

12-1-2021

Knik van schalen met de eindige- elementenmethode

Filmpjes die het gedrag in beeld brengen



Frank te Loo
4603109

 **TU**Delft

Knik van schalen met de eindige- elementenmethode

Filmpjes die het gedrag in beeld brengen

CTB3000-16: BSc Eindwerk

Technische Universiteit Delft

Faculteit Civiele Techniek en Geowetenschappen

Structural Engineering

Naam: Frank te Loo

Studentnummer: 4603109

Eerste begeleider: Dr. ir. P.C.J. Hoogenboom

Tweede begeleider: Dr. ir. F.P. van der Meer

Datum: 12 januari 2021

Voorwoord

Ter afronding van de bachelor Civiele Techniek aan de TU Delft, heb ik een project gedaan over knik van schalen met de eindige-elementenmethode. Er zijn 6 filmpjes gemaakt die het gedrag van schaalconstructies in beeld brengen.

Dit project is bestemd voor studenten die meer over knik van schalen en de eindige-elementenmethode te weten willen komen. De lezer heeft voor dit project kennis nodig die wordt opgedaan in de bachelor Civiele Techniek.

Tijdens dit project ben ik begeleid door mijn begeleiders dr. ir. P.C.J. Hoogenboom en dr. ir. F.P. van der Meer. Ik wil ze graag bedanken voor hun ondersteuning, inzichten en inbreng in de afgelopen weken. Daarnaast wil ik dr. ir. P.C.J. Hoogenboom nog extra bedanken voor het feit dat ik gebruik mocht maken van zijn werkcomputer op de faculteit Civiele Techniek en Geowetenschappen.

Delft, januari 2021

Frank te Loo, 4603109

Samenvatting

Schalen vormen een belangrijke basis in de hedendaagse constructiebouw. Een concreet voorbeeld van een schaalconstructie is een dak. De reden dat schaalconstructies worden toegepast is omdat ze zeer efficiënt zijn in het dragen van hele grote belastingen. Echter met deze grote belastingen liggen ook gevaarlijke situaties op de loer. Zo is knik van schaalconstructies een gevaarlijk fenomeen. Een schaalconstructie kan, zonder enige aanwijzing vooraf, zomaar bezwijken bij een te grote belasting. Het is dus uiterst belangrijk om inzicht te krijgen in het gedrag van schalen en om er een concreter beeld bij te creëren.

De belasting waarbij de constructie kan bezwijken wordt de knikbelasting genoemd. Bovendien is het ook belangrijk om te kijken naar de kniklengte en de knikvorm. Er zijn twee belangrijke methodes die deze grootheden bestuderen: de lineaire eindige-elementenmethode en de niet-lineaire eindige-elementenmethode. Het belangrijkste verschil tussen deze methodes is dat er bij de niet-lineaire methode imperfecties worden toegevoegd aan het model. Deze imperfecties bestaan uit oneffenheden die zich in het materiaal voordoen. Bovendien hebben imperfecties ook invloed op de kromming en de membraankracht van de constructie. Een voorbeeld van een eindige-elementenprogramma is Abaqus.

Het doel van het project is om 6 filmpjes in het eindige-elementenprogramma Abaqus te maken die het gedrag van knik van schaalconstructies in beeld brengen. Dit zal gebeuren aan de hand van 2 axiaal gedrukte cilinders met verschillende wanddiktes. De inhoud van de 6 filmpjes is als volgt:

1. Een contourplot van de Von-Mises spanning van een cilinder die de spanning tot net na het knikmoment in beeld brengt.
2. Een contourplot van de Von-Mises spanning die voornamelijk de spanning na het knikmoment in beeld brengt.
3. Een contourplot van de Von-Mises spanning zoals in het tweede filmpje maar dan langzamer afgespeeld.
4. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met de spanning in de omtrekriching in plaats van de Von-Mises spanning.
5. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met de spanning in de axiale richting in plaats van de Von-Mises spanning.
6. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met een aanzienlijk dunnere schaalwand.

De 6 filmpjes zijn met succes gemaakt en dus is de doelstelling voor dit project gehaald. De filmpjes zijn te vinden op het volgende webadres:

<https://www.youtube.com/channel/UCZJE1twpb0nhwnlVEO2dvMg>

Abaqus is een zeer gebruiksvriendelijk programma waar weinig programmeerkennis voor nodig is om goede resultaten te kunnen krijgen. Dit komt mede doordat Abaqus zelf een filmpje kan maken van vervormingen en van het verloop van de spanningsverdeling over de tijd.

Bij de simulaties werd er gebruik gemaakt van Riks' methode. Dit houdt in dat zodra de constructie begint te knikken, de belasting licht wordt verlaagd. Dit geeft de constructie de mogelijkheid om verder te blijven vervormen. Echter is deze methode minder stabiel voor dunne schaalconstructies. Dit leidde bij aanzienlijk dunnere cilinders tot foutmeldingen van het programma. Daardoor is er uiteindelijk een schaalwand gebruikt voor de tweede cilinder die niet voldoende dunner was dan de eerste cilinder. Hierdoor vervormde ook de tweede cilinder in het Yoshimura patroon.

Een suggestie voor een vervolgproject zou kunnen zijn dat er een aanpassing wordt gedaan aan het zesde filmpje. Hier is een poging gedaan om een andere knikvorm te krijgen door middel van een

dunnere schaalwand. De tweede gemodelleerde cilinder was echter niet voldoende dunner om in een andere knikvorm te vervormen. Waarschijnlijk zal een nog dunnere schaalwand wel kunnen leiden tot een andere knikvorm. Dit zou in een vervolgproject uitgewerkt kunnen worden.

Een andere suggestie voor een vervolgproject zou kunnen zijn dat er een filmpje wordt gemaakt waarin een contourplot en een last-verplaatsingsdiagram naast elkaar geprojecteerd worden. Door een bolletje in het last-verplaatsingsdiagram toe te voegen, kan er aangegeven worden bij welke 'increment' het filmpje op dat moment is. Als het filmpje van de contourplot en het filmpje van het last-verplaatsingsdiagram mooi synchroon lopen, kan er goed geanalyseerd worden wat er met de spanning en de vervormingen gebeurt bij een specifiek punt in het last-verplaatsingsdiagram.

Inhoudsopgave

Voorwoord	4
Samenvatting.....	5
Inhoudsopgave	7
1. Inleiding	9
2. Knik van schalen en de eindige-elementenmethode	11
2.1 Wat is knik?	11
2.1.1 Kniklengte	11
2.1.2 Knikbelasting	12
2.1.3 Knikvorm.....	12
2.2 Wat is een schaal?	13
2.3 Wat zijn imperfecties?	14
2.4 Kromming en membraankracht	14
2.5 De eindige-elementenmethode	15
2.5.1 De lineaire eindige-elementenmethode	15
2.5.2 De niet-lineaire eindige-elementenmethode.....	15
3. Simulaties in Abaqus	17
3.1 Werkplan	17
3.2 Axiaal gedrukte cilinder	17
3.2.1 Model bouwen	17
3.2.2 Lineaire knik.....	21
3.2.3 Niet-lineaire knik tot vlak na het knikmoment.....	23
3.2.4 Niet-lineaire knik	26
3.2.5 Last-verplaatsingsdiagram.....	28
3.2.6 Spanning in de omtrekriching	31
3.2.7 Spanning in de axiale richting.....	35
3.3 Dunnere axiaal gedrukte cilinder	36
3.3.1 Model bouwen	36
3.3.2 Lineaire knik.....	37
3.3.3 Niet-lineaire knik	37
3.3.4 Last-verplaatsingsdiagram.....	40
3.4 Conclusies over Abaqus.....	41
4. Resultaten vergelijken van de cilinders.....	42
4.1 Slankheidsverhoudingen	42
4.2 Lineaire knik.....	42
4.3 Niet-lineaire knik	42

5. Conclusies en aanbevelingen	44
5.1 Conclusies.....	44
5.2 Aanbevelingen.....	44
Literatuurlijst	46
Bijlage 1: Bestand cilinder	47
Bijlage 2: Bestand dunnere cilinder.....	49

1. Inleiding

Schalen vormen een belangrijke basis in de hedendaagse constructiebouw. Eén van de belangrijkste concrete voorbeelden waar een schaalconstructie wordt toegepast is bij het construeren van een dak. Een schaalconstructie wordt gezien als een zeer efficiënte manier om grote belastingen te kunnen dragen. Het is van belang dat deze grote belastingen niet tot problemen gaan leiden. Het probleem met schalen is echter wel dat bezwijken op knik een gevaarlijk fenomeen is. Wanneer een schaalconstructie bezwijkt op knik, zal dit kunnen leiden tot een ineenstorting van de constructie, zonder enige aanwijzing vooraf. Hierin verschilt een schaalconstructie met andere constructievormen zoals platen en raamwerken. Bij die constructies zijn er vaak wel aanwijzingen voor bezwijking in de vorm van scheuren en vervormingen. Dit leidt ertoe dat er bij schaalconstructies grotere veiligheids- en materiaalfactoren worden toegepast om bezwijken te voorkomen.

Zoals eerder gesteld, als een schaalconstructie wordt overbelast, dan kan de constructie bezwijken op knik. De belasting waarbij de constructie dan bezwijkt wordt de knikbelasting genoemd. Het is dus van belang om de knikbelasting te kunnen bepalen. Er zijn twee belangrijke manieren waarmee de knikbelasting kan worden bepaald: de lineaire eindige-elementenmethode en de niet-lineaire eindige-elementenmethode. Een verschil tussen deze methodes is dat er bij de lineaire methode wordt verondersteld dat er geen imperfecties zijn opgetreden in de schaal. Er bestaat echter een goede kans dat imperfecties wel degelijk zullen optreden. De niet-lineaire methode is daardoor een betere afspiegeling voor de daadwerkelijk optredende knikbelasting, aangezien bij deze methode imperfecties wel worden meegenomen. Met deze methode kan ook afgebeeld worden hoe de schaal zich gedraagt en hoe uiteindelijk de schaal zou kunnen bezwijken. Op deze manier kan het knikken van schaalconstructies in beeld worden gebracht en beter worden verklaard.

Het doel van dit project is om inzicht te geven in het gedrag van knik in schaalconstructies. Dit zal duidelijk worden gemaakt door simulaties te doen in een computerprogramma genaamd Abaqus. Op deze manier zal duidelijk moeten worden gemaakt hoe een schaalconstructie bezwijkt op knik. Er zullen uiteindelijk 6 filmpjes worden gemaakt in Abaqus van axiaal gedrukte cilinders. Deze filmpjes zullen de volgende inhoud hebben:

1. Een contourplot van de Von-Mises spanning van een cilinder die de spanning tot net na het knikmoment in beeld brengt.
2. Een contourplot van de Von-Mises spanning die voornamelijk de spanning na het knikmoment in beeld brengt.
3. Een contourplot van de Von-Mises spanning zoals in het tweede filmpje maar dan langzamer afgespeeld.
4. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met de spanning in de omtrekriching in plaats van de Von-Mises spanning.
5. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met de spanning in de axiale richting in plaats van de Von-Mises spanning.
6. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met een aanzienlijk dunnere schaalwand.

Om dit project tot een goed einde te brengen zijn eerst de definities die bij dit onderwerp horen goed bestudeerd. Aangezien dit onderwerp vrijwel nieuwe stof bevatte, is er eerst veel tijd gestoken in het bestuderen van knik van schalen. Dit is mede mogelijk gemaakt door het bachelor eindproject van Guido Hogendoorn, die zijn bachelor eindproject ook over knik van schalen heeft gedaan (Hogendoorn, 2019). Ook met behulp van de dictaten van P.C.J. Hoogenboom is er veel kennis opgedaan over het onderwerp (Hoogenboom, z.d.).

Vervolgens is er veel tijd gestoken in het begrijpen van de eindige-elementenmethode. Dit is gebeurd door middel van simulaties te doen in het computerprogramma Abaqus. Om Abaqus te begrijpen, is er gebruik gemaakt van een YouTube video van Abaqus Acumen (Abaqus Acumen, 2017). Hierin werd het gebruik van Abaqus duidelijk uitgelegd en werd er stap voor stap naar het eindresultaat toegewerkt. Uiteindelijk zijn er 6 filmpjes gemaakt in Abaqus, die het gedrag van knik van schalen met behulp van de eindige-elementenmethode verklaren. Met behulp van deze filmpjes zijn er uiteindelijk conclusies getrokken over het knikken van schalen.

De opbouw van dit rapport is als volgt. In hoofdstuk 2 zullen de betreffende definities die met dit onderwerp te maken hebben nader uiteengezet worden. Vervolgens wordt er in hoofdstuk 3 een werkplan opgesteld voor Abaqus en aan de hand daarvan worden simulaties uitgevoerd. In hoofdstuk 4 zullen de verkregen simulaties met elkaar vergeleken worden. Tot slot zullen er in hoofdstuk 5 conclusies worden getrokken en aanbevelingen worden gedaan.

2. Knik van schalen en de eindige-elementenmethode

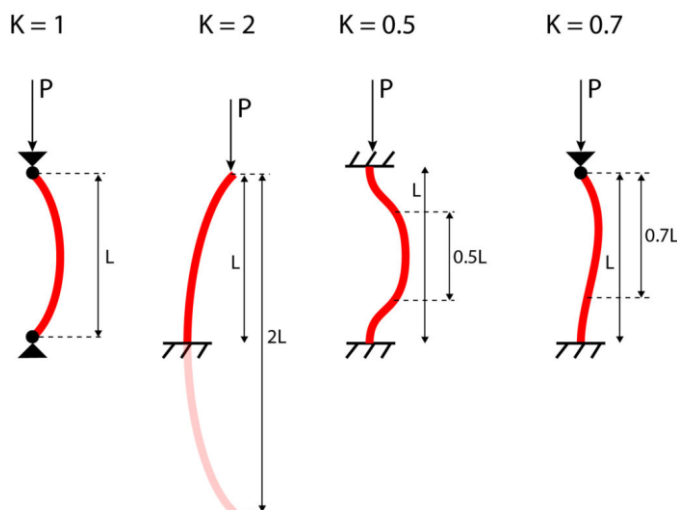
In dit hoofdstuk wordt ingegaan op de betreffende definities die te maken hebben met het onderwerp. Er wordt eerst uitgelegd wat het verschijnsel knik inhoudt. Daarbij zal worden ingegaan op drie belangrijke definities: de kniklengte, de knikbelasting en de knikvorm. Vervolgens wordt er ingegaan op wat de definitie van een schaal is. Daarna zal er worden uitgelegd wat imperfecties zijn en waarom ze belangrijk zijn om in acht te nemen. Vervolgens zullen krommingen en de membraankracht worden uiteengezet. Tot slot zal worden uitgelegd wat de eindige-elementenmethode inhoudt. Daarbij zal onderscheidt gemaakt worden tussen de lineaire eindige-elementenmethode en de niet-lineaire eindige-elementenmethode.

2.1 Wat is knik?

Knik kan optreden wanneer een slanke constructie wordt belast door een externe kracht. Dit is een externe kracht in de vorm van een drukkracht. Er zijn drie belangrijke definities die het knikgedrag verklaren: de kniklengte, de knikbelasting en de knikvorm.

2.1.1 Kniklengte

De kniklengte wordt gedefinieerd als de lengte tussen twee opeenvolgende buigpunten. Deze lengte is niet altijd hetzelfde als de effectieve lengte. Dit hangt namelijk af van de gegeven randvoorwaarden. In figuur 2.1 zijn een aantal voorbeelden te zien van verschillende situaties met verschillende randvoorwaarden. Te zien is dat de kniklengtes voor deze voorbeelden verschillend zijn.



Figuur 2.1: Verschillende vormen van kniklengtes (Bosch, 2019)

Een belangrijk detail om hier te benoemen, is dat er in de figuur vanuit wordt gegaan dat het hier om zuivere druk gaat. Dat wil zeggen dat er enkel een normaalkracht aanwezig is en dat er geen buiging wordt verondersteld. In dit geval zal de knikkracht dan eenvoudig kunnen worden bepaald met de formule van Euler:

$$F_k = \frac{\pi^2 EI}{l_k^2}$$

Hierin is F_k de knikkracht, l_k de kniklengte, E de elasticiteitsmodulus en I het oppervlaktetraagheidsmoment.

In dit onderzoek zal er specifiek worden gekeken naar cilinders. Voor een lange, dunwandige cilinder kan de kniklengte met de volgende formule berekend worden:

$$l_{cr} = \frac{\pi\sqrt{at}}{\sqrt[4]{12(1-\nu^2)}} \text{ (Hoogenboom, z.d.)}$$

Hierin is l_{cr} de kniklengte, a de straal van de cilinder, t de dikte van de cilinder en ν is de Poisson ratio. Deze formule kan vereenvoudigd worden als er wordt aangenomen dat de Poisson ratio een waarde van 0,35 heeft. Dit is een veelvoorkomende realistische waarde. Met deze waarde van de Poisson ratio wordt de benadering voor de kniklengte:

$$l_{cr} \approx 1,7\sqrt{at}$$

2.1.2 Knikbelasting

Knik treedt op wanneer de knikbelasting kleiner is dan de optredende belasting. Bij een dunwandige cilinder wordt er dan vaak gesproken over 'lokale knik'. Dit komt doordat deze vorm van knik niet met Euler te bepalen is. Lokale knik treedt op wanneer er grote drukkrachten op een relatief dunne materiaalvorm optreden. De knikbelasting voor een lange dunwandige cilinder luidt als volgt:

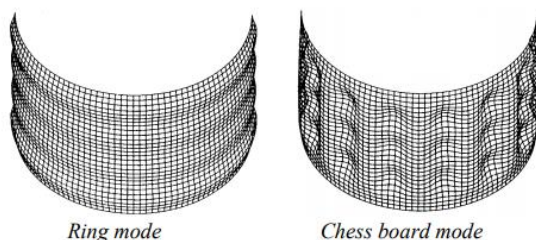
$$n_{cr} = \frac{-1}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \frac{Et^2}{a} \text{ (Hoogenboom, z.d.)}$$

Hierin is n_{cr} de knikbelasting, ν de Poisson ratio, E de elasticiteitsmodulus, t de dikte van de cilinder en a de straal van de cilinder. Ook deze formule kan vereenvoudigd worden door de veelgebruikte waarde voor de Poisson ratio te gebruiken van 0,35. Met deze waarde van de Poisson ratio wordt de benadering voor de knikbelasting:

$$n_{cr} \approx -0,6 \frac{Et^2}{a}$$

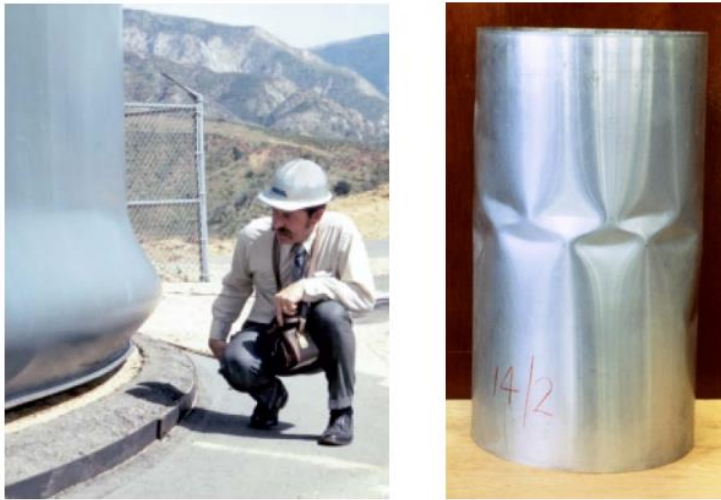
2.1.3 Knikvorm

Zodra de knikbelasting voor een cilinder bereikt is, ontstaat er een bepaalde knikvorm. Deze knikvormen kunnen variëren. Zo kan er bij een dunwandige cilinder een ringpatroon of een schaakbordpatroon ontstaan. Deze patronen zijn te zien in figuur 2.2.



Figuur 2.2: Ringpatroon en schaakbordpatroon (Hoogenboom, z.d.)

Deze knikvormen zijn met het blote oog nauwelijks waarneembaar. Echter, wanneer de vervormingen doorzetten en er plastische vervormingen optreden worden de vervormingen beter zichtbaar.



Figuur 2.3: 'Olifantsvoet' en Yoshimura patroon (Hoogenboom, z.d.)

In figuur 2.3 zijn die plastische vervormingen goed zichtbaar. De linker vervorming wordt een 'olifantsvoet' genoemd en de rechter is in het Yoshimura patroon vervormd.

2.2 Wat is een schaal?

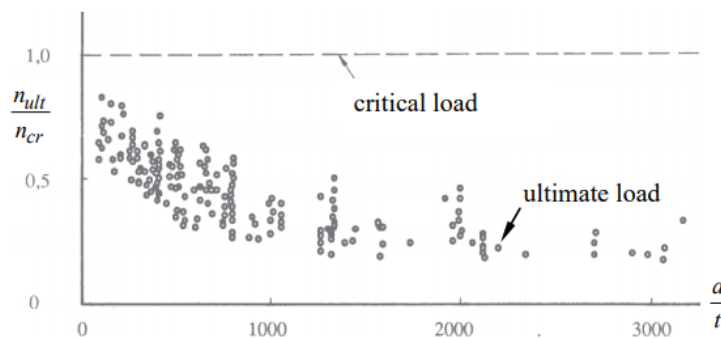
In het voorgaande is er gesproken over cilinders. Een dunwandige cilinder is een voorbeeld van een schaal. Maar wat is nu precies de definitie van een schaal? Een schaal heeft een dunwandige, kromme structuur. De schaal moet voldoende dun zijn ten opzichte van zijn eigen afmetingen. Op deze manier werkt de volledige schaal mee in de krachtsafdracht. De zogenaamde $\frac{a}{t}$ ratio moet een bepaalde waarde hebben om het een schaal te mogen noemen. De $\frac{a}{t}$ ratio staat voor de verhouding tussen de straal en de dikte van de wand, deze ratio wordt ook wel de slankheidsverhouding genoemd. Volgens P.C.J. Hoogenboom is een constructie een schaal als de waarde van de ratio tussen de 30 en de 1000 valt. Als de waarde onder de 30 zit dan wordt de afschuifvervorming te belangrijk waardoor een constructie mogelijk niet op knik bezwijkt. Op deze manier gedraagt de constructie zich niet meer als een schaal. Mocht er voor een constructie een ratio worden gebruikt die groter is dan 1000, dan is de constructie mogelijk nauwelijks in staat om het eigen gewicht te dragen en daardoor zal de constructie bezwijken bij een te lage belasting. Een concrete toepassing van een schaalconstructie is te zien in figuur 2.4, één van de grootste schaalconstructies die toegepast is.



Figuur 2.4: CNIT gebouw in Parijs (CNIT | Cro&Co, z.d.)

2.3 Wat zijn imperfecties?

Om de invloed van vormimperfecties te verklaren, worden er eerst nog twee begrippen geïntroduceerd: de kritische belasting en de ultieme belasting. De kritische belasting is de belasting waarbij de constructie in theorie, waarbij alle omstandigheden als perfect worden beschouwd, zal bezwijken. De ultieme belasting is de belasting waarbij de constructie in de praktijk, waarbij naar alle waarschijnlijkheid niet alle omstandigheden perfect zijn, zal bezwijken. Om hier een beeld bij te creëren moet er naar figuur 2.5 worden gekeken.



Figuur 2.5: Kritische belasting en ultieme belasting (Hoogenboom, z.d.)

In de figuur is het verschil te zien tussen de kritische belasting en de ultieme belasting. Op de horizontale as is de $\frac{a}{t}$ ratio, ook wel de slankheidsverhouding genoemd, uitgezet. Op de verticale as is de $\frac{n_{ult}}{n_{cr}}$ verhouding uitgezet. Hierin is n_{ult} de ultieme belasting en n_{cr} de kritische belasting. Te zien is dat de ultieme belasting altijd kleiner is dan de kritische belasting. Ook is te zien dat hoe groter de $\frac{a}{t}$ ratio wordt, hoe kleiner de verhouding $\frac{n_{ult}}{n_{cr}}$ wordt. Hoe meer materiaal er wordt gebruikt, hoe verder de ultieme belasting van de kritische belasting komt te liggen. Hoe kan dit worden verklaard?

Het antwoord is eigenlijk even ingewikkeld als simpel, vormimperfecties. Deze imperfecties zijn soms niet eens zichtbaar maar kunnen toch een grote invloed hebben op het materiaal. Om een beeld te creëren van imperfecties, wordt er gekeken naar een basaal voorbeeld van een schaal: een blikje bier. Stel, het blikje is zo goed als nieuw en er gaat een persoon bovenop staan. De kans bestaat dan dat het blikje het gewicht van de persoon kan dragen. Vervolgens wordt het blikje aan de zijkant op verschillende plekken een beetje ingedrukt en weer uitgedrukt. Visueel lijkt er niet zoveel veranderd, maar stel dat dezelfde persoon nu nog een keer op het blikje gaat staan. Waarschijnlijk zal het blikje nu het gewicht van de persoon niet kunnen dragen en dit is te verklaren door de imperfecties die ontwikkeld zijn bij het indrukken van het blikje (Hoogenboom, z.d.).

2.4 Kromming en membraankracht

Als gevolg van het optreden van imperfecties, verandert er ook wat met de kromming van de schaal en de membraankracht in de schaal. De imperfecties zorgen ervoor dat er vervormingen optreden die niet altijd zichtbaar zijn. Echter zorgen ook niet-zichtbare vervormingen voor veranderingen in de kromming. Ook de membraankracht verandert dan.

Deze veranderingen kunnen weer aan de hand van het voorbeeld met het blikje wat concreter gemaakt worden. Stel, het blikje wordt weer ingedrukt. Dit zal leiden tot deukjes naar binnen en naar buiten. Op deze manier verandert de kromming van het blikje. Daarnaast zal op de plekken waar

extra krommingen ontstaan ook de membraankracht toenemen. Deukjes naar binnen zorgen voor extra compressie en deukjes naar buiten voor extra spanning.

2.5 De eindige-elementenmethode

Met de eindige-elementenmethode kan de knikbelasting van een schaalconstructie worden bepaald. Ook kan er een beeld worden gecreëerd van de knikvormen die op kunnen treden. In het computerprogramma Abaqus kunnen deze simulaties gedaan worden. Er zijn twee belangrijke eindige-elementenmethodes te onderscheiden: de lineaire eindige-elementenmethode en de niet-lineaire eindige-elementenmethode.

2.5.1 De lineaire eindige-elementenmethode

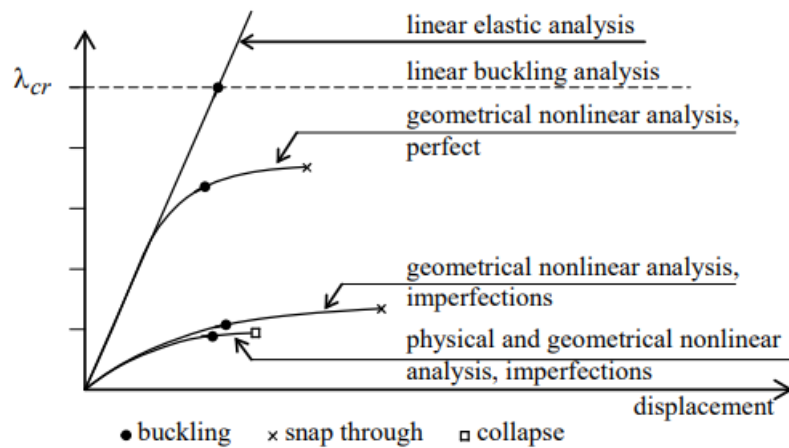
Door middel van de lineaire eindige-elementenmethode kunnen de belastingfactoren en de bijbehorende knikvormen worden bepaald. Deze methode maakt gebruik van het feit dat het aantal belastingfactoren gelijk is aan het aantal vrijheidsgraden. Er kan gespecificeerd worden hoeveel van de kleinste kritische belastingfactoren worden bepaald. Als de op één na kleinste knikbelasting dichtbij de kleinste knikbelasting zit (binnen 2%), dan mag verondersteld worden dat de schaalconstructie heel erg gevoelig is voor imperfecties (Hoogenboom, z.d.).

Er moet echter wel een kanttekening bij deze methode geplaatst worden. De lineaire eindige-elementenmethode houdt geen rekening met imperfecties van de schaalconstructie. Deze imperfecties zullen namelijk vaak wel degelijk optreden. Voor simulaties waarbij imperfecties inbegrepen zijn, zal de niet-lineaire eindige-elementenmethode een uitkomst bieden.

2.5.2 De niet-lineaire eindige-elementenmethode

Zodra een schaalconstructie is bestudeerd met de lineaire eindige-elementenmethode en er een ontwerp is gemaakt, moet het ook bestudeerd worden met de niet-lineaire eindige-elementenmethode. Met deze methode worden uiteindelijke waarden voor ultieme belastingen gegenereerd, ook wel knikbelastingen genoemd. Bij deze methode worden imperfecties wel meegenomen waardoor er waardes uitkomen die realistischer zijn voor toepassingen in de praktijk.

Echter, imperfecties blijven een onvoorspelbaar fenomeen en daarom kunnen gevolgen van imperfecties soms verrassend zijn. Zo gaan er geluiden op dat de uiteindelijke knikvorm van een schaalconstructie plaatsvindt op de plek waar een imperfectie is opgetreden. Voor schaalconstructies zijn hiervoor tot nu toe weinig concrete bewijzen geleverd. Om een beeld te geven hoe de verschillende methodes en aannames zich verhouden, is in figuur 2.6 te zien hoe de verschillende analyses leiden tot verschillende uitkomsten.



Figuur 2.6: Lineaire en niet-lineaire analyse (Hoogenboom, z.d.)

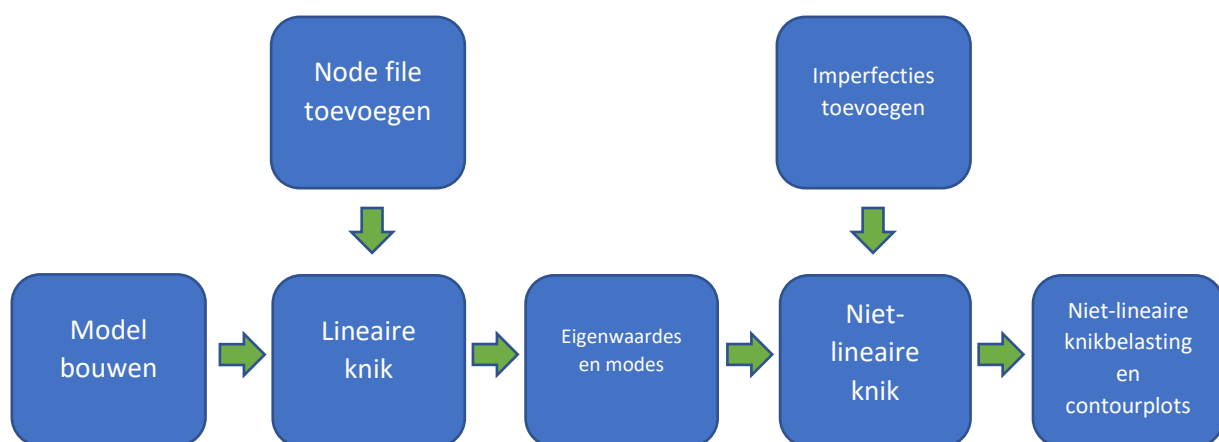
De verschillende grafieken in de figuur laten zien wat het verschil is in uitkomsten tussen de lineaire en de niet-lineaire methode. Op de horizontale as is de verplaatsing uitgezet. Op de verticale as is de λ_{cr} , de kritische belastingfactor, uitgezet. De grafieken laten zien hoe de verschillende methodes en de verschillende aannames die gedaan zijn, leiden tot verschillend gedrag van de schaalconstructies. Uiteindelijk zal de lineaire methode worden gezien als de meer theoretische analyse en de niet-lineaire methode als de iets meer op de praktijk gerichte analyse.

3. Simulaties in Abaqus

In dit hoofdstuk zal worden ingegaan op hoe er te werk wordt gegaan in het computerprogramma Abaqus. Er zal een algemeen stappenplan worden gemaakt die zal moeten leiden tot de gewenste filmpjes. Vervolgens zullen er 6 filmpjes in Abaqus worden gemaakt met behulp van dit stappenplan. De inhoud van de filmpjes is beschreven in de inleiding. Bovendien zal er voor beide cilinders een last-verplaatsingsdiagram worden gemaakt.

3.1 Werkplan

Om tot de filmpjes te komen zal er een stappenplan doorlopen moeten worden in Abaqus. In figuur 3.1 is dit stappenplan te zien. Deze stappen zullen in de komende paragrafen verder worden toegelicht.



Figuur 3.1: Algemene stappenplan

3.2 Axiaal gedrukte cilinder

In deze paragraaf zal de eerste axiaal gedrukte cilinder worden gesimuleerd. Met behulp van het YouTube filmpje van Abaqus Acumen zal dit gerealiseerd worden. Het werkplan zal als rode draad worden gebruikt en op deze manier zal er stap voor stap te werk worden gegaan. Allereerst wordt er een model gebouwd en zal er uitgebreid worden ingegaan op hoe dit model tot stand komt. Daarna zal er gekeken worden wat lineaire knik met de cilinder zal doen. Vervolgens wordt er gekeken naar niet-lineaire knik. Dit zal worden opgesplitst in 2 delen: niet-lineaire knik tot net na het knikmoment en niet-lineaire knik die voornamelijk ingaat op de periode na het knikmoment. In beide situaties zal er een contourplot van de Von-Mises spanning worden gemaakt en er zal worden bepaald wat de knikbelasting voor deze cilinder uiteindelijk is. Bovendien zal er een last-verplaatsingsdiagram worden gemaakt. Tot slot zullen er contourplots worden gemaakt van de spanning in de omtrekrichting en van de spanning in de axiale richting.

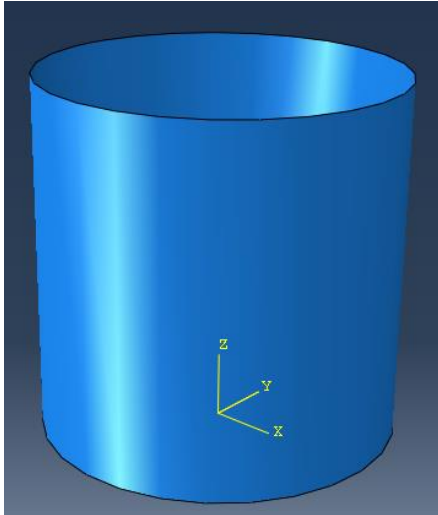
3.2.1 Model bouwen

Allereerst worden de dimensies bepaald van de cilinder. Er wordt gekozen voor een cilinder met een straal van 250 mm en een dikte van 2 mm. De lengte van de cilinder bedraagt 500 mm. De lengte

van de cilinder is niet van belang aangezien deze analyse gericht is op lokale knik. Met de gegeven straal en dikte van de wand kan de slankheidsverhouding worden bepaald:

$$\frac{a}{t} = \frac{250}{2} = 125$$

Dit levert een waarde voor de slankheidsverhouding op van 125. Deze waarde valt binnen de grenswaarden van 30 en 1000, dus er kan geconcludeerd worden dat de cilinder met deze dimensies als een schaal beschouwd kan worden. In figuur 3.2 is te zien hoe de cilinder er in Abaqus uit ziet.



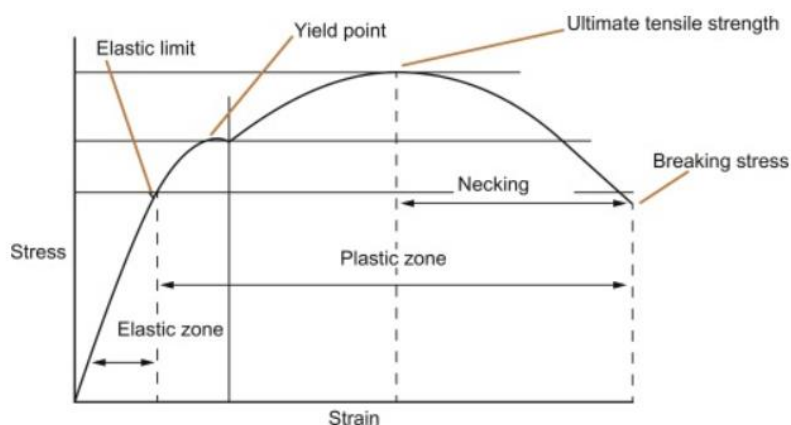
Figuur 3.2: Gemodelleerde cilinder

Vervolgens moet bepaald worden welk materiaal er gebruikt gaat worden en welke materiaaleigenschappen er gespecificeerd worden. Het materiaal dat gebruikt gaat worden voor de cilinder is aluminium. De volgende elastische materiaaleigenschappen zullen worden gebruikt:

- Elasticiteitsmodulus: $E = 73100 \text{ N/mm}^2$
- Poisson ratio: $\nu = 0,35$

Daarnaast zullen er ook plastische materiaaleigenschappen worden gebruikt:

- Vloei spanning: $\sigma = 160 \text{ N/mm}^2$ met een Poisson ratio: $\nu = 0$
- Ultieme spanning: $\sigma = 340 \text{ N/mm}^2$ met een Poisson ratio: $\nu = 0,3$



Figuur 3.3: Spanning-rek diagram (Singh, 2017)

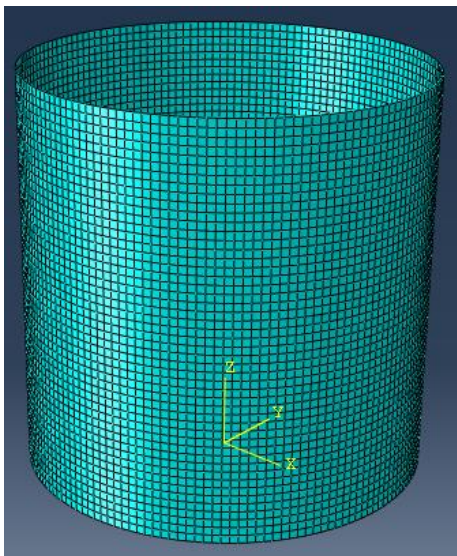
In figuur 3.3 is een spanning-rek diagram te zien van het materiaal. Er is te zien hoe de vloeispanning en de ultieme spanning zich tot elkaar verhouden. De verhoudingen in de grafiek zijn niet realistisch maar het geeft wel een indruk hoe het materiaal zich onder elastische en plastische condities gedraagt. Dit spanning-rek diagram komt namelijk niet van Abaqus en dus kunnen er geen berekeningen worden gedaan aan de hand van dit diagram.

Nu de materiaaleigenschappen bepaald zijn moeten er knopen gecreëerd worden. Deze knopen bepalen uiteindelijk hoe gedetailleerd de contourplot wordt. Hoe meer knopen, hoe gedetailleerder de contourplot. Er wordt ervoor gekozen om elke 10 mm een knoop te creëren.

$$\text{De dwarsdoorsnede bevat: } \frac{\text{Omtrek}}{10} = \frac{2\pi r}{10} = \frac{2\pi \cdot 250}{10} \approx 157 \text{ knopen}$$

$$\text{De hoogte bevat: } \frac{500}{10} - 1 = 49 \text{ knopen}$$

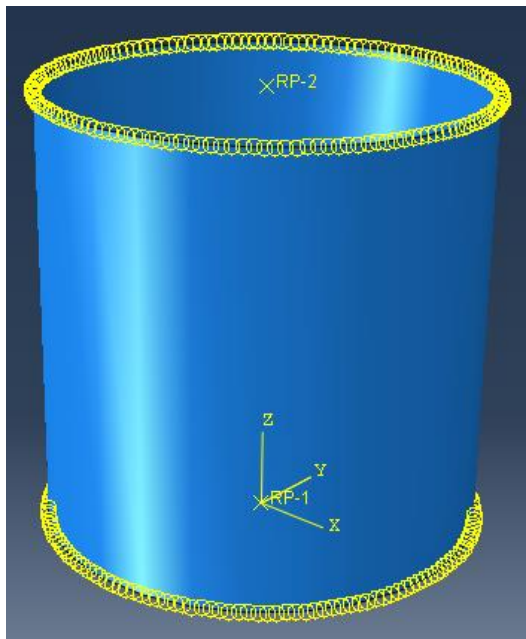
$$\text{De cilinder in z'n geheel bevat: } 157 \times 49 = 7693 \text{ knopen}$$



Figuur 3.4: Knopen in de cilinder

In figuur 3.4 is te zien hoe de knopen verdeeld zijn over de cilinder. De cilinder is nu als het ware opgedeeld in heel veel kleine elementen. Hiermee zullen gedetailleerde contourplots mogelijk moeten worden gemaakt.

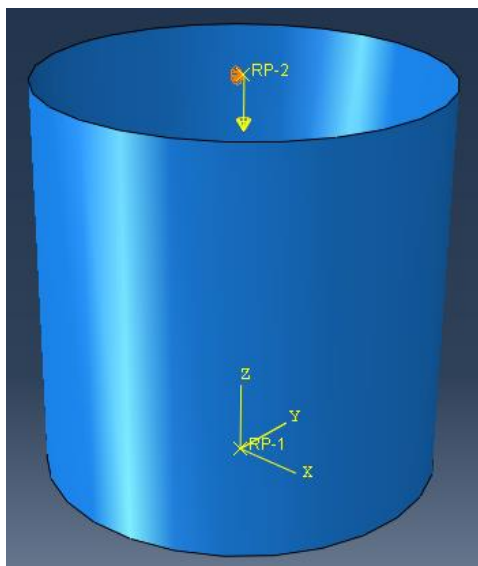
Vervolgens worden er twee referentiepunten gemaakt. Het eerste referentiepunt bevindt zich aan de onderkant in het centrum van de dwarsdoorsnede. Het tweede referentiepunt bevindt zich aan de bovenkant in het centrum van de dwarsdoorsnede. Deze twee punten zijn gekozen omdat daar in het vervolg handelingen mee gedaan moeten worden. Daarnaast worden de boven- en de onderkant van de cilinder gespecificeerd, in figuur 3.5 is dit te zien. RP-1 en RP-2 zijn hierin de twee gekozen referentiepunten.



Figuur 3.5: Referentiepunten en de gespecificeerde boven- en onderkant

De onderkant van de cilinder wordt verankerd. Dit betekent dat de onderkant op z'n plek blijft en alleen kan roteren in elke richting. De bovenkant daarentegen kan vrij bewegen in de z-richting en vrij roteren in elke richting.

Tot slot moet er nog een belasting worden geplaatst op referentiepunt 2, die correspondeert met de bovenkant van de cilinder. Er wordt een eenheidsbelasting in de z-richting bovenop de cilinder geplaatst, dit is te zien in figuur 3.6. Deze belasting zal gaan zorgen voor de vervormingen. Er wordt in dit geval gebruik gemaakt van het feit dat de belasting lineair wordt verhoogd tot de lineaire knikbelasting bereikt wordt.



Figuur 3.6: Aangrijpingspunt en richting van de belasting

Nu het model gebouwd is, wordt er een datacheck uitgevoerd. Deze datacheck genereert een bestand in de vorm van een script die gerund moet worden in Abaqus.

3.2.2 Lineaire knik

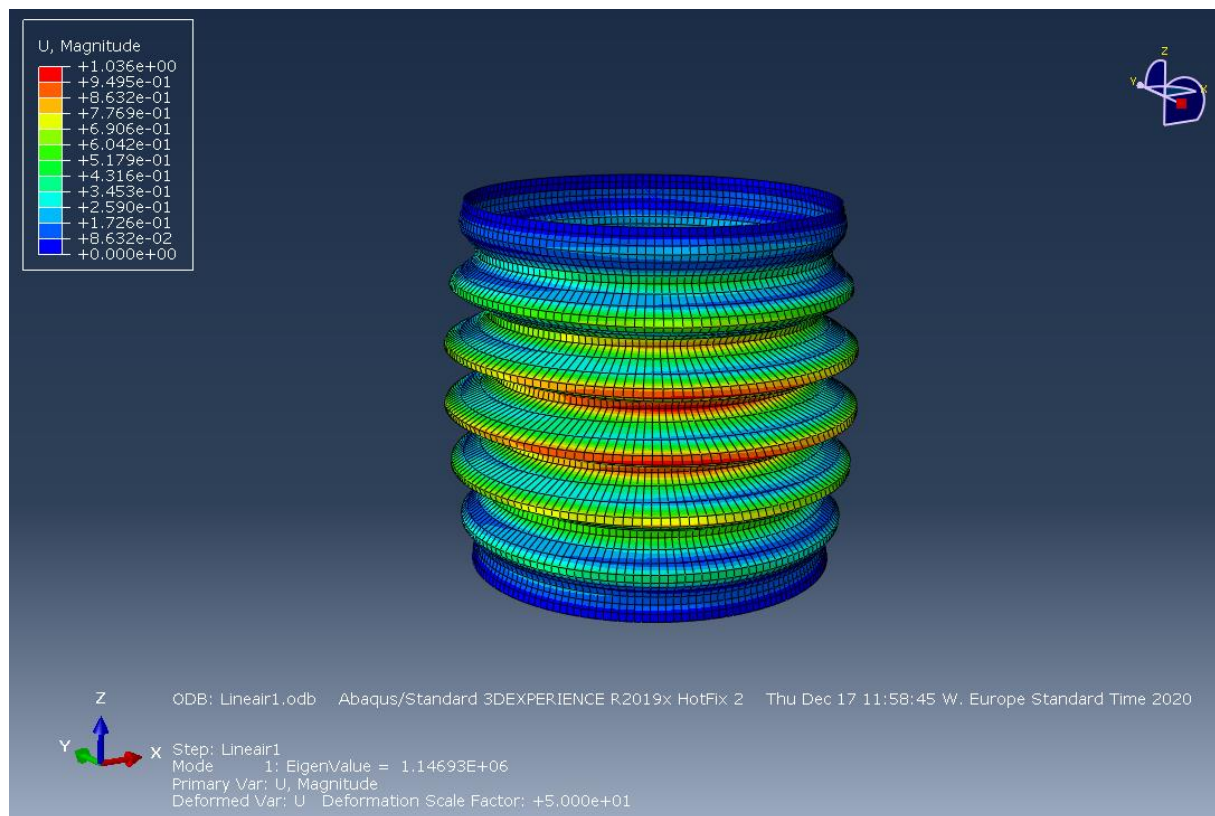
Aan het in §3.2.1 gegenereerde bestand moet nog een kleine code worden toegevoegd om de simulatie werkend te maken. De cilinder is namelijk opgedeeld in veel kleine elementen door middel van de knopen. Met behulp van de code in figuur 3.7 worden die kleine elementen in de cilinder met elkaar verbonden.

```
*Node Fil
U,
```

Figuur 3.7: Verbinden van de kleine elementen (Abaqus Acumen, 2017)

Vervolgens moet het bestand worden gerund in Abaqus om de benodigde resultaten te verkrijgen. Door dit bestand te runnen is in figuur 3.8 de contourplot te zien van de lineaire vervormingen van de cilinder. Het aantal knikmodes is ingesteld op drie, maar in dit geval is de oplossing voor de eerste knikmode genoeg. Er is te zien dat de cilinder vervormt, volgens verwachting, in een ringpatroon. De bijbehorende eigenwaarde van de eerste knikmode is gelijk aan $1,14693 \times 10^6$. Deze eigenwaarde moet vermenigvuldigd worden met de eenheidsbelasting die eerder is toegevoegd. Dit resulteert in de kritieke belasting:

$$1,14693 \times 10^6 \times -1 \text{ N/m} \approx -1,15 \times 10^6 \text{ N/m}$$



Figuur 3.8: Lineaire vervorming knikmode 1 met bijbehorende eigenwaarde

De berekende kritieke belasting kan gecontroleerd worden met de formule voor de knikbelasting die in §2.1.2 is toegelicht. Dit leidt tot de volgende waarde:

$$n_{cr} \approx -0,6 \frac{Et^2}{a} \approx -0,6 \frac{73100 \times 2^2}{250} \approx -701,71 \text{ N/mm} \approx -7,02 \times 10^5 \text{ N/m}$$

Deze waarde is een stuk kleiner dan de eerder verkregen waarde. De eerder verkregen waarde is namelijk een factor 1,64 groter. Dit zou kunnen komen door het feit dat de kniklengtes niet precies in de lengte passen.

In figuur 3.8 is ook te zien dat de vervormde cilinder in ieder geval 6 buiken aan de buitenkant heeft. Dit is te controleren door middel van de formule van de kniklengte die in §2.1.1 is toegelicht. Het toepassen van deze vergelijking geeft de volgende uitkomst:

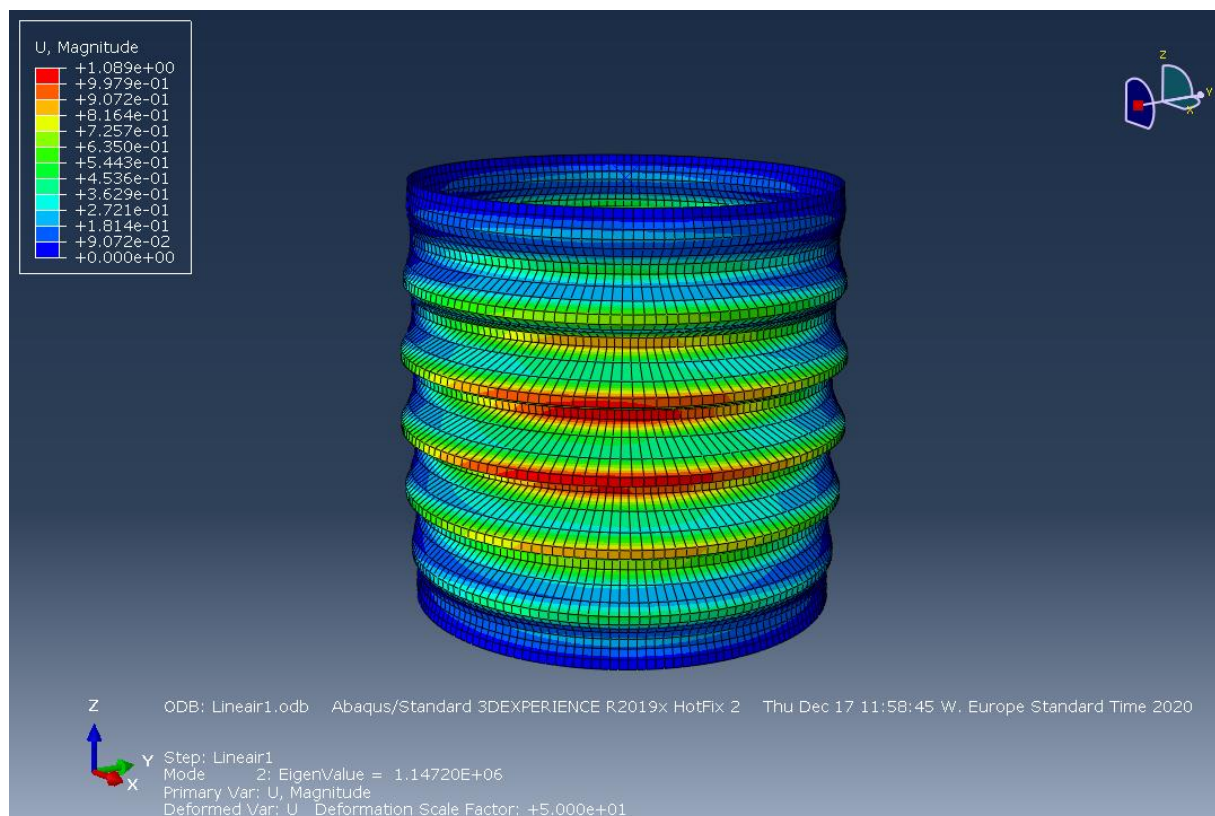
$$l_{cr} \approx 1,7\sqrt{at} \approx 1,7\sqrt{250 * 2} \approx 38,01 \text{ mm}$$

Deze waarde wordt vervolgens gedeeld door de lengte van de cilinder:

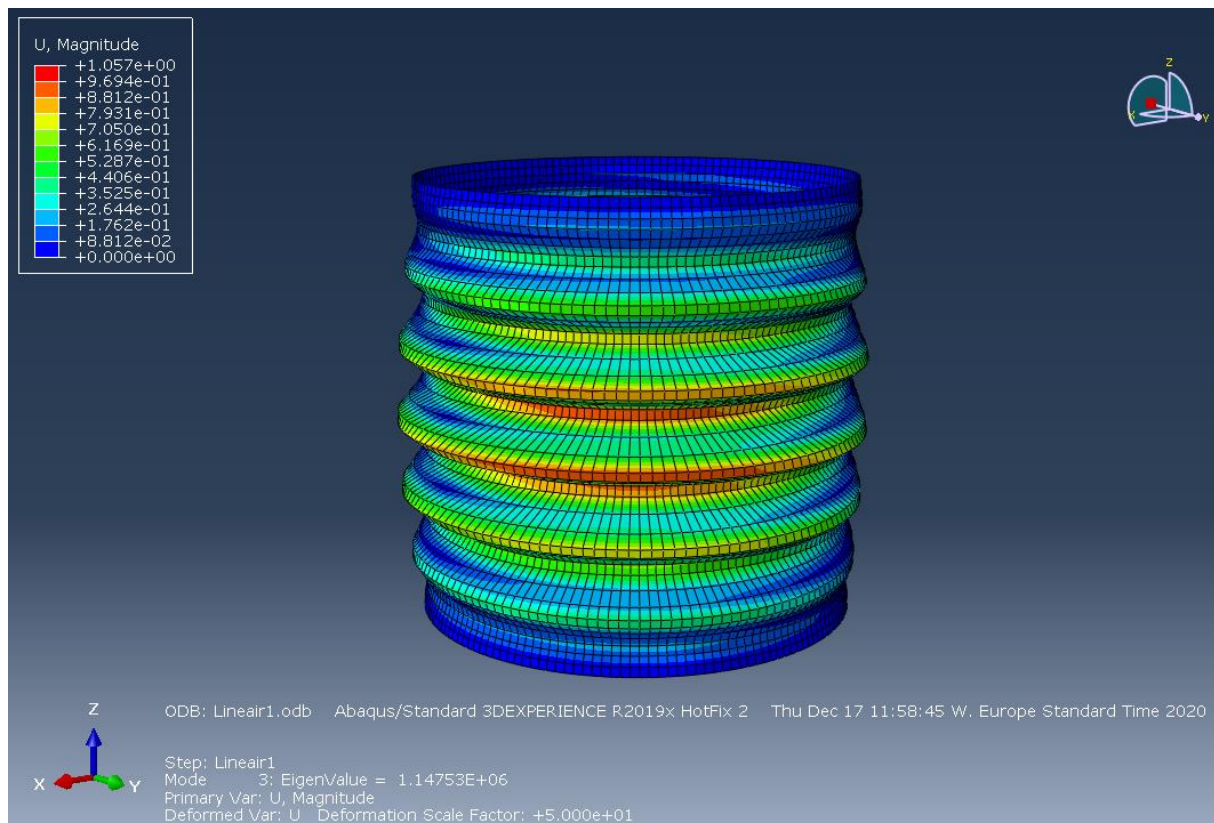
$$\frac{l}{l_{cr}} = \frac{500}{38,01} \approx 13 \text{ buiken}$$

Dit aantal buiken bevat ook het aantal buiken dat aan de binnenkant zit en die minder goed te zien zijn in de figuur. Dit leidt tot $\frac{13}{2} = 6,5$ buiken aan de buitenkant en dit komt dus overeen met figuur 3.8.

Voor de volledigheid zijn ook de tweede en de derde knikmodes bekeken. Deze zijn te zien in figuur 3.9 en 3.10. Te zien is dat de tweede en de derde knikmode vergelijkbaar zijn met de eerste knikmode en dat ook de eigenwaardes niet veel verschillen van de eigenwaarde van de eerste knikmode.



Figuur 3.9: Lineaire vervorming knikmode 2 met bijbehorende eigenwaarde



Figuur 3.10: Lineaire vervorming knikmode 3 met bijbehorende eigenwaarde

3.2.3 Niet-lineaire knik tot vlak na het knikmoment

In tegenstelling tot lineaire knik worden er bij niet-lineaire knik imperfecties toegevoegd. Dat gebeurt met behulp van de code die in figuur 3.11 te zien is. Deze code wordt toegevoegd aan het door Abaqus gegenereerde bestand.

```
*IMPERFECTION, FILE=Linear_Buckling, STEP=1
1, 0.2
2, 0.1
3, 0.05
```

Figuur 3.11: Imperfecties toevoegen (Abaqus Acumen, 2017)

Abaqus voegt de imperfecties als volgt toe:

$$(0,2 * mode\ 1) + (0,1 * mode\ 2) + (0,05 * mode\ 3) = 0,35\ mm$$

Het volledig gegenereerde bestand inclusief de toevoegingen is te vinden in Bijlage 1. Dit bestand wordt vervolgens gerund in Abaqus.

Daarnaast wordt bij deze methode de belasting niet lineair verhoogd tot de knikbelasting bereikt wordt. Er wordt namelijk gebruik gemaakt van Riks' methode voor het verhogen van de belasting. Dit houdt in dat zodra de constructie begint te knikken, de belasting licht wordt verlaagd. Dit zal ervoor zorgen dat de constructie door gaat met vervormen, zonder dat de constructie daarbij bezwijkt. Om dit te laten gebeuren, moet de eerder verkregen eigenwaarde van de eerste knikmode als belasting

worden ingesteld. Deze waarde is, zoals eerder berekend, gelijk aan $-1,15 * 10^6 \text{ N/m}$. Er wordt, om zeker te zijn, een belasting ingesteld van $-1,2 * 10^6 \text{ N/m}$.

Vervolgens moeten het aantal rekenstappen gedefinieerd worden. Aangezien hier niet-lineaire knik tot vlak na het knikmoment wordt bestudeerd, moeten er veel kleinere rekenstappen en een veel kleinere initiële waarde worden gebruikt om een duidelijk beeld te creëren van de vervormingen vlak voor het knikmoment. In figuur 3.12 zijn de rekenstappen gedefinieerd aan de hand van de 'step' functie.

 Edit Step

Name: Nonlineair1

Type: Static, Riks

Basic Incrementation Other

Type: ☒ Automatic ☐ Fixed

Maximum number of increments: 50

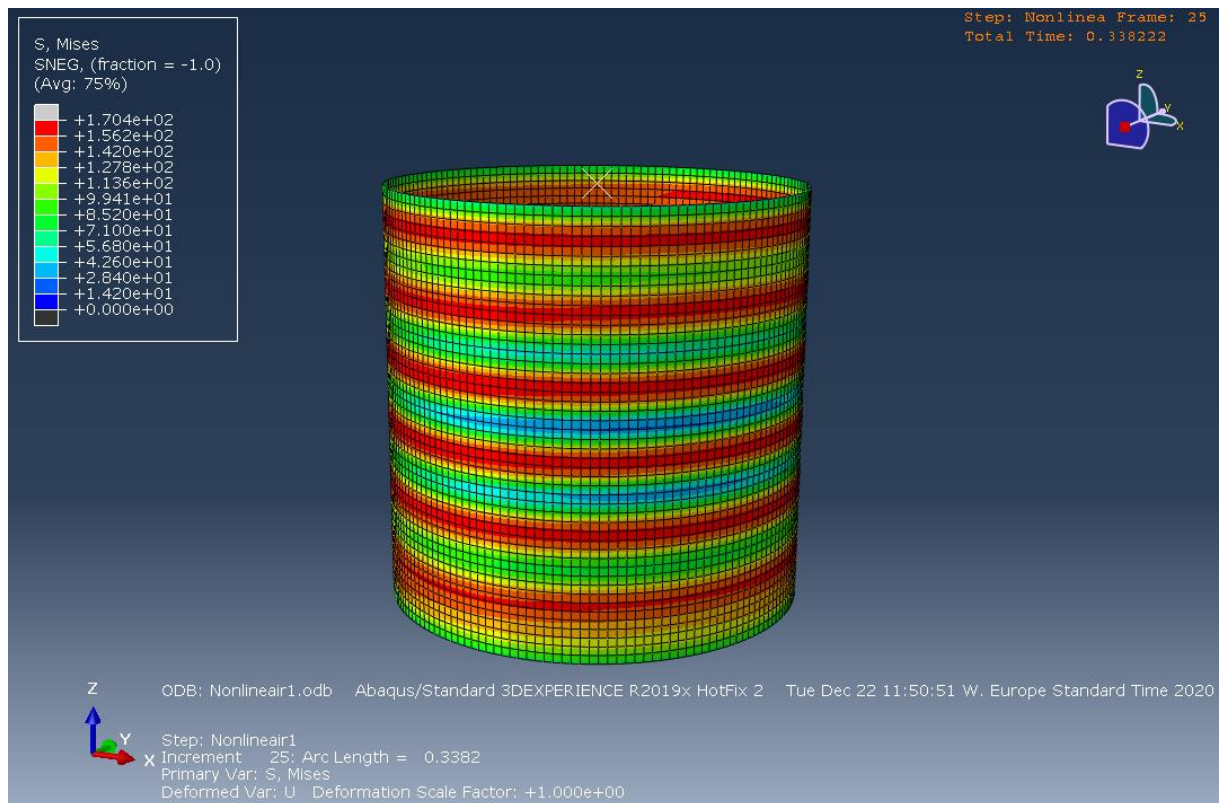
	Initial	Minimum	Maximum
Arc length increment	4.3E-05	1E-06	1

Estimated total arc length: 1

Note: Used only to compute the initial load proportionality factor

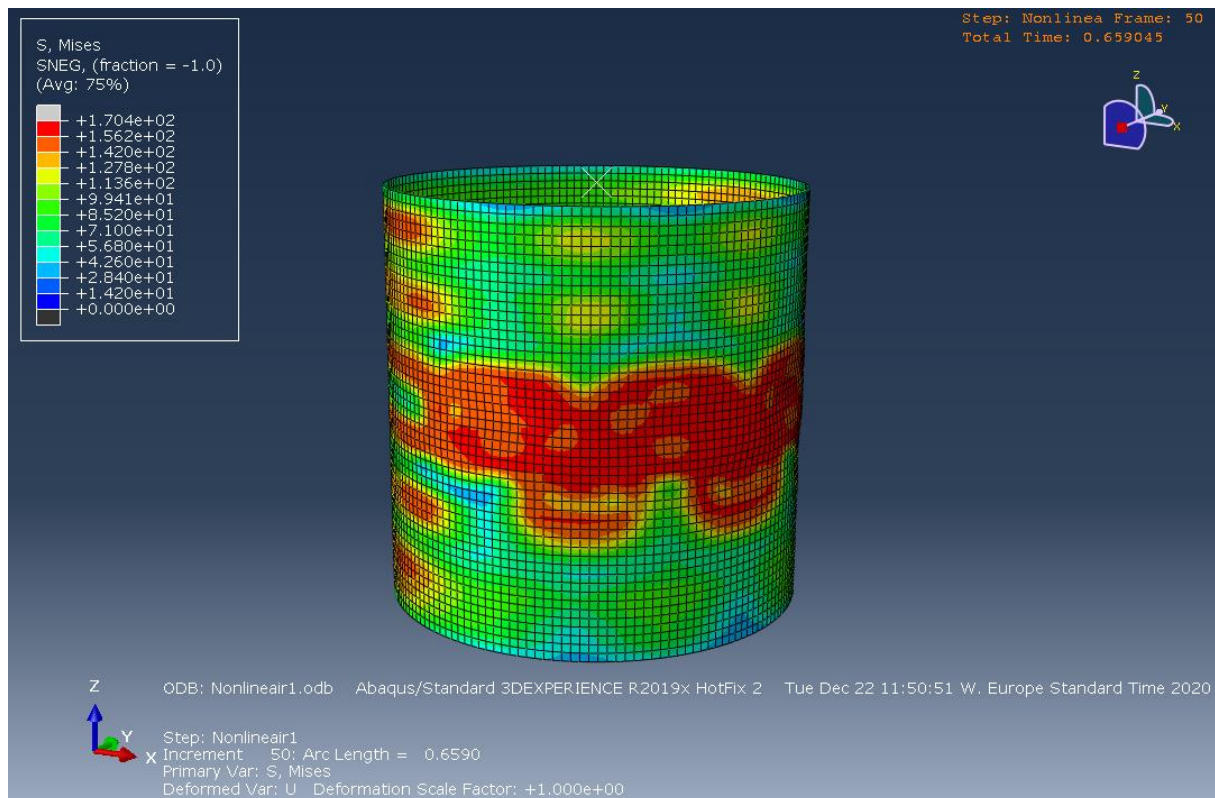
Figuur 3.12: Rekenstappen

Met behulp van deze stappen is filmpje_1 gemaakt van de Von-Mises spanning. De link naar het filmpje is te vinden in hoofdstuk 5. In figuur 3.13 is te zien hoe de spanning in de cilinder zich verhoudt halverwege het eerste filmpje. Er is vrij duidelijk te zien dat de spanning in de cilinder in een ringvormig patroon optreedt. Dit komt doordat dit nog voor het knikmoment plaatsvindt en de cilinder op dit moment nog elastisch aan het vervormen is. De 6 rode ringen van de spanning komen overeen met de 6 buiken aan de buitenkant in figuur 3.8 in §3.2.2.



Figuur 3.13: Niet-lineaire knik vlak voor het knikmoment (halverwege het aantal stappen)

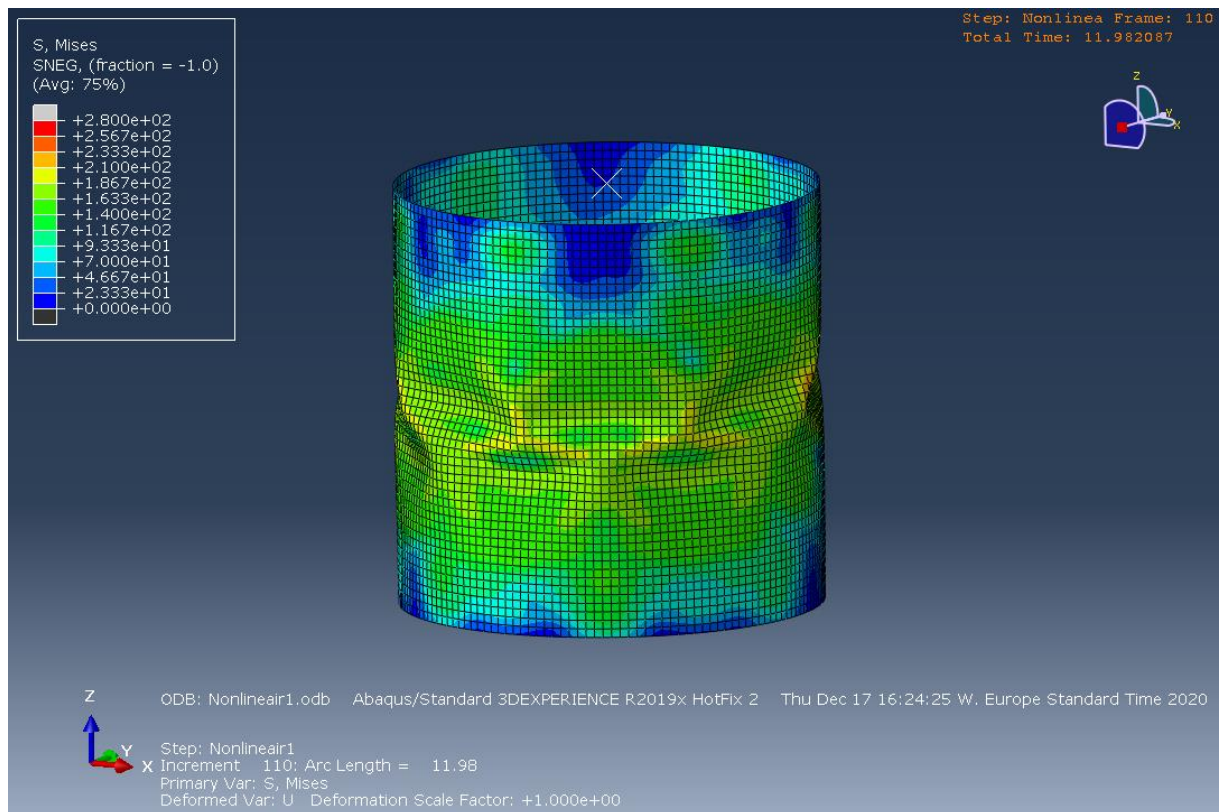
In figuur 3.14 is te zien hoe de spanning in de cilinder zich verhoudt aan het einde van het eerste filmpje. Er is te zien dat de spanning in de cilinder begonnen is met het vormen van het Yoshimura patroon, dit komt mede door het feit dat er imperfecties zijn toegevoegd. Vanaf ongeveer dit moment is de cilinder begonnen met plastisch vervormen. In §3.2.4 wordt verder gekeken naar niet-lineaire knik van deze cilinder na het knikmoment.



Figuur 3.14: Niet-lineaire knik vlak na het knikmoment

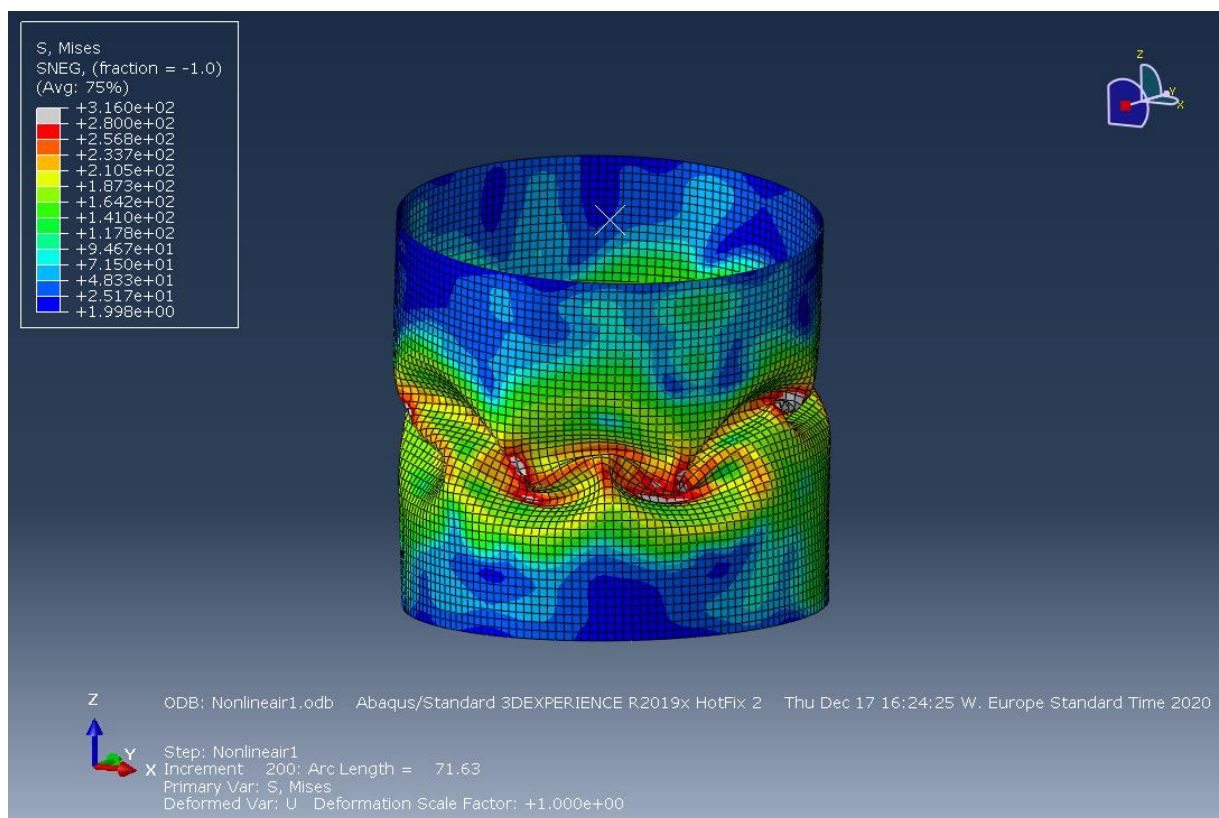
3.2.4 Niet-lineaire knik

In tegenstelling tot §3.2.3 wordt er hier voornamelijk gekeken naar wat niet-lineaire knik na het knikmoment voor invloed heeft op de Von-Mises spanning en de vervormingen. Om dit duidelijk te maken zijn er twee filmpjes gemaakt, filmpje_2 en filmpje_3. De link naar de filmpjes is te vinden in hoofdstuk 5. Ze zijn in principe hetzelfde. Echter worden ze allebei op een andere snelheid afgespeeld. Filmpje_3 is de langzamere van de twee. Er zijn 2 belangrijke momenten waar even bij stil wordt gestaan. Het eerste moment is te zien in figuur 3.15. Dit is net na halverwege de twee filmpjes. Er is duidelijk te zien dat de cilinder begint te vervormen in het Yoshimura patroon.



Figuur 3.15: Niet-lineaire knik (net na halverwege het aantal stappen)

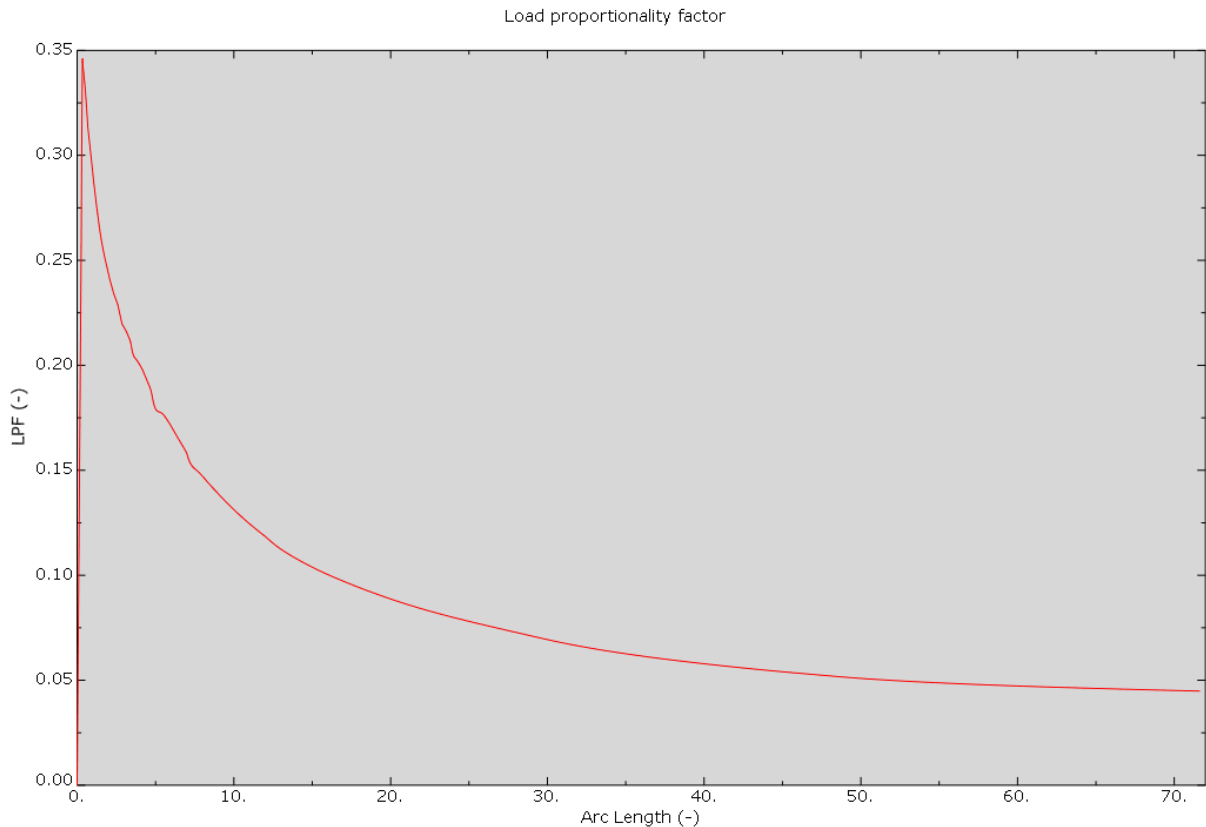
In figuur 3.16 is het eindmoment te zien van de twee filmpjes. Er is te zien dat de cilinder plastisch is vervormd in het Yoshimura patroon.



Figuur 3.16: Niet-lineaire knik

Om tot de ultieme knikbelasting te komen moet er gekeken worden naar het punt waar de cilinder is begonnen met knikken. In figuur 3.17 is de grafiek te zien van de evenredigheidsfactor van de belasting, ook wel bekend als de $\frac{n_{ult}}{n_{cr}}$ verhouding. De cilinder is begonnen met knikken bij een waarde van ongeveer 0,35. Door deze waarde te vermenigvuldigen met de eerder verkregen kritieke belasting, resulteert dit in de ultieme belasting:

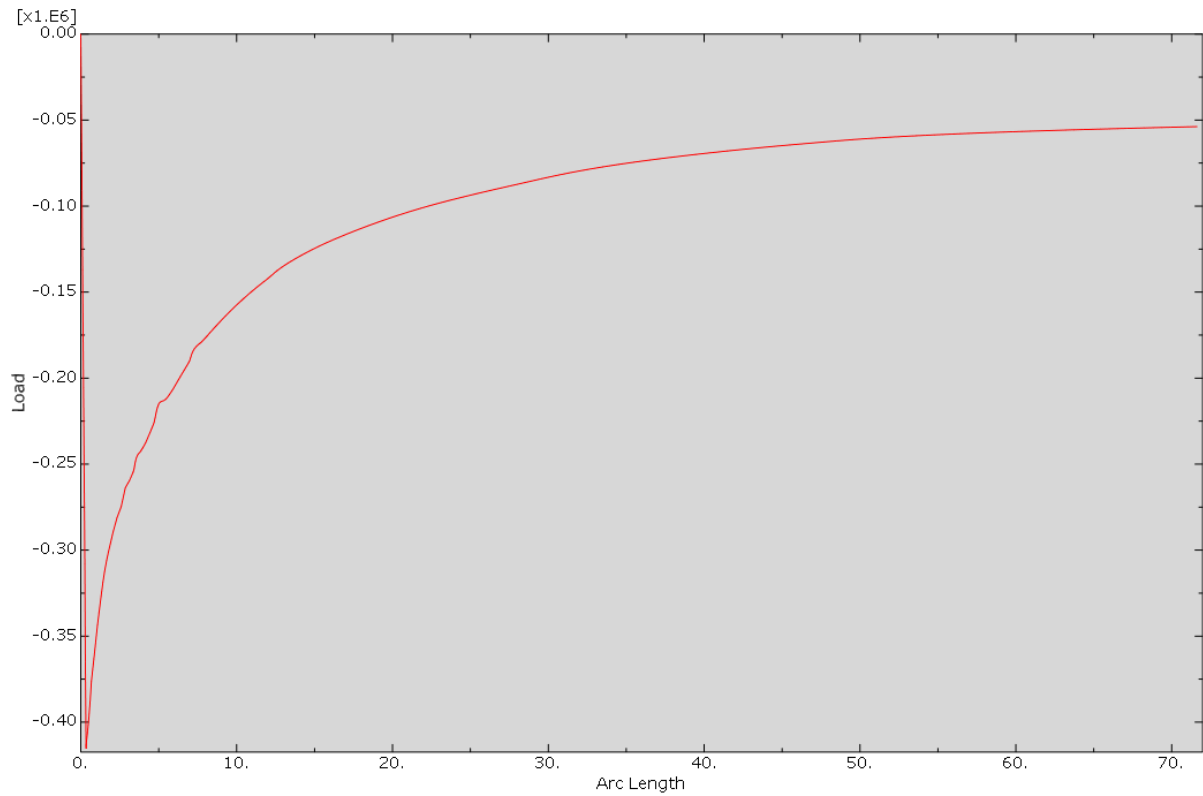
$$0,35 \times -1,15 * 10^6 \approx -0,40 * 10^6 N/m$$



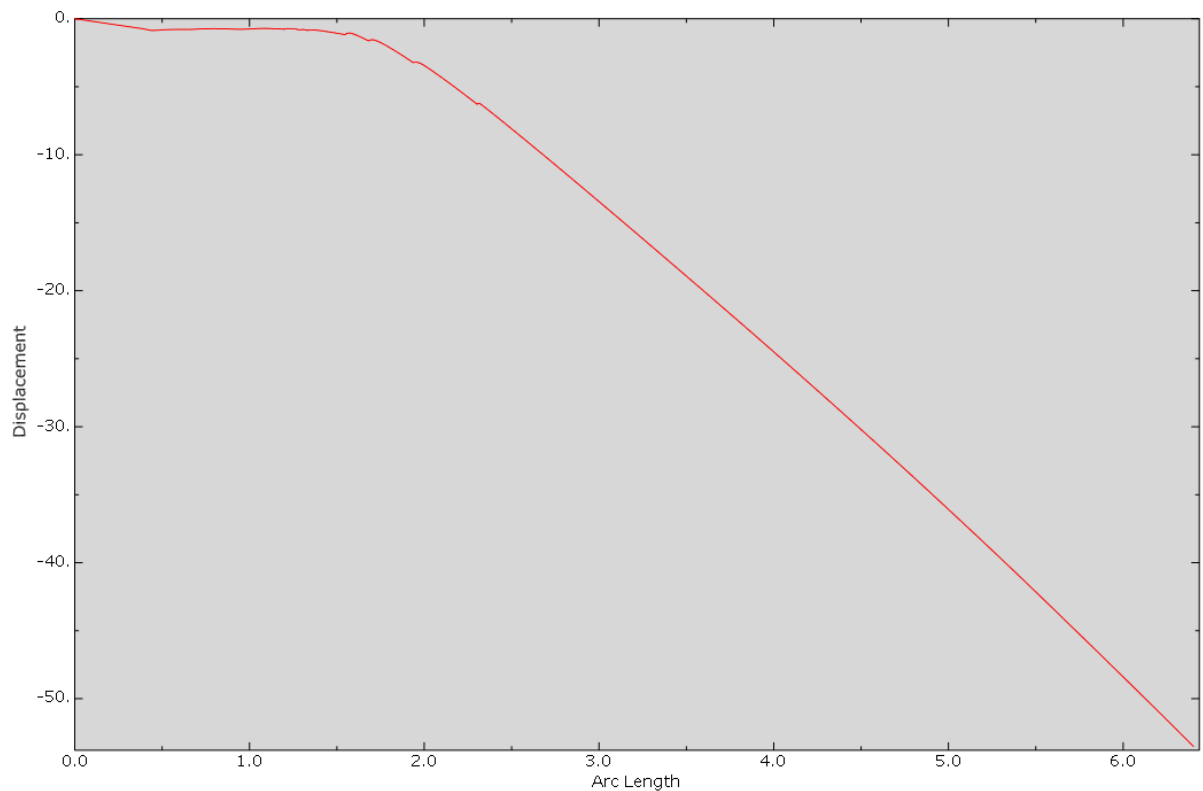
Figuur 3.17: Grafiek van de evenredigheidsfactor van de belasting

3.2.5 Last-verplaatsingsdiagram

Om tot een last-verplaatsingsdiagram te komen moeten er nog een paar tussenstappen worden gemaakt. Dit komt doordat Abaqus niet uit zichzelf een last-verplaatsingsdiagram kan maken. Er moeten twee grafieken worden samengevoegd. Dit zijn de grafieken van de belasting ten opzichte van de booglengte en de verplaatsing ten opzichte van de booglengte. Deze twee grafieken worden door Abaqus zelf gemaakt en zijn te zien in figuur 3.18 en figuur 3.19.



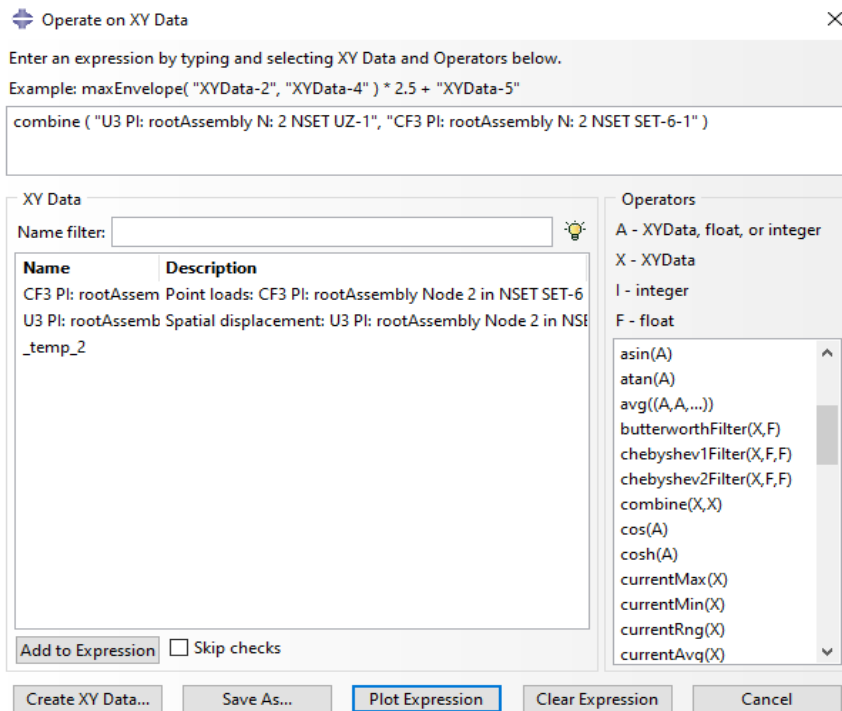
Figuur 3.18: Belasting ten opzichte van de booglengte



Figuur 3.19: Verplaatsing ten opzichte van de booglengte

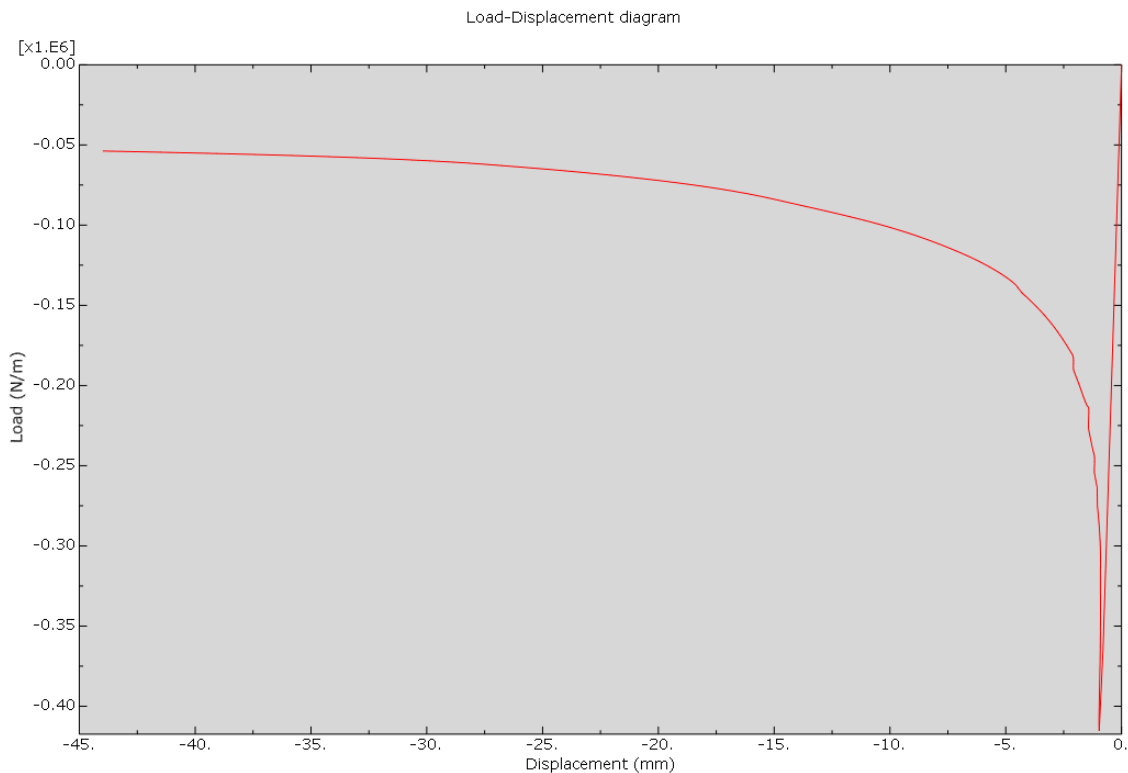
Om deze twee grafieken te combineren moet de functie 'Operate on XY data' worden gebruikt. Bij deze functie kan er specifiek gekozen worden welke grootte op de x-as wordt uitgezet en welke

grootheid op de y-as wordt uitgezet. Uiteindelijk wordt de verplaatsing uitgezet op de x-as en de belasting wordt op de y-as uitgezet, dit is te zien in figuur 3.20.



Figuur 3.20: Samenvoegen last en verplaatsing

Dit resulteert in het last-verplaatsingsdiagram die te zien is in figuur 3.21. De piek van de grafiek vindt plaats bij 'increment' 16 in filmpje_2 en filmpje_3. In deze grafiek is de verplaatsing uitgezet van het aangrijpingspunt van de belasting, eerder benoemd als referentiepunt 2.



Figuur 3.21: Last-verplaatsingsdiagram

3.2.6 Spanning in de omtrekriching

In deze paragraaf zal er gekeken worden naar de spanning in de omtrekriching van het middenvlak in plaats van de Von-Mises spanning. Om dit te realiseren moeten er een paar extra stappen worden doorlopen om tot de juiste resultaten te komen. Allereerst moeten de rekenstappen worden gespecificeerd. De stappen zijn hetzelfde als in §3.2.4, echter wordt er hier gebruik gemaakt van een kleinere initiële stap. De rekenstappen zijn te zien in figuur 3.22.

 Edit Step

Name: Nonlineair1

Type: Static, Riks

Basic **Incrementation** Other

Type: ☒ Automatic ☐ Fixed

Maximum number of increments:

	Initial	Minimum	Maximum
Arc length increment	0.0005	1E-05	1

Estimated total arc length:

Note: Used only to compute the initial load proportionality factor

Figuur 3.22: Rekenstappen

Vervolgens moeten er aanpassingen worden gedaan aan de 'field output request'. In al het voorgaande is er gebruik gemaakt van de default instellingen. Deze instellingen zorgden ervoor dat er 2 integratiepunten over de dikte werden bepaald, de binnen- en de buitenkant. Dit betekent dat Abaqus contourplots maakt van de binnen- en buitenkant van de cilinder. In dit geval willen we een contourplot van het middenvlak krijgen. Dit gebeurt door 'Specify: 1,2,3,4,5' toe te passen. Dit is te zien in figuur 3.23. Op deze manier worden er 5 integratiepunten over de dikte bepaald, waarvan de derde het middenvlak representeert.

✚

Edit Field Output Request

✕

Name: F-Output-1

Step: Nonlineair1

Procedure: Static, Riks

Domain: Whole model

☐ Exterior only

Frequency: Every n increments

n: 1

Output Variables

☐ Select from list below
☒ Preselected defaults
☐ All
☐ Edit variables

CDISP,CF,CSTRESS,LE,PE,PEEQ,PEMAG,RF,S,U,

▶ ☒ Stresses

▶ ☒ Strains

▶ ☒ Displacement/Velocity/Acceleration

▶ ☒ Forces/Reactions

▶ ☒ Contact

▶ ☐ Energy

▶ ☐ Failure/Fracture

▶ ☐ Thermal

Note: Some error indicators are not available when Domain is Whole Mode

☐ Output for rebar

Output at shell, beam, and layered section points:

☐ Use defaults
☒ Specify: 1,2,3,4,5

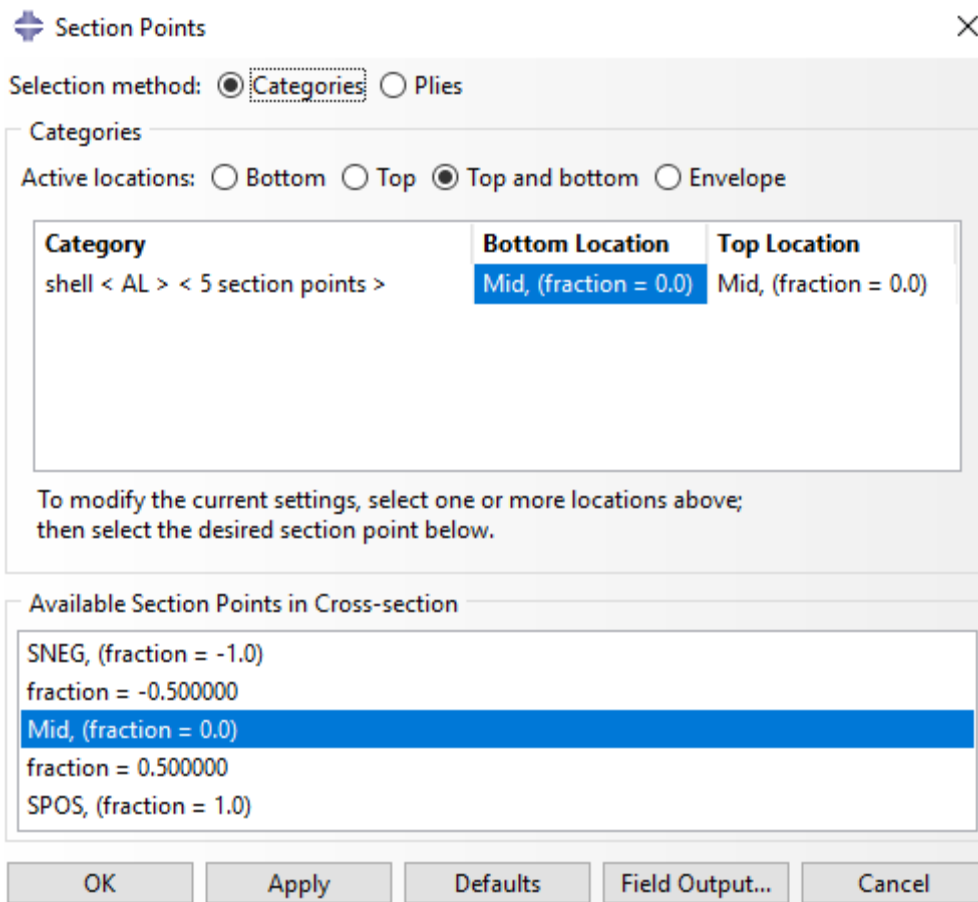
☒ Include local coordinate directions when available

OK

Cancel

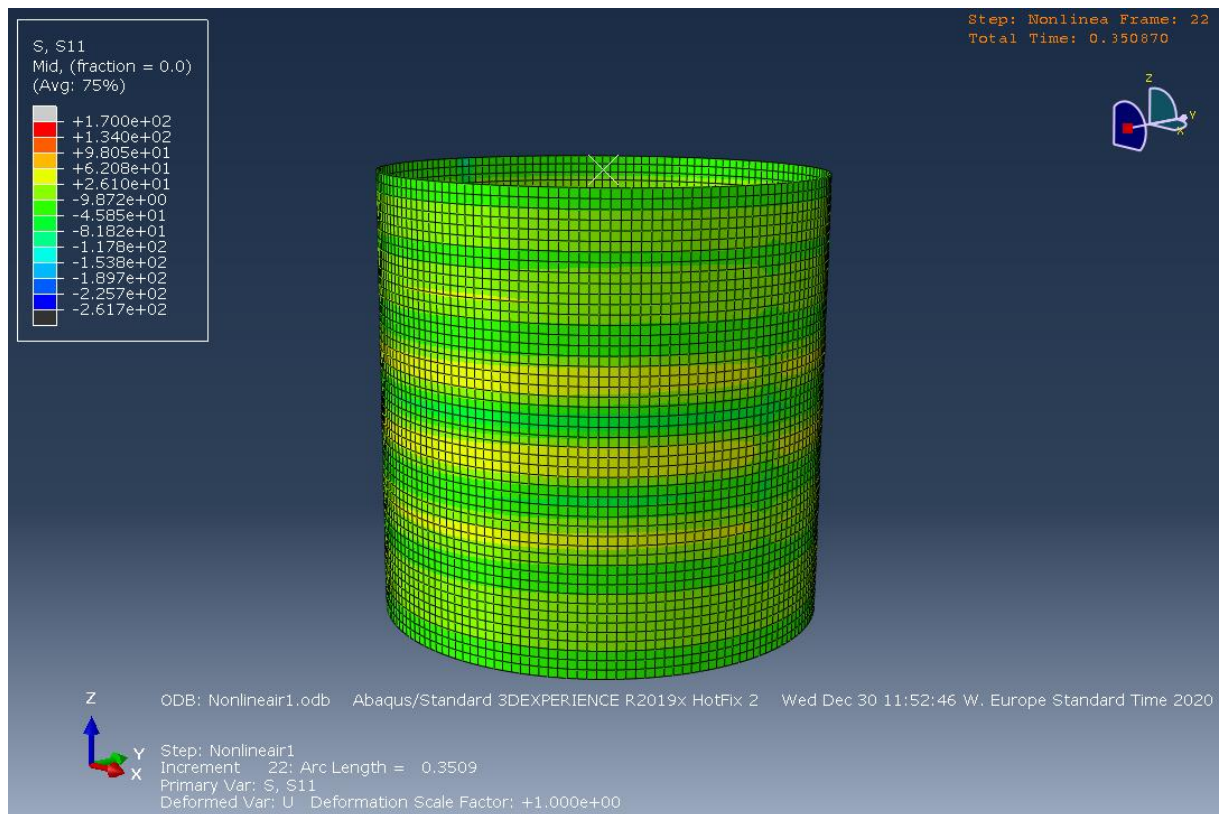
Figuur 3.23: Integratiepunten over de dikte creëren

Om vervolgens een contourplot van het middenvlak te krijgen moet het juiste 'section point' worden gebruikt. In figuur 3.24 is dit te zien. Mid, (fraction = 0.0) moet worden gebruikt, voor zowel de boven- als de onderkant, om het middenvlak af te beelden.

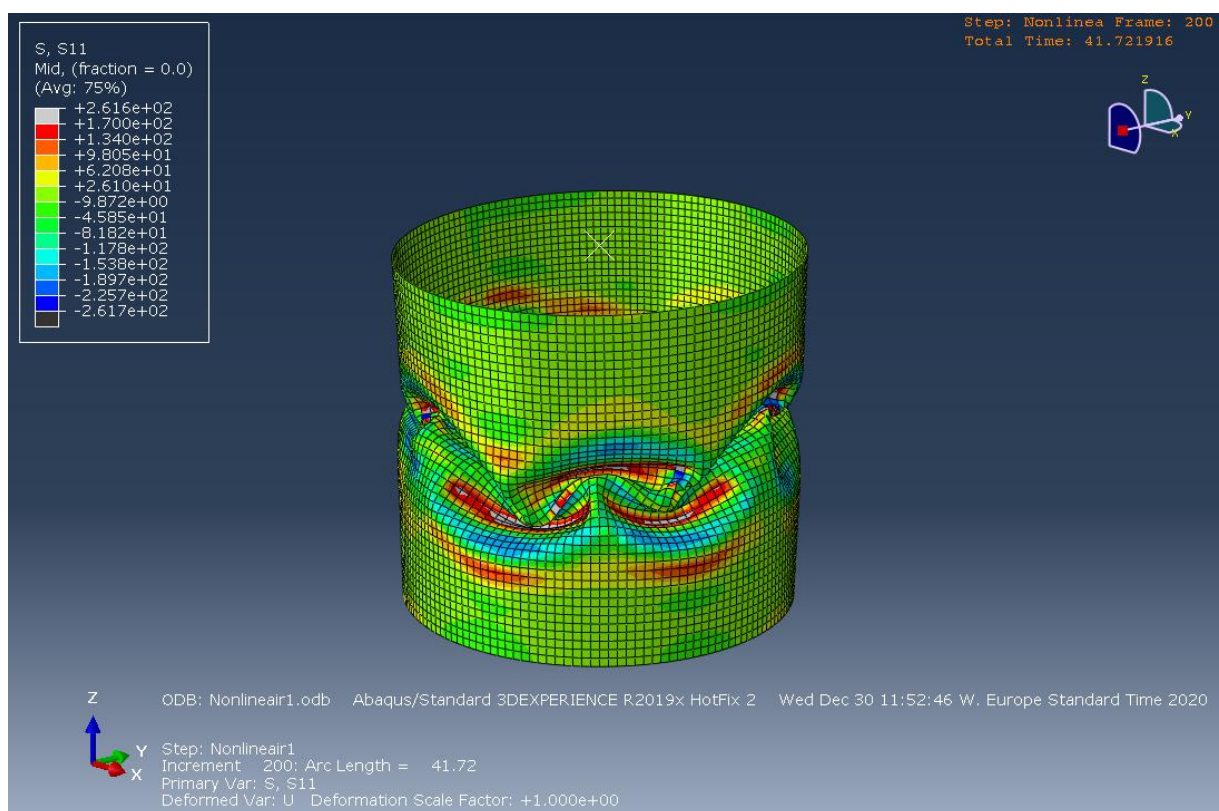


Figuur 3.24: Middenvlak selecteren

Nu de juiste instellingen zijn ingesteld kan de contourplot gemaakt worden. Abaqus specificeert de spanning in de omtrekriching als S11. Filmpje_4 bevat de spanning in de omtrekriching van het middenvlak. De link naar het filmpje is te vinden in hoofdstuk 5. In figuur 3.25 is het knikmoment te zien van filmpje_4. In figuur 3.26 is het eindmoment te zien van het filmpje. De piek in het last-verplaatsingsdiagram (§3.2.5) vindt plaats bij 'increment' 22 in het filmpje.



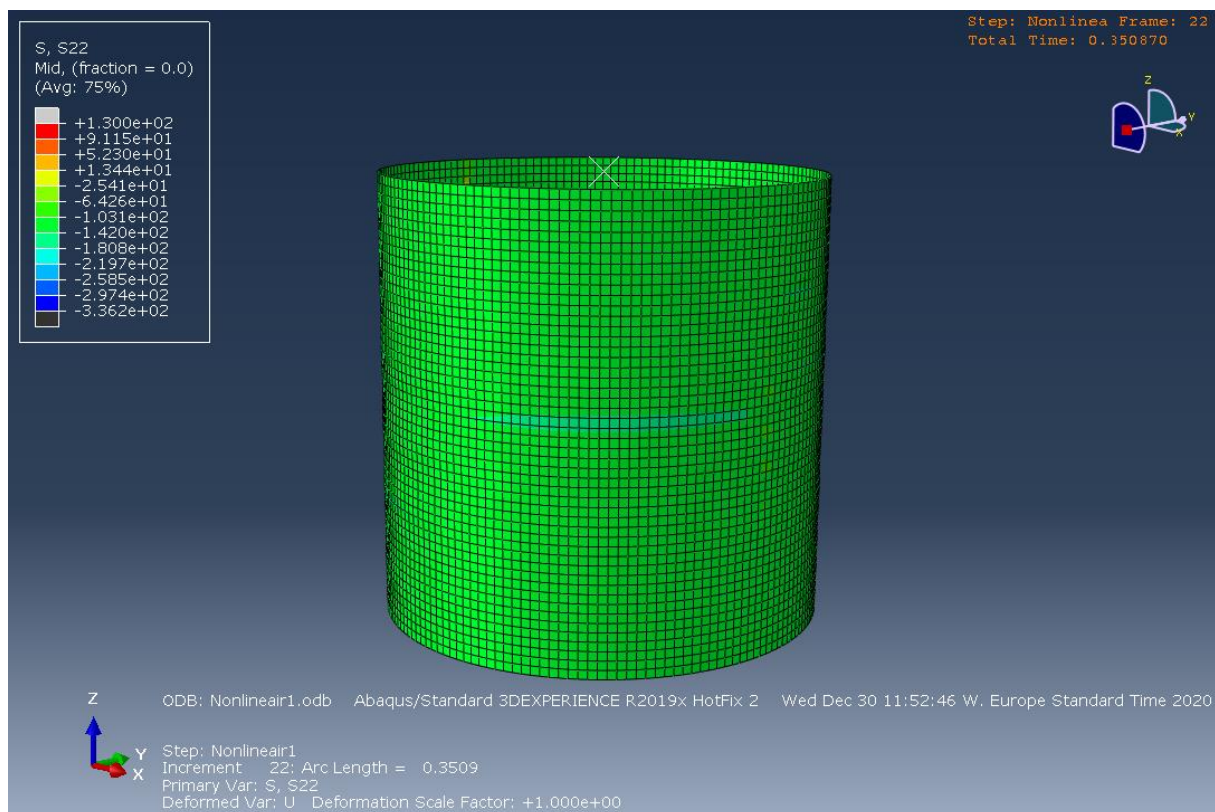
Figuur 3.25: Spanning in de omtrekrichting van het middenvlak (op het knikmoment)



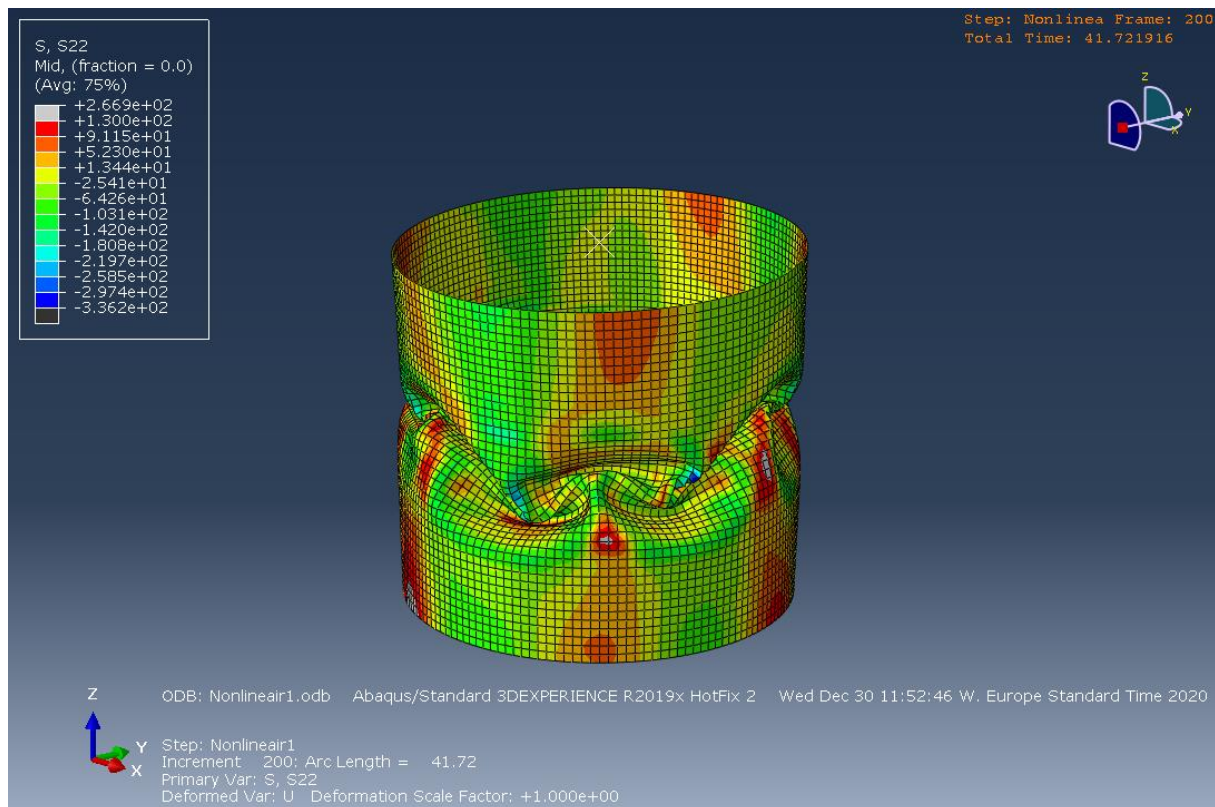
Figuur 3.26: Spanning in de omtrekrichting van het middenvlak

3.2.7 Spanning in de axiale richting

In plaats van de spanning in de omtrekriching wordt er in deze paragraaf een contourplot gemaakt van de spanning in de axiale richting van het middenvlak. Dit resulteert in filmpje_5. De link naar het filmpje is te vinden in hoofdstuk 5. Er wordt met dezelfde rekenstappen gewerkt als in §3.2.6. Het enige verschil is dat hier S22 wordt afgebeeld. S22 staat voor de spanning in de axiale richting. In figuur 3.27 is de contourplot te zien op het knikmoment van het filmpje. In figuur 3.28 is het eindmoment te zien van het filmpje. Aangezien er niks aan de rekenstappen is veranderd, vindt ook in dit filmpje de piek in het last-verplaatsingsdiagram (§3.2.5) plaats bij 'increment' 22.



Figuur 3.27: Spanning in de axiale richting van het middenvlak (op het knikmoment)



Figuur 3.28: Spanning in de axiale richting van het middenvlak

3.3 Dunnere axiaal gedrukte cilinder

In deze paragraaf zal er wederom een contourplot worden gemaakt van de Von-Mises spanning van een cilinder. Echter zal er hier een dunnere cilinder worden bestudeerd. Er gaat gekeken worden naar wat de consequenties daarvan gaan zijn in vergelijking met de dikkere cilinder die in de eerdere paragrafen is bestudeerd. Ook zal er wederom een last-verplaatsingsdiagram worden gemaakt.

3.3.1 Model bouwen

Allereerst worden de dimensies bepaald van de nieuwe cilinder. Er wordt wederom gekozen voor een cilinder met een straal van 250 mm . In tegenstelling tot het eerder gebouwde model wordt er nu gekozen voor een dikte van $1,5 \text{ mm}$. De lengte van de cilinder bedraagt wederom 500 mm . De lengte van de cilinder is ook hier niet van belang aangezien deze analyse ook gericht is op lokale knik. Met de gegeven straal en dikte van de wand kan de slankheidsverhouding worden bepaald:

$$\frac{a}{t} = \frac{250}{1,5} = 166,67$$

Dit levert een waarde voor de slankheidsverhouding op van $166,67$. Deze waarde valt binnen de grenswaarden van 30 en 1000 , dus er kan geconcludeerd worden dat de cilinder met deze dimensies als een schaal beschouwd kan worden.

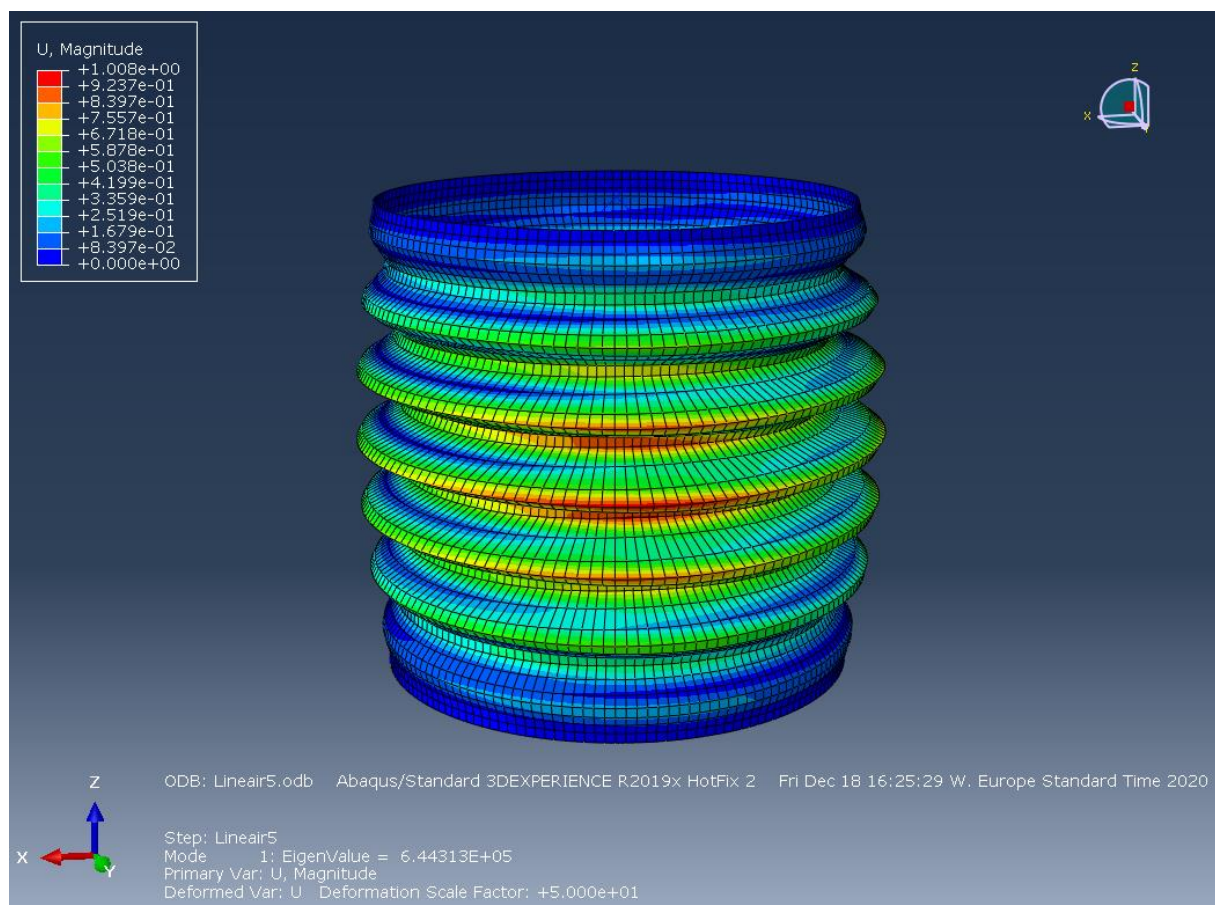
De materiaaleigenschappen van de cilinder zijn hetzelfde als de materiaaleigenschappen van de eerder bestudeerde cilinder. Ook zullen dezelfde stappen worden doorlopen die uitgebreid zijn toegelicht in §3.2.1 dus er zal hier niet verder op in worden gegaan. Er zal wederom een

eenheidsbelasting worden toegevoegd die zal gaan zorgen voor de vervormingen. Door een datacheck uit te voeren wordt er een bestandje in de vorm van een script gemaakt door Abaqus.

3.3.2 Lineaire knik

Vervolgens moet het bestand worden gerund in Abaqus om de benodigde resultaten te verkrijgen. Door dit bestand te runnen is in figuur 3.29 de contourplot te zien van de lineaire vervormingen van de cilinder. Het aantal knikmodes is wederom ingesteld op drie, maar ook in dit geval is de oplossing voor de eerste knikmode genoeg. Er is te zien dat de cilinder weer in een ringpatroon vervormd. De bijbehorende eigenwaarde van de eerste knikmode is gelijk aan $6,44313 \times 10^5$. Deze eigenwaarde moet vermenigvuldigd worden met de eenheidsbelasting die eerder is toegevoegd. Dit resulteert in de kritieke belasting:

$$6,44313 \times 10^5 \times -1 \text{ N/m} \approx -6,44 \times 10^5 \text{ N/m}$$

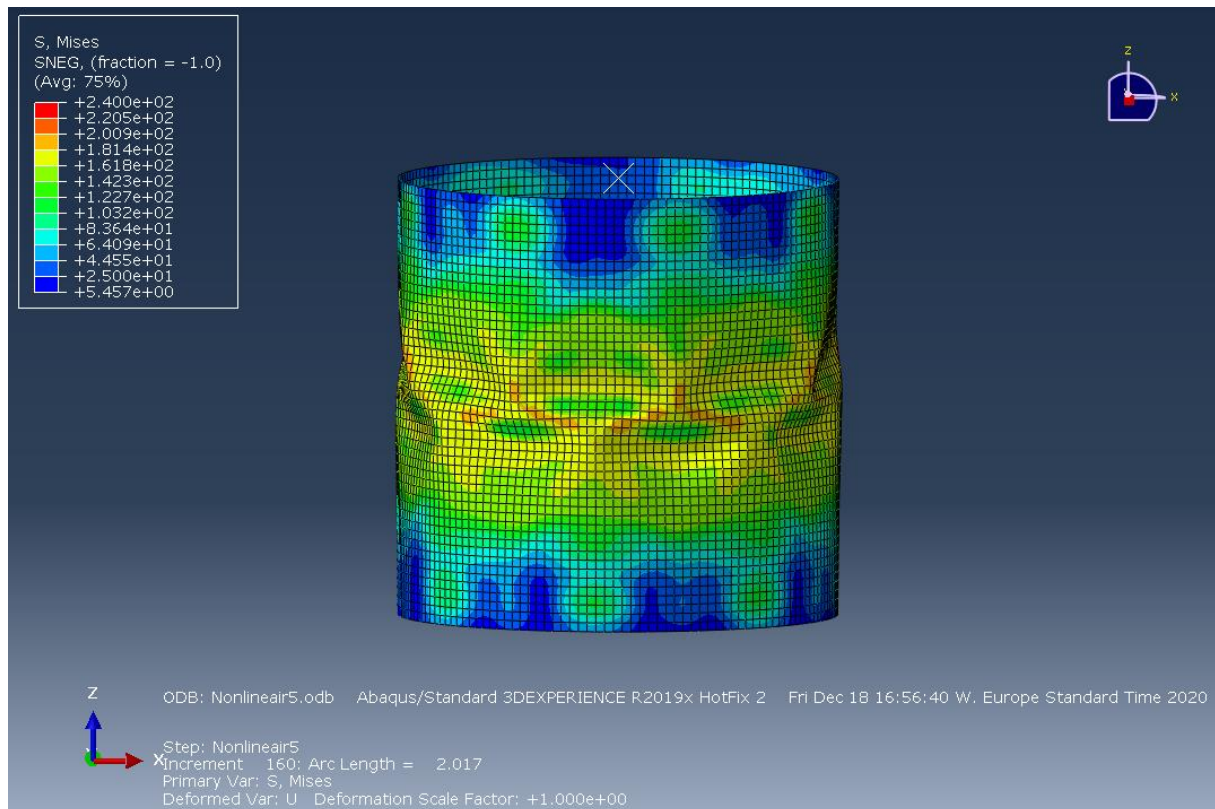


Figuur 3.29: Lineaire vervorming met bijbehorende eigenwaarde

3.3.3 Niet-lineaire knik

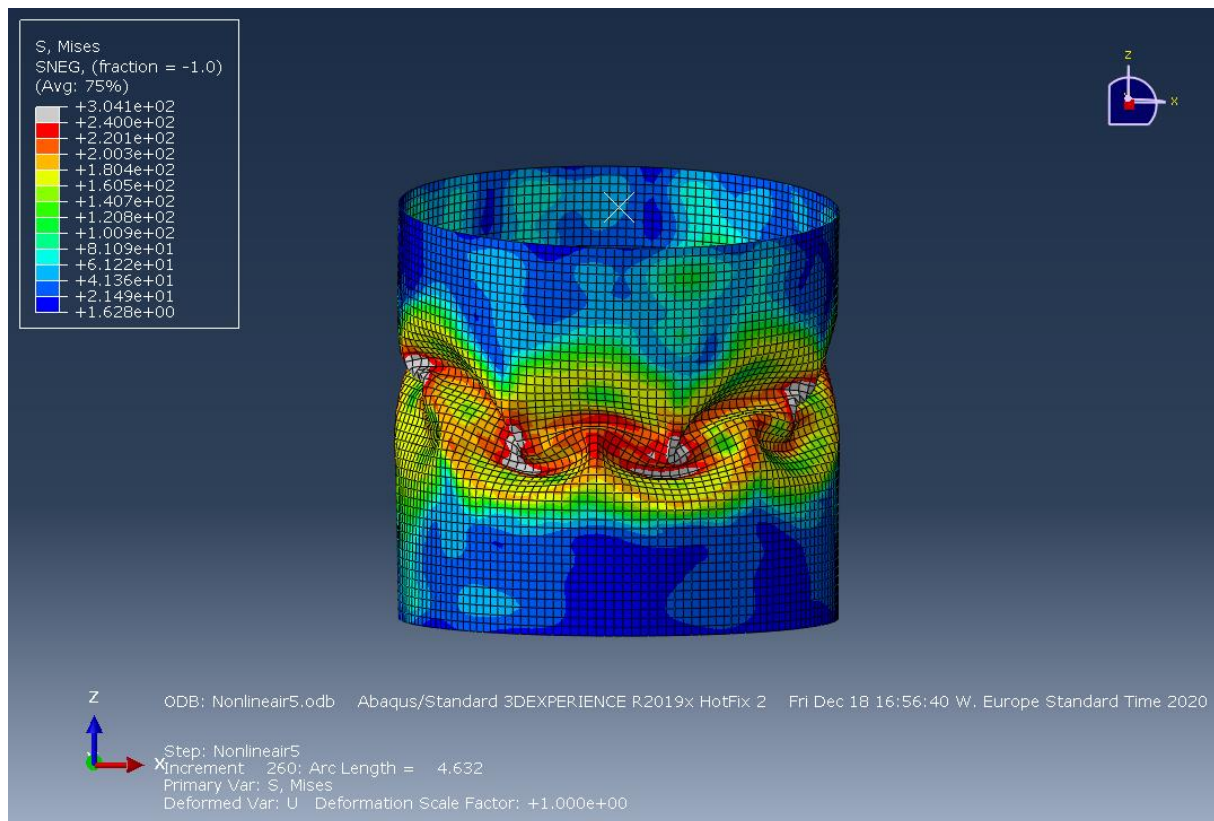
Om de niet-lineaire knik van de dünnere cilinder in beeld te brengen is filmpje_6 gemaakt. De link naar het filmpje is te vinden in hoofdstuk 5. Ook hier wordt weer de eigenwaarde van de eerste knikmode, die gelijk is aan $-6,44 \times 10^5 \text{ N/m}$, als belasting ingesteld. Voor de zekerheid wordt er een iets grotere waarde als belasting ingesteld. De ingestelde waarde bedraagt $-6,5 \times 10^5 \text{ N/m}$. Het gebruikte bestand dat is gerund in Abaqus met bijbehorende imperfecties is te vinden in Bijlage 2.

Ook bij deze cilinder is te zien, in figuur 3.30, dat net na halverwege het filmpje, de cilinder begint te vervormen in het Yoshimura patroon.



Figuur 3.30: Niet-lineaire knik (net na halverwege het aantal stappen)

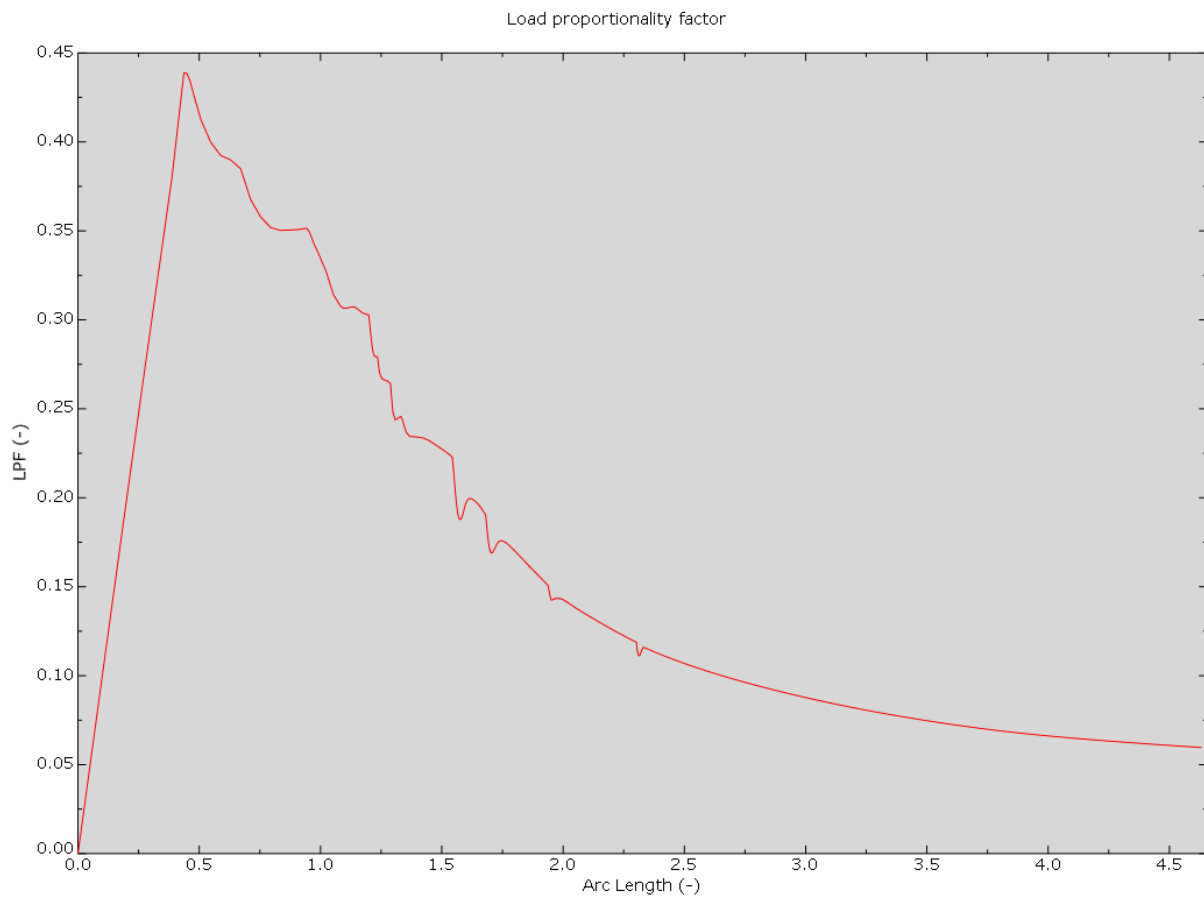
Aan het einde van het filmpje zien de vervormingen er uit zoals in figuur 3.31 is te zien.



Figuur 3.31: Niet-lineaire knik

Om tot de ultieme knikbelasting te komen moet er weer gekeken worden naar het punt waar de cilinder is begonnen met knikken. In figuur 3.32 is de grafiek te zien van de evenredigheidsfactor van de belasting, ook wel bekend als de $\frac{n_{ult}}{n_{cr}}$ verhouding. De cilinder is begonnen met knikken bij een waarde van ongeveer 0,44. Door deze waarde te vermenigvuldigen met de eerder verkregen kritieke belasting, resulteert dit in de ultieme belasting:

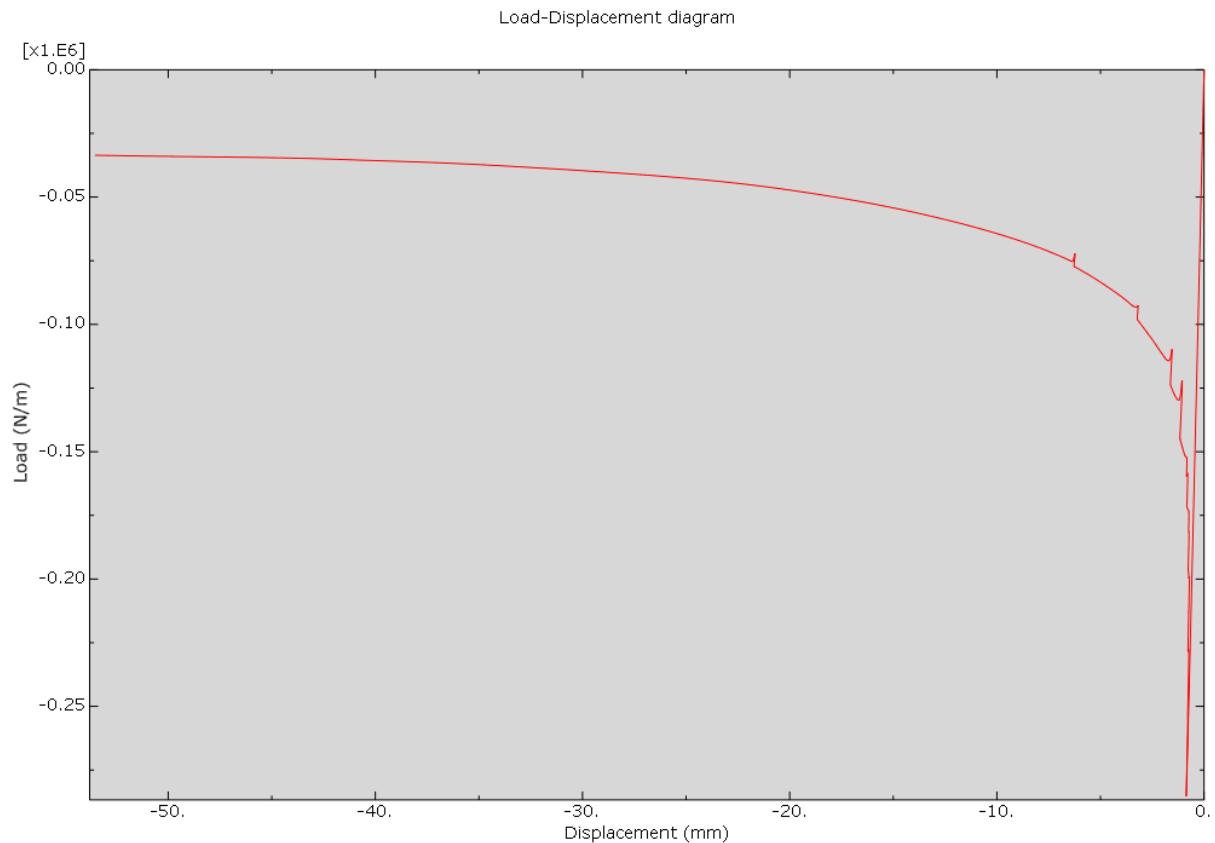
$$0,44 \times -6,44 * 10^5 \approx -2,83 * 10^5 N/m$$



Figuur 3.32: Grafiek van de evenredigheidsfactor van de belasting

3.3.4 Last-verplaatsingsdiagram

Om vervolgens het last-verplaatsingsdiagram te maken moeten er weer een paar stappen worden doorlopen. Deze stappen zijn toegelicht in §3.2.5 en zullen niet weer worden besproken. Het last-verplaatsingsdiagram is te zien in figuur 3.33. De piek van de grafiek vindt plaats bij 'increment' 15 in filmpje_6.



Figuur 3.33: Last-verplaatsingsdiagram

3.4 Conclusies over Abaqus

Abaqus is goede software om duidelijke contourplots te maken en vervormingen duidelijk in beeld te brengen. Er is weinig programmeerkennis voor nodig om hier goed mee te kunnen werken, aangezien Abaqus zelf een script maakt zodra alle gewenste dimensies, materiaaleigenschappen en andere voorwaarden door de gebruiker goed zijn ingesteld. Daarnaast is het eenvoudig om extra commando's toe te voegen aan het script door middel van 'edit keywords'. Bovendien is het erg handig dat het verloop van de contourplots duidelijk wordt gemaakt door middel van een filmpje door Abaqus zelf. Op deze manier is het makkelijk om te zien hoe vervormingen optreden en hoe de spanning zich verhoudt op verschillende momenten.

Soms is het moeilijk om te vinden hoe bepaalde instellingen moeten worden aangepast om tot het gewenste resultaat te komen. Een voorbeeld hiervan is het afbeelden van het middenvlak van een cilinder. Het heeft behoorlijk wat tijd gekost om dit voor elkaar te krijgen omdat de betreffende instellingen behoorlijk moeilijk te vinden waren. Desalniettemin is Abaqus een prima programma waarmee heldere simulaties gedaan kunnen worden.

4. Resultaten vergelijken van de cilinders

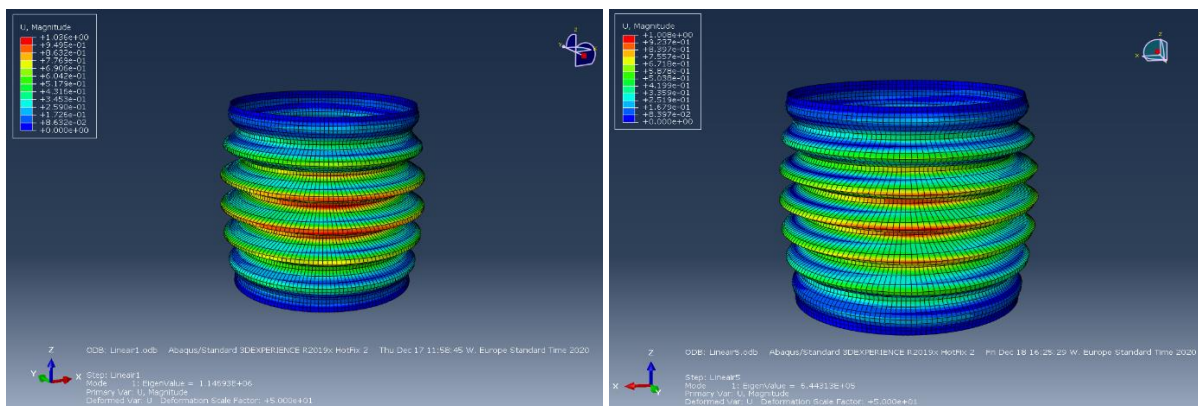
In dit hoofdstuk zullen de verkregen resultaten in §3.2 en §3.3 met elkaar worden vergeleken. In deze simulaties zijn twee verschillende wanddiktes voor de cilinders gebruikt. De overige dimensies en materiaaleigenschappen waren hetzelfde. Voor de gemodelleerde cilinder in §3.2 is een wanddikte van 2 mm gebruikt en voor de gemodelleerde cilinder in §3.3 is een wanddikte van 1,5 mm gebruikt.

4.1 Slankheidsverhoudingen

Zoals al eerder gesteld, is er voor cilinder 1 een wanddikte gemodelleerd van 2 mm en voor cilinder 2 een wanddikte van 1,5 mm. Dit leverde voor cilinder 1 een slankheidsverhouding op van 125 en voor cilinder 2 leverde dit een slankheidsverhouding op van 166,67. Volgens figuur 2.5 in §2.3 zou een flink grotere slankheidsverhouding moeten leiden tot een kleinere waarde voor de $\frac{n_{ult}}{n_{cr}}$ verhouding.

4.2 Lineaire knik

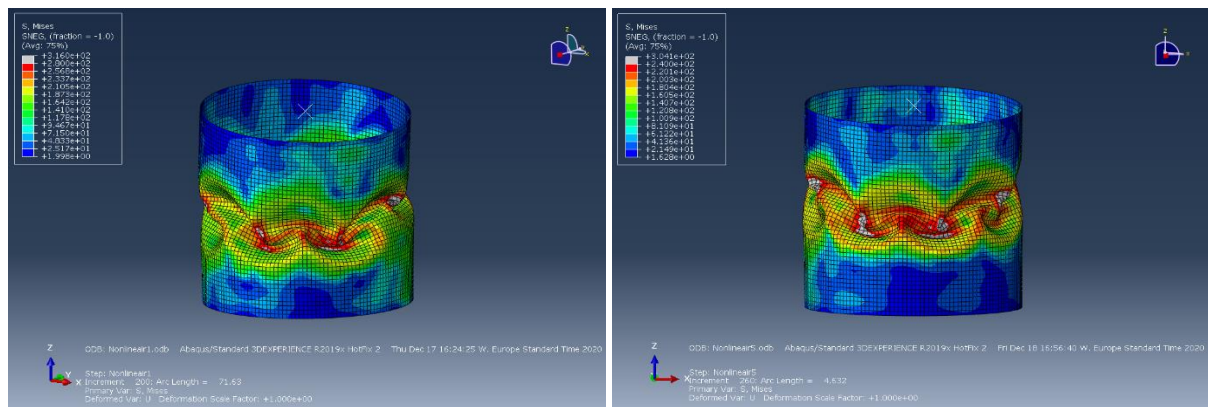
Het verschil in wanddikte van de cilinders heeft tot een aantal verschillen geleid. Zoals te zien is in figuur 4.1 zijn beide cilinders vervormd in een ringvormig patroon. Echter heeft het verschil in wanddikte wel geleid tot een verschil in de bijbehorende eigenwaarden van de eerste knikmodes. Voor cilinder 1 leverde dit een eigenwaarde op van $1,14693 \times 10^6$. Voor cilinder 2 leverde dit een waarde op van $6,44313 \times 10^5$. Cilinder 1 heeft dus een eigenwaarde die een factor 1,78 groter is dan de eigenwaarde van cilinder 2.



Figuur 4.1: Lineaire knik cilinder 1 en 2

4.3 Niet-lineaire knik

De verschillende wanddiktes hebben logischerwijs ook geleid tot verschillende waarden voor de $\frac{n_{ult}}{n_{cr}}$ verhouding. Deze waarde was voor cilinder 1 gelijk aan 0,35 en voor cilinder 2 was deze waarde gelijk aan 0,44. Dit leidde tot een ultieme belasting voor cilinder 1 van $-0,40 \times 10^6 \text{ N/m}$ en voor cilinder 2 van $-2,83 \times 10^5 \text{ N/m}$. De ultieme belasting van cilinder 1 is dus een factor 1,41 groter dan de ultieme belasting van cilinder 2. In figuur 4.2 is te zien dat beide cilinders zijn vervormd in het Yoshimura patroon.



Figuur 4.2: Niet-lineaire knik cilinder 1 en 2

In dit geval heeft een toename van de slankheidsverhouding er dus niet voor gezorgd dat de $\frac{n_{ult}}{n_{cr}}$ af nam. Dit zou verklaard kunnen worden door het feit dat voor zowel cilinder 1 als cilinder 2 imperfecties zijn toegevoegd met dezelfde grootte, terwijl het logischer kan zijn dat er iets kleinere imperfecties optreden bij een kleinere wanddikte. Ook kan er gesteld worden dat het verschil tussen de slankheidsverhoudingen van beide cilinders niet groot genoeg is om een duidelijk effect te zien op de $\frac{n_{ult}}{n_{cr}}$ verhouding.

5. Conclusies en aanbevelingen

In dit hoofdstuk zal er gekeken of de uiteindelijke doelstelling behaald is. Tevens zullen hieruit enkele conclusies worden getrokken. Bovendien zullen er aanbevelingen worden gedaan voor vervolgprojecten die met dit onderwerp te maken hebben.

5.1 Conclusies

De doelstelling van dit project was inzicht te geven in het gedrag van knik in schaalconstructies. Dit is gedaan door middel van 6 filmpjes die gemaakt zijn in Abaqus. De 6 filmpjes zouden de volgende inhoud hebben:

1. Een contourplot van de Von-Mises spanning van een cilinder die de spanning tot net na het knikmoment in beeld brengt.
2. Een contourplot van de Von-Mises spanning die voornamelijk de spanning na het knikmoment in beeld brengt.
3. Een contourplot van de Von-Mises spanning zoals in het tweede filmpje maar dan langzamer afgespeeld.
4. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met de spanning in de omtrekriching in plaats van de Von-Mises spanning.
5. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met de spanning in de axiale richting in plaats van de Von-Mises spanning.
6. Hetzelfde als het derde filmpje maar dan met een aanzienlijk dunnere schaalwand.

Deze 6 filmpjes zijn met succes gemaakt en dus is bij deze de doelstelling behaald. De filmpjes zijn te vinden op het volgende webadres:

<https://www.youtube.com/channel/UCZJE1twpb0nhwnlVEO2dvMg>

Het is gebleken dat Abaqus een gebruiksvriendelijk computerprogramma is en dat er weinig programmeerkennis nodig is om de gewenste resultaten te krijgen. Mede doordat Abaqus zelf een filmpje maakt van de verandering in de spanning en vervormingen over de tijd.

Echter is er bij één filmpje niet het volledig gewenste resultaat verkregen. Dit gaat over het zesde filmpje waarbij er een aanzienlijk dunnere schaalwand gebruikt diende te worden. Dit had het doel om, doordat de schaalwand veel dunner was, een andere knikvorm te krijgen. Dit is niet gebeurd en dat zou te maken gehad kunnen hebben met Riks' methode. Deze methode is namelijk minder stabiel voor zeer dunne wanden en kan eerder leiden tot foutmeldingen van het computerprogramma.

5.2 Aanbevelingen

Voor een eventueel vervolgproject over knik van schalen zou er gekeken kunnen worden naar het zesde filmpje. In dit filmpje is een poging gedaan om een andere knikvorm te krijgen door middel van een dunnere schaalwand. Dit is niet gelukt doordat er een cilinder is gemodelleerd die niet voldoende dunner was dan de eerste gemodelleerde cilinder. Waarschijnlijk zal een nog dunnere schaalwand wel kunnen leiden tot een andere knikvorm, iets wat in een vervolgproject verder uitgewerkt zou kunnen worden. Een model met kleinere elementen zou dan gebruikt moeten worden aangezien de kniklengte, bij een dunnere schaalwand, kleiner zal zijn.

Een andere suggestie zou kunnen zijn dat er in een vervolgproject een filmpje wordt gemaakt waarin een contourplot en een last-verplaatsingsdiagram naast elkaar geprojecteerd worden. In het last-verplaatsingsdiagram zou dan, doormiddel van een bolletje in de grafiek, aangegeven kunnen worden bij welke 'increment' het filmpje op dat moment is. Als het filmpje van de contourplot en het filmpje van het last-verplaatsingsdiagram mooi synchroon lopen, kan er precies geanalyseerd worden wat er met de spanning en de vervormingen gebeurt bij een specifiek punt in het last-verplaatsingsdiagram.

Literatuurlijst

Abaqus Acumen. (2017, 16 januari). *Abaqus Standard: Nonlinear Buckling Example (Cylinder buckling)*. Geraadpleegd van <https://www.youtube.com/watch?v=jAkNuQAvK3g>

Bosch, R. (2019, 26 maart). *Knik berekenen*. Roy Bosch. Geraadpleegd op 11 november 2020, van <https://roybosch.nl/knik-berekenen/>

CNIT / Cro&Co. (z.d.). Cro&Co projects. Geraadpleegd op 12 november 2020, van <http://croandco.archi/en/projets/cnit>

Hogendoorn, G. (2019, juni). *Shell Buckling Explained*. http://homepage.tudelft.nl/p3r3s/BSc_projects/eindrapport_hogendoorn.pdf

Hoogenboom, P. (z.d.). b17_handout_12_lockdown.pdf

Hoogenboom, P. (z.d.). b17_handout_13_lockdown.pdf

Singh, J.P. (2017). *Stress-Strain Curve - an overview | ScienceDirect Topics*. ScienceDirect. Geraadpleegd op 27 november 2020, van <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/stress-strain-curve>

Illustratie op de omslagpagina: CNIT / Cro&Co. (z.d.)

Bijlage 1: Bestand cilinder

```
**
** PARTS
**

*Part, name=Cilinder1
*Element, type=S4R
*Nset, nset=Set-1, generate
*Elset, elset=Set-1, generate
*Nset, nset=Top, generate
*Nset, nset=Bottom, generate

** Section: Section-1
*Shell Section, elset=Set-1, material=Al
2., 5
*End Part

**
**
** ASSEMBLY
**

*Assembly, name=Assembly

**

*Instance, name=Cilinder1-1, part=Cilinder1
*End Instance

**

*Nset, nset=Fz
*Nset, nset=Set-3
*Nset, nset=Set-4
*Nset, nset=Set-5
*Nset, nset=Set-6
*Nset, nset=Uz

** Constraint: Bottom
*Rigid Body, ref node=_PickedSet7, tie nset=Cilinder1-1.Bottom
** Constraint: Top
*Rigid Body, ref node=_PickedSet6, tie nset=Cilinder1-1.Top
*End Assembly

**
** MATERIALS
**

*Material, name=Al
    *Elastic
    73100., 0.35
    *Plastic
    160., 0.
    340., 0.3
```

```

**
** BOUNDARY CONDITIONS
**
** Name: BC-1 Type: Symmetry/Antisymmetry/Encastre

```

```

*Boundary
Set-3, ENCASTRE

```

```

** Name: BC-2 Type: Displacement/Rotation

```

```

*Boundary
Set-4, 1, 1
Set-4, 2, 2

```

```

** -----
**

```

```

*IMPERFECTION,FILE=Lineair1,STEP=1
1,0.2
2,0.1
3,0.05

```

```

** STEP: Nonlinear1
**

```

```

*Step, name=Nonlinear1, nlgeom=YES, inc=200

```

```

*Static, riks
0.001, 1, 1e-05, 1, ,

```

```

**
** LOADS

```

```

** Name: Load-1 Type: Concentrated force

```

```

*Clload
Set-6, 3, -1.2e+06

```

```

**
** OUTPUT REQUESTS
**

```

```

*Restart, write, frequency=0

```

```

**
** FIELD OUTPUT: F-Output-1
**

```

```

*Output, field, variable=PRESELECT

```

```

**
** HISTORY OUTPUT: H-Output-2
**

```

```

*Output, history
  *Node Output, nset=Set-6
  CF3,

```

```

**
** HISTORY OUTPUT: H-Output-3
**

```

```

  *Node Output, nset=Uz
  U3,

```

```

**
** HISTORY OUTPUT: H-Output-1
**

```

```

*Output, history, variable=PRESELECT

```

```

*End Step

```

Bijlage 2: Bestand dunnere cilinder

```
**
** PARTS
**
*Part, name=Cilinder2
*Element, type=S4R
*Nset, nset=Set-1, generate
*Elset, elset=Set-1, generate
*Nset, nset=Top, generate
*Nset, nset=Bottom, generate
** Section: Section-1
*Shell Section, elset=Set-1, material=Al
1.5, 5
*End Part
**
**
** ASSEMBLY
**
*Assembly, name=Assembly
**
*Instance, name=Cilinder2-1, part=Cilinder2
*End Instance
**
*Nset, nset=Set-3
*Nset, nset=Set-4
*Nset, nset=Set-5
*Nset, nset=Set-6
*Nset, nset=Set-8
*Nset, nset=Set-9
*Nset, nset=Set-10
*Nset, nset=Set-11
*Nset, nset=Uz
** Constraint: Bottom
*Rigid Body, ref node=_PickedSet7, tie nset=Cilinder2-1.Bottom
** Constraint: Top
*Rigid Body, ref node=_PickedSet6, tie nset=Cilinder2-1.Top
*End Assembly
..
```

```

**
** MATERIALS
**
*Material, name=Al
    *Elastic
    73100., 0.35
    *Plastic
    160., 0.
    340., 0.3
**
** BOUNDARY CONDITIONS
**
** Name: BC-1 Type: Symmetry/Antisymmetry/Encastre
*Boundary
Set-3, ENCASTRE
** Name: BC-2 Type: Displacement/Rotation
*Boundary
Set-4, 1, 1
Set-4, 2, 2
** -----
**

*IMPERFECTION,FILE=Linear5,STEP=1
1,0.2
2,0.1
3,0.05
** STEP: Nonlinear5
**
*Step, name=Nonlinear5, nlgeom=YES, inc=300
*Static, riks
0.001, 1., 1e-05, 1., ,
**
** LOADS
**
** Name: Load-1 Type: Concentrated force
*Clload
Set-11, 3, -650000.
**
** OUTPUT REQUESTS
**
*Restart, write, frequency=0
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-1
**
*Output, field, variable=PRESELECT
**
** HISTORY OUTPUT: H-Output-3
**
*Output, history
    *Node Output, nset=Set-11
    CF3,
**
** HISTORY OUTPUT: H-Output-2
**
    *Node Output, nset=Uz
    U3,
**
** HISTORY OUTPUT: H-Output-1
**
*Output, history, variable=PRESELECT
*End Step

```