskracht al te zien. Om de afschuifstijfheid te bepalen wordt een plak uit de middendoorsnede beschouwd. De afschuifhoek γ wordt bepaald met de formule:

$$\gamma = \frac{u}{h}$$

De afschuifstijfheid wordt dan bepaald met:

$$GA_A = \frac{V}{\gamma}$$

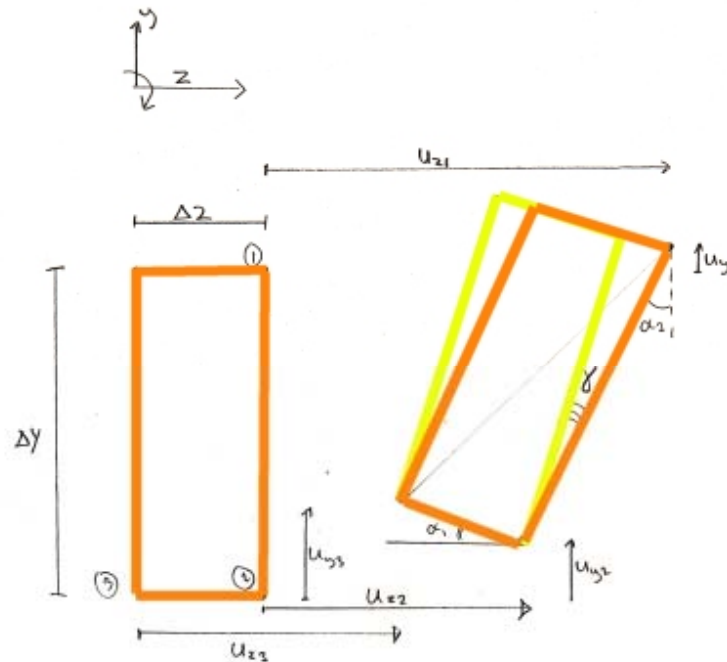
Deze GA_A wordt dan vergeleken met de GA_s voor massieve ronde profielen, en met de GA_s voor ronde profielen met een gat.

$$\text{massieve ronde profielen:} \quad GA_s = \frac{32}{37} GA$$

$$\text{holle ronde profielen:} \quad GA_s = \frac{1}{2} GA$$

$$\text{met glijdingsmodulus:} \quad G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

Omdat de ligger aan de uiteinden is opgelegd kan niet ineens de u in de formule voor de afschuifhoek worden bepaald. Om de afschuifhoek te bepalen zijn drie punten in het midden van de ligger genomen. Deze punten zijn tegelijk ook keypoints, dus de locatie is daardoor goed te bepalen. Zie figuur 4.1.



Figuur 4.1: bepaling γ

$$\alpha_1 \approx \tan \alpha_1 = \frac{u_{y2} - u_{y3}}{u_{z2} - u_{z3} + \Delta z}$$

$$\alpha_2 \approx \tan \alpha_2 = \frac{u_{z1} - u_{z2}}{u_{y2} - u_{y1} + \Delta y}$$

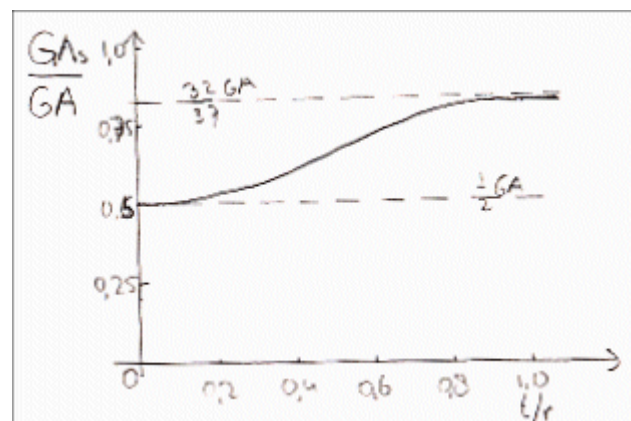
$$\gamma = \alpha_2 - \alpha_1$$

Vervolgens wordt met deze γ de afschuifstijfheid volgens ANSYS (GA_A) bepaald. Deze zal worden vergeleken met GA en GA_s .

4.3 Verwachtingen

Er van uitgaande dat de bestaande benaderingsformules kloppen wordt er gezocht naar een relatie tussen de massieve en de holle buis kijkend naar de wanddikte met betrekking tot de afschuifstijfheid. Aangezien in de buurt van de limieten (wanddikte oneindig dun en oneindig dik) weinig variatie wordt verwacht, zal de grafiek van $\frac{GA_s}{GA}$ asymptotisch deze limieten bereiken.

Zie ook figuur 4.2.



Figuur 4.2: Verwachte grafiek van de relatieve afschuifstijfheid tegen de relatieve wanddikte

4.4 Resultaten en verwerking

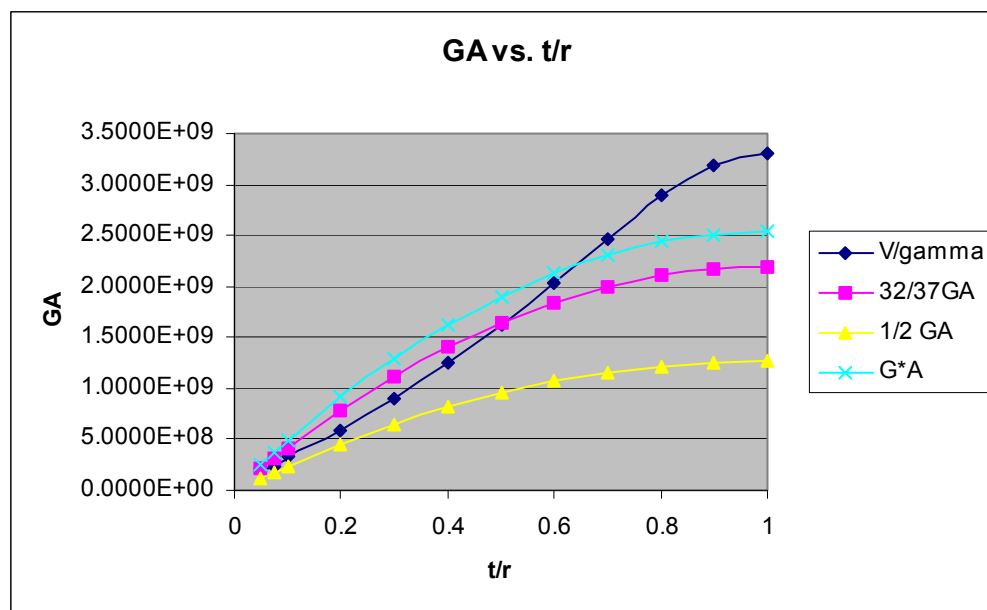
In Excel is een sheet gemaakt die, na invoering van de drie knooppunten, de afschuifhoek, de GA_A en het verschil met de benaderingformules berekent. Deze sheet is te vinden in bijlage B. Dit is voor iedere ligger gedaan. De resultaten zijn in tabel 4.1 te vinden.

Tabel 4.1: Uitkomsten γ en afschuifstijfheid

	massief1000	buis90	buis80	buis70	buis60	buis50
γ	-1.21E-08	-1.25E-08	-1.38E-08	-1.62E-08	-1.96E-08	-2.46E-08
GA_A	3.30306E+09	3.19107E+09	2.89645E+09	2.46792E+09	2.03666E+09	1.62701E+09
GA	2.53744E+09	2.51207E+09	2.43594E+09	2.30907E+09	2.13145E+09	1.90308E+09
$32/37GA$	2.19454E+09	2.17260E+09	2.10676E+09	1.99703E+09	1.84342E+09	1.64591E+09
$1/2 GA$	1.26872E+09	1.25603E+09	1.21797E+09	1.15454E+09	1.06572E+09	9.51540E+08
$/GA$	1.30	1.27	1.19	1.07	0.96	0.85
$/32/37$	1.51	1.47	1.37	1.24	1.10	0.99
$/1/2$	2.60	2.54	2.38	2.14	1.91	1.71
	buis40	buis30	buis20	buis10	buis075	buis05
γ	-3.19E-08	-4.41E-08	-6.76E-08	-1.18E-07	-1.76E-07	-1.87E-07
GA_A	1.25286E+09	9.06783E+08	5.91366E+08	3.38178E+08	2.27454E+08	2.13675E+08
GA	1.62396E+09	1.29409E+09	9.13478E+08	4.82114E+08	3.66343E+08	2.47400E+08
$32/37GA$	1.40451E+09	1.11922E+09	7.90035E+08	4.16963E+08	3.16837E+08	2.13968E+08
$1/2 GA$	8.11981E+08	6.47047E+08	4.56739E+08	2.41057E+08	1.83171E+08	1.23700E+08
$/GA$	0.77	0.70	0.65	0.70	0.62	0.86
$/32/37$	0.89	0.81	0.75	0.81	0.72	1.00
$/1/2$	1.54	1.40	1.29	1.40	1.24	1.73

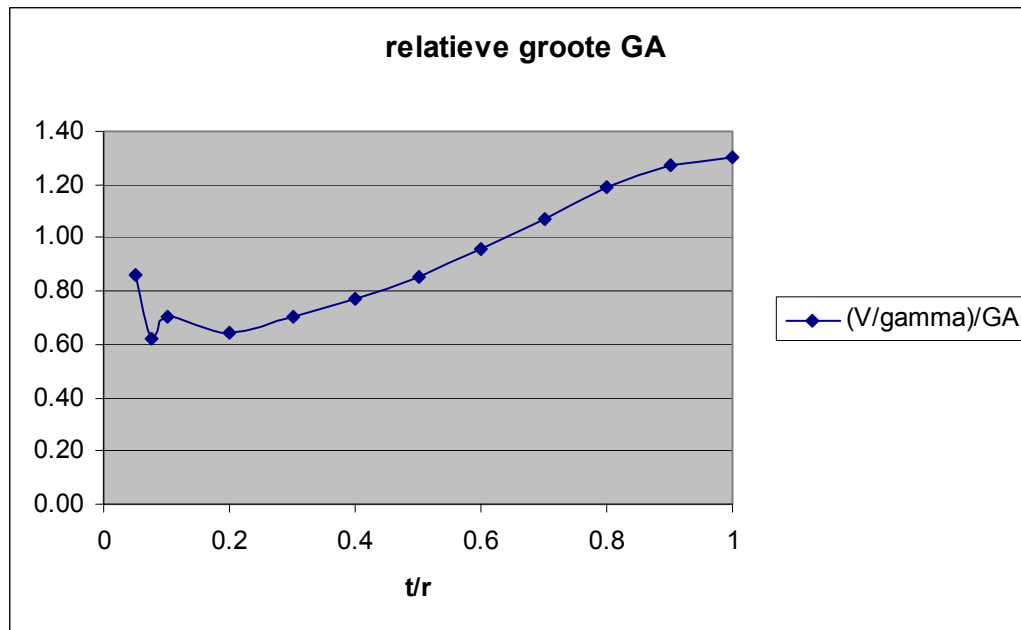
De waarden achter $/GA$, $/32/37GA$ en $/1/2GA$ duiden de verhouding aan van GA_A met respectievelijk G^*A , $32/37GA$ en $1/2GA$.

In figuur 4.3 zijn de grafieken te zien van GA uitgezet tegen de relatieve wanddikte.



Figuur 4.3: Grafiek van GA uitgezet tegen de relatieve wanddikte

In de grafiek is duidelijk het verloop van de afschuiftijfheid ten opzichte van de wanddikte te zien. Bij massieve buizen komt er duidelijk een veel hogere waarde voor GA_A uit dan via de benaderingsformule, en bij dunwandige buizen lijkt de waarde van GA_A ongeveer gelijk te zijn aan G^*A . Om dit beter te kunnen onderzoeken is in figuur 4.4 de grafiek van de verhouding tussen GA_A en GA ten opzichte van de relatieve wanddikte $\left(\frac{GA_A}{GA} \text{ vs. } \frac{t}{r}\right)$.



Figuur 4.4: Verhouding tussen GA_A en GA ten opzichte van de relatieve wanddikte

Nu is duidelijk te zien dat de verhouding van $\frac{GA_A}{GA}$ niet onder de 6/10 komt. Voor massieve buizen is de waarde

4.5 Vergelijking van de resultaten met de controlemodellen

Om te onderzoeken of de uitkomsten ook kloppen voor modellen die net anders zijn, wordt massief1000 vergeleken met het model massief1000v2, waar de oplegging net iets anders is, en met het model straal50, waar de straal van de buis de helft is van massief1000. In tabel 4.2 zijn de resultaten te vinden van de vergelijking.

Tabel 4.2: Vergelijking modellen met controlemodellen

	massief1000	massief1000v2	straal50	buis05	buis05- kleinekracht
γ	-1.21E-08	-1.22E-08	-4.88E-08	-1.87E-07	-4.68E-08
GA_A	3.30306E+09	3.29007E+09	8.19672E+08	2.13675E+08	2.13721E+08
GA	2.53744E+09	2.53744E+09	6.34360E+08	2.47400E+08	2.47400E+08
$32/37GA$	2.19454E+09	2.19454E+09	5.48636E+08	2.13968E+08	2.13968E+08
$1/2 GA$	1.26872E+09	1.26872E+09	3.17180E+08	1.23700E+08	1.23700E+08
$/GA$	1.30	1.30	1.29	0.86	0.86

Uit de tabel is af te lezen dat de relatieve waarden van de modellen goed overeenkomen. De waarde van GA_A ten opzichte van GA is 1.30 voor massieve doorsneden, en 0.86 voor deze dunwandige buizen.

4.6 Conclusie voor de afschuiftijfheid

De verwerking van de resultaten toont aan dat de werkelijke waarde voor de afschuiftijfheid voor ronde profielen anders is dan volgens de benaderingsformules. De benaderingsformules zitten redelijk aan de veilige kant. Te zien is dat de werkelijke afschuiftijfheid voor een massieve buis (GA_s) ongeveer 1.3 maal groter is dan de waarde van het produkt van de glijdingsmodulus en de oppervlakte van de doorsnede van het profiel (GA). Naarmate de wand relatief dunner wordt, wordt ook de factor voor de werkelijke afschuiftijfheid kleiner ten opzichte van de GA . Het lijkt erop dat deze waarde niet kleiner zal worden dan 0.6 maal de waarde van GA .

De bestaande benaderingsformules geven voor een massieve buis een afschuiftijfheid van:

$$GA_s = \frac{32}{37} GA$$

en voor een holle buis:

$$GA_s = \frac{1}{2} GA$$

De GA_s voor massieve buizen zou verscherpt kunnen worden van $\frac{32}{37} GA$ naar:

$$GA_{s, \text{massief}} = \frac{5}{4} GA.$$

Voor dunne buizen lijkt de GA_s met een waarde van $\frac{1}{2} GA$ goed te zijn.

Het verloop van de dunwandige naar de dikwandige buis kan worden beschreven met de volgende formules:

$$GA_s = \frac{1}{2} GA \quad \text{voor } 0 < \frac{t}{r} \leq 0.2$$

$$GA_s = \left(\frac{15}{16} \frac{t}{r} + \frac{5}{16} \right) GA \quad \text{voor } 0.2 < \frac{t}{r} < 1$$

Heel belangrijk zal de benadering voor dikwandige buizen vanaf een wanddikte van 20% niet zijn, omdat deze buizen in de praktijk niet vaak zullen voorkomen.

5 Maximale schuifspanning

5.1 Inleiding

In dit hoofdstuk volgt de verwerking van de uitkomsten van de berekeningen van de in ANSYS ingevoerde modellen met betrekking tot de maximale schuifspanning. De aanpak hiervan zal besproken worden en met behulp van deze aanpak zal de gevonden maximale schuifspanning $\tau_{max,A}$ vergeleken worden met de waarde van het quotiënt van de dwarskracht en de oppervlakte van de doorsnede van het model (V/A). Ook wordt de $\tau_{max,A}$ vergeleken met de waarde $\tau_{max,v}$ afgeleid uit de vuistregels.

5.2 Rekenmethode

Om te bepalen in hoeverre de vuistregel voor de maximale schuifspanning ($\tau_{max,v}$) strookt met de maximale schuifspanning die ANSYS levert ($\tau_{max,A}$), moeten deze twee waarden met elkaar vergeleken worden.

Maximale schuifspanning voor:

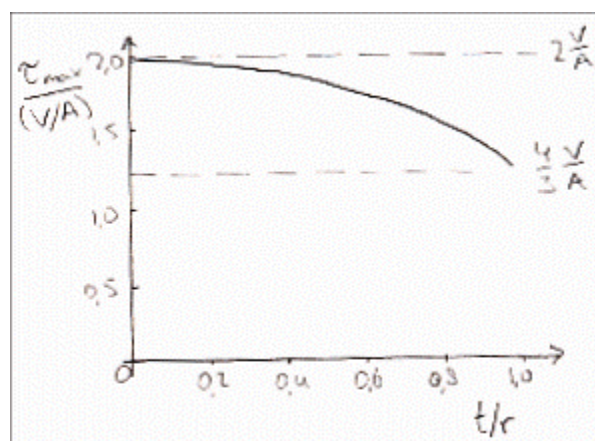
massieve ronde profielen:
$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \frac{V}{A}$$

holle ronde profielen:
$$\tau_{max} = 2 \frac{V}{A}$$

In ANSYS wordt de maximale schuifspanning (σ_{yz}) uit de resultatentabel gehaald.

5.3 Verwachtingen

Er van uitgaande dat de bestaande benaderingsformules kloppen wordt er gezocht naar een relatie tussen de massieve en de holle buis kijkend naar de wanddikte met betrekking tot de maximale schuifspanning. In de buurt van de limiet van een oneindig dunne holle buis wordt niet veel variatie verwacht. In de overgang van een holle naar een massieve buis wordt een grotere variatie verwacht, vanwege verstoringen door het gat. Zie ook figuur 5.1.



Figuur 5.1: Verwachte grafiek van de relatieve schuifspanning tegen de relatieve wanddikte

5.4 Resultaten en verwerking

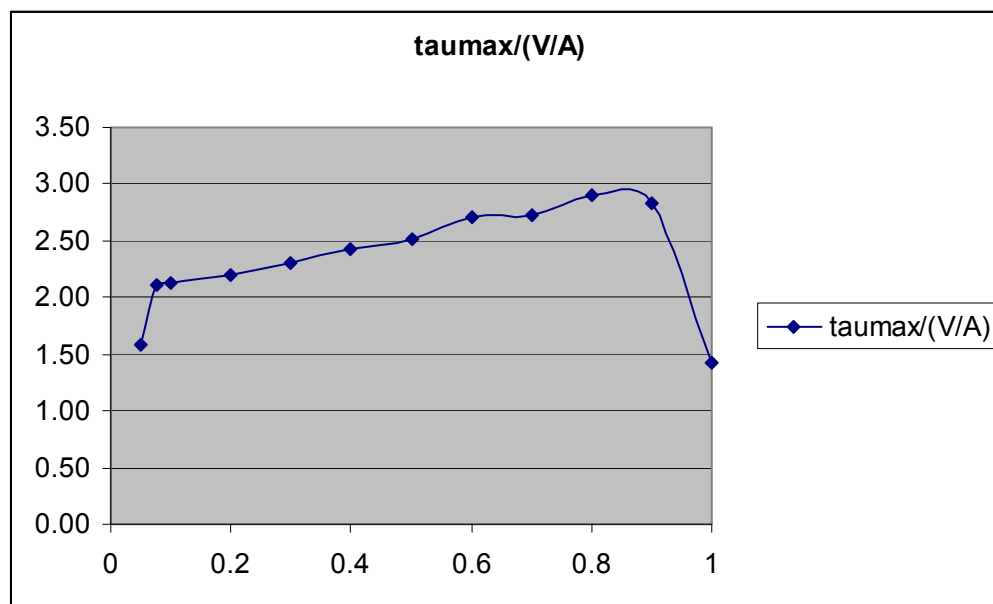
In dezelfde Excel-sheet als genoemd in hoofdstuk 4 zijn de verschillende waarden voor de maximale schuifspanning ingevoerd. Deze waarden zijn te vinden in tabel 5.1.

Tabel 5.1: Uitkomsten maximale schuifspanningen

	massief1000	buis90	buis80	buis70	buis60	buis50
$\tau_{max,A}$	-1.806E-03	-3.645E-03	-3.860E-03	-3.822E-03	-4.114E-03	-4.277E-03
V/A	-1.273E-03	-1.286E-03	-1.326E-03	-1.399E-03	-1.516E-03	-1.698E-03
4/3 V/A	-1.698E-03	-1.715E-03	-1.768E-03	-1.866E-03	-2.021E-03	-2.264E-03
2 V/A	-2.546E-03	-2.572E-03	-2.653E-03	-2.798E-03	-3.032E-03	-3.395E-03
I V/A	1.42	2.83	2.91	2.73	2.71	2.52
I 4/3 V/A	1.06	2.13	2.18	2.05	2.04	1.89
I 2 V/A	0.71	1.42	1.46	1.37	1.36	1.26
	buis40	buis30	buis20	buis10	buis075	buis05
$\tau_{max,A}$	-4.814E-03	-5.733E-03	-7.765E-03	-1.426E-02	-1.864E-02	-2.071E-02
V/A	-1.989E-03	-2.497E-03	-3.537E-03	-6.701E-03	-8.819E-03	-1.306E-02
4/3 V/A	-2.653E-03	-3.329E-03	-4.716E-03	-8.935E-03	-1.176E-02	-1.741E-02
2 V/A	-3.979E-03	-4.993E-03	-7.074E-03	-1.340E-02	-1.764E-02	-2.612E-02
I V/A	2.42	2.30	2.20	2.13	2.11	1.59
I 4/3 V/A	1.81	1.72	1.65	1.60	1.58	1.19
I 2 V/A	1.21	1.15	1.10	1.06	1.06	0.79

De waarden achter "I V/A", "I 4/3 V/A" en "I 2 V/A" duiden de verhouding aan van $\tau_{max,A}$ met respectievelijk $\frac{V}{A}$, $\frac{4}{3} \frac{V}{A}$ en $2 \frac{V}{A}$.

In figuur 5.2 is de quotiënt van de waarde van $\tau_{max,A}$ en $\frac{V}{A}$ uitgezet tegen de relatieve wanddikte.



Figuur 5.2: Verhouding tussen $\tau_{max,A}$ en $\frac{V}{A}$ ten opzichte van de relatieve wanddikte

Het is duidelijk te zien dat bijna over de maximale schuifspanning groter is dan de waarde berekend uit de benaderingsformule. Slechts bij een wanddikte van 5% is de waarde van de schuifspanning lager, dan die berekend uit de benaderingsformule, maar omdat de grafiek daar een rare zakking maakt, is niet duidelijk of deze waarde voor kloppend gezien mag worden.

5.5 Vergelijking van de resultaten met de controlemodellen

Ook hier is massief1000 vergeleken met massief1000v2 en straal50. In tabel 5.2 zijn de uitkomsten hiervan te zien.

Tabel 5.2: Vergelijking modellen met controlemodellen

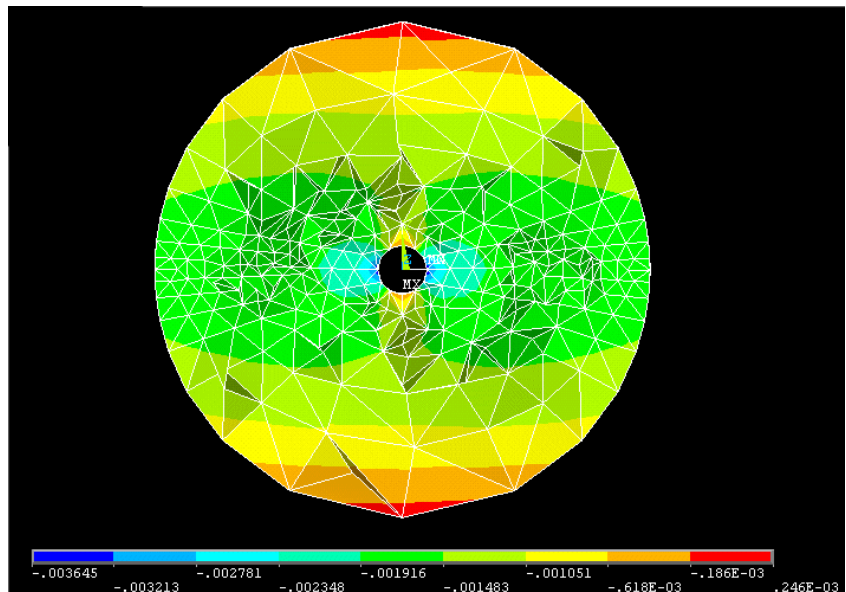
	massief1000	massief1000v2	straal50	buis05	buis05- kleinekracht
$\tau_{max,A}$	-1.806E-03	-1.789E-03	-7.131E-03	-2.071E-02	-5.177E-03
V/A	-1.273E-03	-1.273E-03	-5.093E-03	-1.306E-02	-3.265E-03
4/3 V/A	-1.698E-03	-1.698E-03	-6.791E-03	-1.741E-02	-4.353E-03
2 V/A	-2.546E-03	-2.546E-03	-1.019E-02	-2.612E-02	-6.529E-03
I V/A	1.42	1.41	1.40	1.59	1.59

Hier is duidelijk te zien dat de waarden van $\frac{\tau_{max,A}}{V/A}$ in redelijke mate gelijk zijn aan elkaar. Voor massieve buizen is de verhouding ongeveer 1.41 en voor dunwandige buizen 1.59.

5.6 Conclusies voor de maximale schuifspanning

Uit de resultaten van het onderzoek naar de schuifspanningen blijkt dat waarden voor de maximale schuifspanning hoger liggen dan de vuistregels aangeven. Voor een massieve buis is de maximale schuifspanning een factor 1.4 groter dan het quotiënt van de dwarskracht en de oppervlakte van de doorsnede (V/A). Voor holle dunwandige buizen is deze factor ongeveer 1.1 (de buis met wanddikte van 5% buiten beschouwing gelaten).

Opvallend is ook de daling van de maximale schuifspanning in de grafiek vanaf de wanddikte van 90%. Voor een buis met een wanddikte van 90% is de factor voor V/A 2.83 en voor de massieve buis 1.4. Blijkbaar veroorzaakt de holte zo'n mate van verstoring dat er plaatselijk erg hoge piekspanningen ontstaan. Dit is te zien in figuur 5.3 voor buis90.



Figuur 5.3: Piekshuifspanningen bij het gat in buis90

De bestaande benaderingsformules voor buizen zijn:

$$\text{massieve ronde profielen: } \frac{4}{3} \frac{V}{A}$$

$$\text{holle ronde profielen: } 2 \frac{V}{A}$$

Voor massieve ronde profielen komt dit redelijk overeen, echter is de waarde volgens ANSYS groter. Beter zou het zijn om een factor $3/2$ hiervoor in de plaats van de $4/3$ te plaatsen.

Hiermee is een betere formule voor de maximale schuifspanning voor massieve ronde profielen:

$$\tau_{\max, s, \text{massief}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A}$$

Voor de holle ronde profielen vallen de waarden voor de maximale schuifspanning in ANSYS hoog uit. De factor voor V/A is maximaal 2.91 (voor buis80) en minimaal 2.11 (voor buis10, buis05 buiten beschouwing gelaten).

Een benaderingsformule voor deze maximale schuifspanning zou dan kunnen worden:

$$\tau_{\max, s, \text{hol}} = \left(2 + \frac{t}{r}\right) \frac{V}{A} \quad \text{voor } 0 < \frac{t}{r} < 1$$

Aangezien dikwandige buizen met 90% wanddikte niet voorkomen is het niet erg dat de waarde daar niet klopt met de grafiek (figuur 5.2).

6 Conclusies en aanbevelingen

6.1 Conclusies

Bij het onderzoek naar de afschuifstijfheid bij gedrongen liggers komt naar voren dat de huidige bekende benaderingsformules een veilige marge hebben voor de bepaling van de afschuifstijfheid GA_s . Gebleken is, dat voor massieve buizen de rekenwaarde van de afschuifstijfheid groter mag worden, en voor dunwandige buizen de benaderingsformule in redelijke mate klopt.

De huidige benaderingsformules voor de afschuifstijfheid voor massieve ronde profielen is:

$$GA_s = \frac{32}{37} GA$$

Een verbeterde formule voor de afschuifstijfheid is:

$$GA_s = \frac{5}{4} GA$$

Voor holle ronde profielen is de huidige benaderingsformule voor de afschuifstijfheid:

$$GA_s = \frac{1}{2} GA$$

Voor dunwandige holle profielen lijkt dit een goede benadering, maar voor de dikkere wanden kan een grotere afschuifstijfheid worden genomen:

$$GA_s = \frac{1}{2} GA \quad \text{voor } 0 < \frac{t}{r} \leq 0.2$$

$$GA_s = \left(\frac{15}{16} \frac{t}{r} + \frac{5}{16} \right) GA \quad \text{voor } 0.2 < \frac{t}{r} < 1$$

Met betrekking tot de maximale schuifspanning kan geconcludeerd worden dat de huidig bekende benaderingsformules hiervoor een te lage waarde geven.

De huidige benaderingsformule voor de maximale schuifspanning voor massieve profielen is:

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A}$$

Deze kan beter vervangen worden door:

$$\tau_{\max, \text{massief}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A}$$

De huidige benaderingsformule voor de maximale schuifspanning voor holle ronde profielen is:

$$\tau_{\max} = 2 \frac{V}{A}$$

Een betere benadering voor deze formule is:

$$\tau_{\max, s, hol} = \left(2 + \frac{t}{r}\right) \frac{V}{A} \quad \text{voor } 0 < \frac{t}{r} < 1$$

6.2 Aanbevelingen

Nader onderzoek is nodig naar het gedrag is van liggers met een t/r van 0.05 en kleiner. De grafieken (figuur 4.3 en 5.1) laten daar een rare sprong zien. Het is helaas niet gelukt om in ANSYS liggers met wanden met een $t/r < 0.05$ te modelleren. Bij pogingen daartoe gaf de software aan meer knooppunten te moeten gebruiken dan mogelijk bij deze versie van ANSYS.

Ook is onderzoek nodig naar het gedrag van de maximale schuifspanning in het grensgebied tussen de massieve buis en de buis met een t/r van 0.9. Het is niet gelukt om hiervoor een elementenmodel te maken: steeds gaf het programma aan te veel knooppunten nodig te hebben. Een of meerdere modellen in dit gebied geven misschien een betere indicatie of er een bepaalde overgang is tussen de holle buis en de massieve buis.

Het lijkt ook verstandig om nader te bekijken hoe de mesh in ANSYS aangemaakt wordt. Op het eerste gezicht lijkt deze willekeurig elementen te plaatsen, en kan er een globale fijnheid van de mesh gedefinieerd worden. Bij dit onderzoek is aan bepaalde lijnen aangegeven uit hoeveel elementen deze moet bestaan. Bij een eventueel toekomstig onderzoek kan betere definiëringen van meshes bijdragen aan betere modellen. Dan kunnen misschien ook modellen gemaakt worden met een wanddikte kleiner dan 5mm op een straal van 100mm, en buizen met een wanddikte groter dan 90mm op een straal van 100mm.

De dwarskracht is gemeten op de plaats waar het buigend moment nul is. Het moment heeft dus geen invloed op het resultaat. In eerder onderzoek naar rechthoekige doorsneden bleek dat zelfs als er wel moment in de doorsnede optreedt, dit een volstrekt verwaarloosbare invloed heeft op het afschuifgedrag. Er was helaas geen tijd om te toetsen of dit ook opgaat voor ronde doorsneden. Hier zou in vervolgonderzoek aandacht aan kunnen worden besteed.

Literatuurlijst

- Van der Meer, J.M., "Afschuifstijfheid van liggers en kolommen", rapport B.Sc. project, Technische Universiteit Delft, Faculteit Civiele Techniek en Geowetenschappen, Juni 2003
- Bouma, A.L., "Elastostatica van slanke structuren", VSSD Delft University Press, Delft, 2000

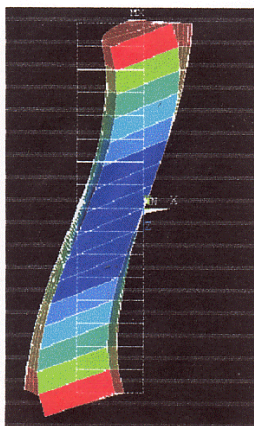
Bijlage A: De originele opdracht

BSc – eindwerk

structural
engineering

Afschuiftijfheid van ronde doorsneden

Toelichting



Schuifvervorming van een plak uit een rechthoekige ligger
J.M. van der Meer, B.Sc. rapport 2003

Afschuifvervorming van liggers en kolommen kan een aanzienlijke invloed hebben op de krachtsverdeling in een raamwerk. Met name wanneer korte elementen in een constructie voorkomen is dit het geval. Daarom kunnen veel raamwerkprogramma's afschuifvervorming in rekening brengen. De constructeur moet daartoe de afschuiftijfheden van de elementen invoeren.

Afschuiftijfheid hangt samen met de vorm een doorsnede en kan worden berekend met benaderingsformules. Echter, vaak is niet duidelijk hoe nauwkeurig een dergelijke formule is en welke beperkingen bestaan in de toepassing.

Bijvoorbeeld voor buizen wordt de afschuiftijfheid berekend met de formule $GA_d = G \pi r t$. Hierin is G de glijdingsmodulus, r de straal en t de wanddikte van de buis. Het is onduidelijk voor welke wanddikte deze benadering acceptabel is.

Opdracht

In dit project zullen de afschuiftijfheid en de extreme spanning nauwkeurig worden berekend van ronde buizen en ronde massieve doorsneden. Hiertoe zullen lineair-elastische berekeningen worden gemaakt met het **eindige-elementenprogramma ANSYS**. Het elementenmodel zal bestaan uit volume-elementen. De resultaten zullen worden vergeleken met benaderingsformules. Zonodig zullen verbeteringen aan deze formules worden voorgesteld.

Begeleid door de Secties

Constructiemechanica en Betonconstructies

Nadere info

dr.ir. P.C.J. Hoogenboom	kamer 5.24	tel. 015 278 8081
	p.hoogenboom@citg.tudelft.nl	
ir. W.J.M. Peperkamp	kamer 5.03	tel. 015 278 4576
	w.peperkamp@citg.tudelft.nl	

Bijlage B: Excelsheet berekeningen

	massief1000	buis90	buis80	buis70	buis60	buis50
E	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05
nu	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
G	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04
straal 1	100	100	100	100	100	100
t	100	90	80	70	60	50
straal 2	0	10	20	30	40	50
A	3.14E+04	3.11E+04	3.02E+04	2.86E+04	2.64E+04	2.36E+04
V	-40	-40	-40	-40	-40	-40

uz1	-1.37290E-04	-6.06790E-05	-1.40940E-04	-8.89540E-05	-8.32400E-05	-9.17250E-05
uy1	8.81550E-06	-1.23260E-06	3.72670E-06	2.00860E-06	-2.26120E-06	3.87030E-06
uz2	-1.69980E-04	-8.34820E-05	-1.76650E-04	-1.11960E-04	-1.06020E-04	-1.17490E-04
uy2	8.81550E-06	-1.23240E-06	3.72690E-06	2.00860E-06	-2.26130E-06	3.87010E-06
uz3	-1.69980E-04	-8.34820E-05	-1.76650E-04	-1.11960E-04	-1.06020E-04	-1.17490E-04
uy3	7.05990E-06	-2.49790E-06	1.80330E-06	6.96220E-07	-3.59670E-06	2.33600E-06
deltaz	10	10	10	10	10	10
deltay	200	200	200	200	200	200

alpha1	1.76E-07	1.27E-07	1.92E-07	1.31E-07	1.34E-07	1.53E-07
alpha2	1.63E-07	1.14E-07	1.79E-07	1.15E-07	1.14E-07	1.29E-07
gamma	-1.21E-08	-1.25E-08	-1.38E-08	-1.62E-08	-1.96E-08	-2.46E-08

V/gamma	3.30306E+09	3.19107E+09	2.89645E+09	2.46792E+09	2.03666E+09	1.62701E+09
----------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------

GA	2.53744E+09	2.51207E+09	2.43594E+09	2.30907E+09	2.13145E+09	1.90308E+09
32/37GA	2.19454E+09	2.17260E+09	2.10676E+09	1.99703E+09	1.84342E+09	1.64591E+09
1/2 GA	1.26872E+09	1.25603E+09	1.21797E+09	1.15454E+09	1.06572E+09	9.51540E+08

/ GA	1.30	1.27	1.19	1.07	0.96	0.85
/ 32/37	1.51	1.47	1.37	1.24	1.10	0.99
/ 1/2	2.60	2.54	2.38	2.14	1.91	1.71

taumax	-1.806E-03	-3.645E-03	-3.860E-03	-3.822E-03	-4.114E-03	-4.277E-03
---------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------

V/A	-1.273E-03	-1.286E-03	-1.326E-03	-1.399E-03	-1.516E-03	-1.698E-03
4/3 V/A	-1.698E-03	-1.715E-03	-1.768E-03	-1.866E-03	-2.021E-03	-2.264E-03
2 V/A	-2.546E-03	-2.572E-03	-2.653E-03	-2.798E-03	-3.032E-03	-3.395E-03

/ V/A	1.42	2.83	2.91	2.73	2.71	2.52
/ 4/3 V/A	1.06	2.13	2.18	2.05	2.04	1.89
/ 2 V/A	0.71	1.42	1.46	1.37	1.36	1.26

	buis40	buis30	buis20	buis10	buis075	buis05
E	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05
nu	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
G	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04
straal 1	100	100	100	100	100	100
t	40	30	20	10	7.5	5
straal 2	60	70	80	90	92.5	95
A	2.01E+04	1.60E+04	1.13E+04	5.97E+03	4.54E+03	3.06E+03
V	-40	-40	-40	-40	-40	-40

uz1	-1.04520E-04	-1.08370E-04	-1.48450E-04	-2.05720E-04	-3.10300E-04	-3.03960E-04
uy1	1.04690E-06	1.28000E-06	-1.66150E-06	9.03070E-08	3.64350E-06	1.81330E-05
uz2	-1.34520E-04	-1.37340E-04	-1.84550E-04	-2.28420E-04	-3.15680E-04	-2.81120E-04
uy2	1.04640E-06	1.28100E-06	-1.65500E-06	-8.65090E-07	2.76690E-06	1.64420E-05
uz3	-1.34520E-04	-1.37340E-04	-1.84550E-04	-2.28410E-04	-3.15680E-04	-2.81130E-04
uy3	-7.72870E-07	-6.08620E-07	-4.13640E-06	-3.18290E-06	7.39300E-07	1.57120E-05
deltaz	10	10	10	10	10	10
deltay	200	200	200	200	200	200

alpha1	1.82E-07	1.89E-07	2.48E-07	2.32E-07	2.03E-07	7.30E-08
alpha2	1.50E-07	1.45E-07	1.80E-07	1.14E-07	2.69E-08	-1.14E-07
gamma	-3.19E-08	-4.41E-08	-6.76E-08	-1.18E-07	-1.76E-07	-1.87E-07

V/gamma	1.25286E+09	9.06783E+08	5.91366E+08	3.38178E+08	2.27454E+08	2.13675E+08
----------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------

GA	1.62396E+09	1.29409E+09	9.13478E+08	4.82114E+08	3.66343E+08	2.47400E+08
32/37GA	1.40451E+09	1.11922E+09	7.90035E+08	4.16963E+08	3.16837E+08	2.13968E+08
1/2 GA	8.11981E+08	6.47047E+08	4.56739E+08	2.41057E+08	1.83171E+08	1.23700E+08

/ GA	0.77	0.70	0.65	0.70	0.62	0.86
/ 32/37	0.89	0.81	0.75	0.81	0.72	1.00
/ 1/2	1.54	1.40	1.29	1.40	1.24	1.73

taumax	-4.814E-03	-5.733E-03	-7.765E-03	-1.426E-02	-1.864E-02	-2.071E-02
---------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------

V/A	-1.989E-03	-2.497E-03	-3.537E-03	-6.701E-03	-8.819E-03	-1.306E-02
4/3 V/A	-2.653E-03	-3.329E-03	-4.716E-03	-8.935E-03	-1.176E-02	-1.741E-02
2 V/A	-3.979E-03	-4.993E-03	-7.074E-03	-1.340E-02	-1.764E-02	-2.612E-02

/ V/A	2.42	2.30	2.20	2.13	2.11	1.59
/ 4/3 V/A	1.81	1.72	1.65	1.60	1.58	1.19
/ 2 V/A	1.21	1.15	1.10	1.06	1.06	0.79

	buis05- kleinekracht	massief1000v2	straal50
E	2.10E+05	2.10E+05	2.10E+05
nu	0.3	0.3	0.3
G	8.08E+04	8.08E+04	8.08E+04
straal 1	100	100	50
t	5	100	50
straal 2	95	0	0
A	3.06E+03	3.14E+04	7.85E+03
V	-10	-40	-40

uz1	-7.59890E-05	-2.83210E-06	-4.44420E-04
uy1	4.53320E-06	2.00810E-08	-1.51700E-05
uz2	-7.02790E-05	-1.20960E-06	-6.26250E-04
uy2	4.11040E-06	2.01360E-08	-1.51700E-05
uz3	-7.02830E-05	-1.20990E-06	-6.26250E-04
uy3	3.92800E-06	-2.03170E-08	-3.38410E-05
deltaz	10	10	10
deltay	200	200	100

alpha1	1.82E-08	4.05E-09	1.87E-06
alpha2	-2.86E-08	-8.11E-09	1.82E-06
gamma	-4.68E-08	-1.22E-08	-4.88E-08

V/gamma	2.13721E+08	3.29007E+09	8.19672E+08
---------	-------------	-------------	-------------

GA	2.47400E+08	2.53744E+09	6.34360E+08
32/37GA	2.13968E+08	2.19454E+09	5.48636E+08
1/2 GA	1.23700E+08	1.26872E+09	3.17180E+08

/ GA	0.86	1.30	1.29
/ 32/37	1.00	1.50	1.49
/ 1/2	1.73	2.59	2.58

taumax	-5.177E-03	-1.789E-03	-7.131E-03
--------	------------	------------	------------

V/A	-3.265E-03	-1.273E-03	-5.093E-03
4/3 V/A	-4.353E-03	-1.698E-03	-6.791E-03
2 V/A	-6.529E-03	-2.546E-03	-1.019E-02

/ V/A	1.59	1.41	1.40
/ 4/3 V/A	1.19	1.05	1.05
/ 2 V/A	0.79	0.70	0.70

Bijlage C: Zelfevaluatie

De keuze voor de opdracht 'afschuifstijfheid van ronde doorsneden' vloeit voort uit de opgewekte interesse voor constructiemechanica bij het volgen van het vak 'Elastostatica van slanke structuren'. Daarnaast was de interesse om te werken met een echt eindig-elementenprogramma een motivatie om dit onderwerp te kiezen.

Het verloop van het project ging eigenlijk nogal rommelig. Voor dit project zou ik gaan werken met het computerprogramma ANSYS, maar het was bekend dat de licentie voor dit programma per 1 oktober zou verlopen. Na overleg met Pierre Hoogenboom is besloten om toch te starten met het project, met de wetenschap dat het programma voor korte tijd niet te gebruiken zou zijn in de overgang naar een nieuwe licentie. Daarom is de startnotitie een week later gereed gekomen dan gepland. Deze startnotitie was verder, op vooral wat taalfouten na, positief beoordeeld.

Helaas bleek de periode dat ANSYS niet gebruikt kon worden wat langer dan verwacht en was het twee weken niet mogelijk om ANSYS te gebruiken. Dit was net in de periode dat ik ANSYS beter leerde te gebruiken. In de week dat het tussenrapport gereed most zijn, kon ik weer aan de slag met ANSYS, maar ik had nog veel te weinig resultaten om iets te rapporteren.

Dinsdag 21 oktober was de eindpresentatie gepland. Mede doordat de voorgaande presentaties flink uitliepen, heb ik enkel aan dhr. Hoogenboom de presentatie van mijn eerste resultaten laten zien als een soort tussenrapportage. Na overleg met hem hebben we ook besloten om te kijken of mijn deadlines (eindrapport inleveren en eindpresentatie) twee weken later geplaatst konden worden.
