

Institutionen för byggvetenskaper
Hållfasthetslära

ISRN LUTFD2/TFHF-15/5201-SE(1-92)

FE-analys av luftinlopp samt karaktärisering av EPDM-gummi

Examensarbete av
Linda Johannesson

Handledare:
Ylva Mellbin, Avdelningen för hållfasthetslära
Rickard Österlöf, RTCC Scania CV AB

Examinator:
Mathias Wallin, Avdelningen för hållfasthetslära

Copyright © 2015 av avdelningen för Hållfasthetslära, Scania CV AB
Linda Johannesson

Tryckt av Media-Tryck AB, Lund, Sverige

För information, adress:

Avdelningen för hållfasthetslära, Lunds Universitet, Box 118, SE-221 00 Lund, Sverige

Hemsida: www.solid.lth.se

Förord

Examensarbetet har utförts på heltid januari - juni 2015 med placering på avdelningen RTCC, Scania CV AB i Södertälje.Handledning har givits på plats av biträdande handledare Rickard Österlöf, industridoktorand på RTCC och huvudhandledare vid Lunds Universitetet har varit Ylva Mellbin, doktorand på avdelningen för hållfasthetslära vid Lunds Universitet. Examinator har varit Mathias Wallin, professor på avdelningen för hållfasthetslära vid Lunds Universitet.

Först och främst vill jag tacka Rickard Österlöf, som stöttat mig oerhört väl under examensarbetet och varit mycket hjälpsam och tålmodig. Under arbetets gång har jag insett mer och mer vilken fantastiskt bra problemformulering han utformat och att denna har lett till att examensarbetet varit mycket intressant, givande och genomförbart. Det har varit guld värt att ha en industridoktorand som handledare, som dessutom är mycket pedagogisk och lätt att ha att göra med som person. Ett stort tack till dig Rickard!

Jag vill även tacka Ylva Mellbin, som givit vägledning kring rapportens utformning. Ett tack tillägnas också Martin Öberg på KTH som hjälpt till under materialprovningen och dessutom ägnat extra tid åt att göra om delar av provningen i efterhand.

Ett stort tack vill jag ägna åt medarbetarna på RTCC, som alla varit mycket hjälpsamma och trevliga. Ett extra tack till Rasmus Eriksson som konstruerat luftinloppet, Henrik Bruce Johansson som hjälpt till med Catia GAS, Niklas Torstensson och Maria Lagergren som hjälpt till med Abaqus och Anna Ekberg som varit mycket tålmodig då jag behövt hjälp med Hypermesh. Det har varit oerhört givande att få vara på RTCC och vara omgiven av oerhört kunniga människor som dessutom är fantastiskt trevliga och lätta att ha att göra med!

Slutligen vill jag tacka Scania Hälsocenter Gröndal för att alla Scantias anställda får tillgång till gratis gymkort och förmånlig bokning av tennisbanor, vilket jag utnyttjat flitigt under min vistelse i Södertälje!

Sammanfattning

Syftet med examensarbetet har varit att studera huruvida förenklade linjära beräkningsmodeller går att använda för att fånga det komplexa och icke-elastiska materialbeteendet hos gummi med fyllmedel. Begreppet linjära beräkningsmodeller syftar till både linjärelastiska materialmodeller samt linjär lösningsmetodik. Komponenten som har studerats är ett luftinlopp som är placerat mellan luftintag och turbo i en lastbilmotor från Scania. Materialet som använts är ett EPDM-gummi med fyllmedel. Arbetet har bestått av både materialprovning, passning av provningsdata till hyperelastiska och linjärelastiska modeller samt FE-analys i Abaqus och Catia GAS.

Hyperelastiska materialmodeller har kunnat användas med ett verklighetstroget resultat som följd. Denna förenkling kräver dock god kännedom om tillämpningen och att den hyperelastiska materialmodellen anpassas till provningsdata vid förväntad tøjningsamplitud, tøjningshastighet och temperatur samt att hänsyn tas till komponentens eventuella lasthistorik. Skillnaden i kollapslast mellan simuleringar och provning av den studerade komponenten är endast 2.5 %, vilket tyder på att materialmodellen som använts är mycket verklighetstrogen i denna tillämpning.

Dessutom har ytterligare förenklingar gjorts där en linjärelastisk modell använts. Resultatet av detta skiljer sig en del från den hyperelastiska modellen men ger trots allt en förvånansvärt bra uppskattning med avvikelser på endast 6 % i komponentens styvhet, vid kurvanpassningar till 10 % tøjningsamplitud. Viktigt att poängtera är dock att skillnaderna mellan linjärelastiska och hyperelastiska materialmodeller förväntas bli avsevärt mycket större vid andra tillämpningar, där de lastbärande tøjningsamplituderna är högre.

Inledningsvis gjordes bedömningen att icke-linjär lösningsmetodik inte skulle vara nödvändigt att använda vid den studerade tillämpningen, eftersom att den maximala tøjningsamplituden i de lastbärande delarna varit så låg som 10 %. Skillnaden i kollapslast mellan simuleringar med linjär respektive icke-linjär lösningsmetodik har dock visat sig vara så stor som 72 %. Detta är inte acceptabelt och orsaken bedöms vara att deformationerna blir stora och att lastens riktning ändras avsevärt under förloppet. Detta leder till att icke-linjär lösningsmetodik, där styvhetsmatrisen och geometrin uppdateras i varje inkrement, måste användas för att erhålla ett rimligt resultat. För andra tillämpningar med enklare geometri och mindre deformationer förväntas däremot en linjär lösningsmetodik vara tillräcklig.

Abstract

The aim of this study was to examine if simplified linear analysis can be used to capture the complex and non-elastic behaviour that filled rubber exhibits. Linear analysis includes both linear elastic material models and a linear solving technique. The studied part in this thesis was a hose, connecting the air-inlet and turbo in a Scania truck engine. The studied material was a filled EPDM-rubber. This study included both testing of the material, curve fitting of material data to hyperelastic and linear elastic material models and FE-simulations in Abaqus and Catia GAS.

Hyperelastic material models were used resulting in good correspondence with reality. However, this simplification requires good knowledge of the application and that the hyperelastic model is fitted to material data at expected strain amplitudes, strain rate, temperature and eventually, loading history. The difference in the collapse load between simulations and testing of the studied part was just 2.5 %, which indicates that the chosen material model captures reality very well in this application.

Further simplifications were made evaluating a linear elastic model. The result differed slightly from the hyperelastic model, but still gave a surprisingly good approximation with just 6 % difference in stiffness, when the model was fitted to material data with strain amplitude of 10 %. However, it is important to note that the difference between linear elastic and hyperelastic models is expected to be significantly greater in other applications, where the strain amplitudes at the load bearing regions are higher.

A non-linear solving technique was not expected to be necessary in this application due to the relatively small strain amplitudes of 10 % in the load bearing regions. The difference in collapse load between simulations, using a linear and a non-linear solving technique, was as great as 72 %. A difference of this magnitude is not acceptable, and it is thought to be due to the deformations becoming large and that the direction of the load varies significantly during the deformation process. A non-linear solving technique, where the stiffness matrix and the geometry is updated in every load increment, is thus necessary in order to achieve a reasonable result. In other applications, where the geometry is less complex and the deformations are smaller, a linear solving technique is expected to be adequate.

Innehållsförteckning

1	Introduktion	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Problemformulering	2
1.3	Avgränsningar	2
2	Materialegenskaper hos gummimaterial	3
2.1	Materialmodeller och lösningsmetodik för linjär- elastiska material jämfört med gummi	3
2.2	Tidsberoende effekter och hysteres i gummimaterial	4
2.3	Gummimaterial med fyllmedel	5
2.4	Icke-elastiska effekter för gummi med och utan fyllmedel	5
2.4.1	Mullinseffekten	5
2.4.2	Payne-effekten	6
3	Hyperelastiska materialmodeller	7
3.1	Deformationstensorer och invarianter	7
3.2	Töjningsenergifunktionen	8
3.3	Val av hyperelastisk modell	9
3.4	Passning av hyperelastisk modell till gummits verkliga materialegenskaper	10
4	Linjärelastisk materialmodell	10
5	Metodik	12
6	Materialprovning	14
6.1	Provningens utformning	14
6.2	Urval av resultat från provningen	15
6.3	Problem som uppstått vid provningen	24
7	Passning av materialmodell till provdata	27
7.1	Hyperelastisk materialmodell	27
7.1.1	Biderman	28
7.1.2	Mooney	31
7.1.3	Neo-Hookean	32
7.1.4	Jämförelser	32
7.2	Linjärelastisk materialmodell	35

8	Simuleringar i Abaqus	36
8.1	Tillvägagångssätt vid simuleringarna	36
8.2	Gummibälgens utseende	37
8.3	Utvärdering av resultatet	38
8.4	Resultat från simuleringarna	40
8.5	Töjningsamplitudens storleksordning	46
9	Simuleringar i Catia GAS	47
10	Diskussion	48
10.1	Materialprovning	48
10.2	Passning av materialmodell till provdata	49
10.3	Simuleringar i Abaqus	49
10.4	Simuleringar i Catia GAS	55
10.5	Slutsatser	55
10.6	Framtida arbete	56
11	Referenser	58
Bilagor		
1	Metodbeskrivning för analys av gummi med fyllmedel	60
2	Detaljer kring materialprovningen	66
3	Detaljer kring passning av materialmodell till provdata	67
3.1	Matlab-kod till minsta kvadratanpassning	68
3.2	E-modul och Poissons tal från shoretal	79
3.3	Medelvärde för på- och avlastningskurva	79
4	Detaljer kring simuleringar i Abaqus	81
4.1	Matlab-kod inläsning av förskjutningar för diameterändringar	82
4.2	Tabeller för körningar i Abaqus	89

1 Introduktion

I detta avsnitt presenteras bakgrunden till examensarbetet följt av en problemformulering samt studiens avgränsningar.

1.1 Bakgrund

Konstruktionsgrupper på Scania behöver ta hänsyn till flera olika aspekter vid framtagning av nya komponenter, exempelvis kostnad, vikt och livslängd samt komponentens tillförlitlighet. För att kunna bedöma tillförlitligheten har konstruktörerna möjlighet att själva genomföra linjära FE-analyser och för flera av komponenterna, framförallt vid lägre lastnivåer, är det möjligt att dessa linjära analyser är tillräckliga i ett första skede. Ett exempel på en typ av komponent, där stor hänsyn måste tas till valet av materialmodell, är luftinlopp som belastas med undertryck. Luftinloppet som studeras i detta examensarbete är tillverkat av ett EPDM-gummi med förstärkande fyllmedel och är placerat mellan luftintaget och turbon till motorn. Materialet uppvisar ett icke-linjärt samband mellan spänning och töjning som är kraftigt beroende av temperatur, töjningsamplitud och lasthistorik.

Den aktuella gummikomponenten utsätts ibland för kraftiga undertryck under växlingsförloppen och riskerar då att kollapsa delvis eller fullständigt. Delvis kollaps resulterar i ett kraftigare tryckfall och motorn behöver då arbeta hårdare för att få in tillräckligt med luft. Detta leder till högre avgas-temperaturer, vilket i sin tur resulterar i ökad bränsleförbrukning, försämrade avgasrening och eventuellt skador på delar som inte är dimensionerade för så höga temperaturer. Fullständig kollaps leder möjligtvis till att luftintaget helt blockeras, vilket resulterar i motorstopp. Dessutom uppvisar gummimaterial med fyllmedel komplexa materialegenskaper, där tidigare pålastningar vid stora töjningsamplituder leder till irreversibla förändringar i materialet, vilket leder till att responsen i materialet inte är densamma efter en eventuell kollaps. För att undvika dessa allvarliga konsekvenser är luftinloppet konstruerat med ambitionen att kollaps vid undertryck ska kunna undvikas under hela dess livslängd.

Beräkningsgruppen RTCC på Scania har möjlighet att utföra icke-linjära FE-analyser av luftinlopp och liknande gummikomponenter på uppdrag av konstruktionsgrupperna. Dessa beräkningar är dock tidskrävande och ofta krävs flera omkonstruktioner av komponenternas geometri innan en acceptabel tillförlitlighet uppnås. Om konstruktörerna skulle kunna genomföra de första beräkningarna själva, med linjära beräkningsmodeller, skulle detta

medföra en stor tidsvinst för bägge parter. Detta kräver god kännedom om vilka förutsättningar som måste gälla för att linjära beräkningsmodeller ska vara tillräckliga samt kring hur materialprovningen ska utföras.

1.2 Problemformulering

Målet med examensarbetet är att författa en metodbeskrivning för hur och under vilka förutsättningar linjära FE-modeller är möjliga att använda vid utveckling av luftinlopp och liknande komponenter av gummi med fyllmedel. EPDM-gummit för den valda komponenten ska därmed karaktäriseras genom provning samt genom simuleringar i Abaqus och Catia V5 GAS.

1.3 Avgränsningar

Metodbeskrivningen är författad utifrån förutsättningen att komponenten är tillverkad av gummimaterial med fyllmedel. Metoden anses vara giltig för alla typer av gummi med fyllmedel men nya materialprover kommer att behöva utföras då ett annat material än det valda EPDM-gummit används.

Komponentens geometri kommer även att ha en inverkan på materialmodellens giltighet och därför är det viktigt att materialprovningen utformas med hänsyn tagen till tillämpningen. Töjningsamplitud, töjningshastighet, temperatur och lasthistorik under verklig drift är viktigt att återspegla under provningen.

Vid provning uppvisar gummimaterial med fyllmedel dynamiska effekter och för att kunna modellera materialets egenskaper vid cykliska tidsberoende förlopp krävs i regel mycket avancerade materialmodeller. Eftersom att gummikomponenten, som studeras i detta examensarbete, är konstruerad så att den inte ska kunna kollapsa en enda gång under sin livstid är det tillräckligt att använda en materialmodell som fungerar tillfredställande för en enda monotont ökande belastningscykel. Simuleringarna som har utförts under examensarbetet har därför begränsats till statiska beräkningar.

2 Materialegenskaper hos gummidmaterial

I detta avsnitt presenteras grundläggande teori för materialegenskaper hos gummidmaterial med och utan fyllmedel. Avsnittet inleds med en bakgrund till varför gummidmaterial kräver sofistikerade materialmodeller och lösningsmetodiker och därefter förklaras begrepp som tidsberoende effekter, hystereres samt reversibla och irreversibla effekter i gummi med fyllmedel.

2.1 Materialmodeller och lösningsmetodik för linjärelastiska material jämfört med gummi

För att kunna prediktera spänningar och töjningar, för en komponent som utsätts för laster och randvillkor, måste en lämplig materialmodell väljas. Materialmodellen uttrycks med hjälp av en så kallad konstitutiv relation, vilken beskriver sambandet mellan spänningar, σ , och töjningar, ϵ , för materialet [1].

Hooke's lag är ett exempel på en mycket enkel och användbar konstitutiv relation som används för att modellera isotropa material med linjärelastiska egenskaper och gäller för små töjningar [2]. Lagen används traditionellt till hårda material såsom metaller och keramer [3, 4]. Hårda material som utsätts för töjningar större än 1% [4] följer dock sällan elastiska konstitutiva relationer eftersom att plasticitet uppstår i materialet [5]. Komponenter i hårda material designas vanligtvis så att plastiska deformationer undviks. Detta eftersom att de permanenta deformationer, som uppstår vid plasticiering, möjligtvis gör att komponenten inte längre fungerar som förväntat och att livslängden förkortas. [5] Eftersom att hårda material vanligtvis utsätts för laster som ger upphov till små deformationer räcker det ofta att använda linjär analys vid statiska beräkningar. Komponentens styvhetsmatris beräknas då utifrån referenskonfigurations geometri, vilket är fullt tillräckligt då töjningar och förskjutningar är små. [6]

Gummi uppvisar i regel ett betydligt mer komplicerat och icke-linjärt beroende mellan spänningar och töjningar än linjärelastiska material och därför krävs betydligt mer sofistikerade konstitutiva relationer som tar hänsyn till detta. Gummi karaktäriseras av hög flexibilitet och klarar i regel av att utsättas för maximala töjningar på flera hundra procent. [4] Eftersom att gummi får utstå mycket stora töjningar och förskjutningar i många tillämpningar krävs dessutom ofta icke-linjär analys vid statiska beräkningar [7]. Lasten läggs då i regel på i små steg och styvhetsmatrisen uppdateras i varje laststeg baserat på den deformerade konfigurationens geometri [6].

2.2 Tidsberoende effekter och hysteres i gummimaterial

Naturgummi är möjligt att utvinna från ett stort antal växter men majoriteten kommer från latex i gummiträd. Då naturgummi används i industrin är det i regel vulkaniserat. Vulkaniseringen innebär att gummit blandas med svavel och värmebehandlas, vilket introducerar kemiska tvärbindingar mellan polymerkedjorna. Polymerkedjorna i icke-vulkaniserat gummi är intrasslade i varandra och vid dragbelastning är det möjligt att de trasslar sig loss från varandra. Polymerkedjorna i vulkaniserat gummi är mer bundna till varandra tack vare tvärbindingarna och vid dragbelastning vecklas de ut utan att lossna helt från varandra. Det vulkaniserade gummit behåller därmed sina elastiska egenskaper över ett mycket större temperaturspann och kan återgå till ursprunglig form efter deformationer. [3] Trots att gummimaterial är oerhört flexibla och elastiska är de inte idealt elastiska. Tidsberoende fenomen såsom krypning och relaxation förekommer i materialet. Dessutom uppvisar materialet hysteres till följd av förluster, då mekanisk energi övergår till värmeenergi. [8]

Om ett gummiproov utsätts för en dragbelastning med konstant spänning kommer töjningsresponsen inte att vara konstant utan materialet kommer att krypa ut till en viss töjning. På liknande sätt kommer ett dragprov upp till en viss töjning som hålls konstant att resultera i en tidsberoende avtagande spänning i materialet, vilket definieras som relaxation. [9] Orsaken till detta beteende anses ha att göra med polymerkedjornas slumpmässiga och kontinuerliga Brownska rörelse. I det odeformerade tillståndet befinner sig polymerkedjorna i veckade och intrasslade tillstånd för att sedan bli mer ordnade och utsträckta vid dragbelastning. Eftersom det utsträckta tillståndet är påtvingat kommer dock polymerkedjorna långsamt röra sig till ett mindre påtvingat tillstånd och därmed relaxerar gummiprovet. [10]

Eftersom att polymerkedjorna i gummit sträcks ut under pålastning och blir mer ordnade minskar entropin för systemet. Entropiminskningen ger upphov till att energi avges i form av värme och gummiprovet temperatur ökar. Vid avlastningen strävar systemet med polymerkedjor efter att öka sin entropi igen och därmed återgår polymerkedjorna till sitt ursprungliga tillstånd. [3] Den avgivna energin visar sig som en hysteres i materialet och om gummiprovet pålastas och därefter avlastas kommer sambandet mellan spänning och töjning inte att vara detsamma under pålastningen som avlastningen. [8] En tumregel är att ju snabbare töjningshastigheten är desto mer framträdande blir de tidsberoende effekterna samt hysteresen i materialet. [9]

2.3 Gummimaterial med fyllmedel

I många tekniska tillämpningar är inte styvheten tillräckligt hög i vulkaniserat naturgummi och därför tillsätts fyllmedel, vanligtvis kimrök. Fyllmedlet skapar fysiska tvärbindingar till polymerkedjorna och resultatet blir ett förstärkt gummimaterial med högre styvhet och brottstyrka samt bättre nötningsbeständighet och livslängd.

Fyllmedlet introducerar dock icke-elastiska och icke-linjära effekter i materialet som är beroende av töjningsamplitud, töjningshastighet, temperatur och lasthistorik. [8] Dessa effekter anses uppkomma som ett resultat av fyllmedlets interaktion med polymerkedjorna samt nedbrytning och återhämtning hos bindingar mellan partiklar av fyllmedel och mellan fyllmedel och polymerkedjor. Dessutom ger fyllmedlets närvaro upphov till en mycket större hysteres vid cykliska belastningar jämfört med ofyllda gummin. [12] Eftersom att de fysiska bindingarna mellan polymerkedjorna och partiklarna av fyllmedel är energiaktiverande mjuknar dessa bindingar vid höga temperaturer. Detta ger upphov till att gummi med fyllmedel uppvisar ett kraftigt mjuknande vid ökande temperatur. Det fyllda naturgummit kommer därmed att ha olika mekaniska egenskaper beroende på vilken tillämpning det rör sig om. Detta är därför mycket viktigt att ta hänsyn till vid predikteringar och simuleringar av komponenter av gummi med fyllmedel.

2.4 Icke-elastiska effekter för gummi med och utan fyllmedel

De icke-elastiska effekter som uppstår i gummi med och utan fyllmedel beskrivs vanligtvis med Mullins effekt samt Payne-effekten. Mullins effekt anses vara irreversibel och förekommer i både ofyllda och fyllda gummimaterial. Observera dock att effekten är mycket mer framträdande för fyllda gummin och att den underliggande orsaken till effekten, enligt vissa författare, tycks skilja sig åt jämfört med ofyllda gummin. [13, 14] Payne-effekten anses däremot vara fullständigt reversibel och är försvinnande liten för ofyllda gummin [13, 15].

2.4.1 Mullinseffekten

Mullins effekt visar sig vid provning som en mjuknande effekt vid upprepade på- och avlastningar i gummimaterial och anses vara betydande främst vid stora töjningar [12]. Hystereskurvan kommer därmed inte att förbli densamma mellan cyklerna och materialets styvhet minskar successivt. Effekten

avtar dock och hystereskurvan tycks stabilisera sig efter enstaka lastcykler. Vanligtvis sägs Mullinseffekten vara förstörande men studier har visat att en viss återhämtningsprocess förekommer om materialet får vila under ett antal timmars tid. Fullständig återhämtning har dock inte kunnat påvisas och därför anses effekten ändå vara irreversibel. [14]

Mullinseffekten verkar endast utifrån den historiskt sett största deformationen i en viss riktning i materialet. Låt säga att materialet pålastas ut till en viss töjning flera gånger tills det att hystereskurvan stabiliserat sig. Därefter sker pålastningen ut till en större töjning vid upprepade tillfällen. Den nya kurvan kommer då vid första pålastningen att följa den gamla stabiliserade kurvan, upp till den tidigare största töjningen, och därefter upprepas ett nytt mjuknande förlopp tills det att slutet av den nya kurvan stabiliserat sig för den nya maximala töjningen. Mullinseffekten är därmed starkt lasthistorikberoende.

2.4.2 Payne-effekten

Payne-effekten studeras vanligtvis vid dynamiska cykliska förlopp och karakteriseras av att materialets styvhet minskar med ökande töjningsamplitud [11]. Payne-effekten anses vara relevant endast vid små töjningar i motsats till Mullinseffekten [12]. För att kunna studera Payne-effekten vid provning cyklas först materialet upp till den största förväntade töjningen upprepade gånger för att Mullinseffekten ska ha stabiliserats mot ett jämviktsläge.

3 Hyperelastiska materialmodeller

De elastiska egenskaperna hos gummi modelleras vanligtvis med hyperelastiska konstitutiva modeller. En stor mängd hyperelastiska materialmodeller har utvecklats genom åren och vanligtvis används antagandet att gummi är fullständigt eller näst intill fullständigt inkompressibelt. [4] Hyperelastiska modeller delas ofta in i två olika kategorier. Den första kategorin är fenomenologiska modeller och dessa baseras på matematiska uttryck som tas fram för töjningsenergifunktionen, W , utifrån materialprovning i olika renodlade deformationsmoder följt av kurvanpassning. Den andra kategorin är fysikaliska modeller och dessa baseras på mikroskopisk respons hos polymerkedjor i kombination med statistiska modeller. Eftersom att det, i examensarbetet, studerade materialet har kategoriserats utifrån materialprovning behandlas endast fenomenologiska modeller i detta avsnitt.

3.1 Deformationstensorer och invarianter

För att kunna beskriva godtyckliga deformationer i solida konfigurationer definieras en tensor som kallas för deformationsgradienten, \mathbf{F} . Denna beskriver hur varje linjeelement i den deformerbara kroppen förändras från referenskonfigurationen till den deformerade konfigurationen. [16] I sin tur definieras Cauchy-Greens högra, \mathbf{C} , och vänstra, \mathbf{B} , deformationstensorer enligt (1).

$$\mathbf{C} = \mathbf{F}^T \mathbf{F} \qquad \mathbf{B} = \mathbf{F} \mathbf{F}^T \qquad (1)$$

Dessa innehar båda samma tre principiella invarianter, I_1 , I_2 och I_3 som definieras enligt (2) (observera att \mathbf{C} även går att byta ut till \mathbf{B}).

$$I_1 = \text{tr}(\mathbf{C}) \qquad I_2 = \frac{1}{2}[\text{tr}(\mathbf{C})^2 - \text{tr}(\mathbf{C}^2)] \qquad I_3 = \det(\mathbf{C}) \qquad (2)$$

Då gummimaterial antas vara näst intill eller fullständigt inkompressibla, och därmed inte förändrar sin volym nämnvärt, reduceras uttrycket för den tredje invarianten till $I_3 = 1$. Detta leder dock till att spänningstensor, $\boldsymbol{\sigma}$, beror både på spänningar samt på det hydrostatiska trycket, p , som går att lösa ut genom att introducera extra ekvationer i form av samband mellan spänningarna i de olika huvudriktningarna baserat på lastfall. Efter ett ytterligare antagande om isotropi i materialet beror töjningsenergifunktionen endast på invarianterna och slutligen definieras spänningstensor enligt (3), där \mathbf{I} representerar andra ordningens identitetstensor.

$$\boldsymbol{\sigma} = 2\left(\frac{\partial W}{\partial I_1} + I_1 \frac{\partial W}{\partial I_2}\right)\mathbf{B} - 2\frac{\partial W}{\partial I_2}\mathbf{B}^2 - p\mathbf{I} \qquad (3)$$

Cauchy-Greens vänstra deformationstensor, \mathbf{B} , beror i sin tur på töjningarna, $\boldsymbol{\varepsilon}$, och därför går det att betrakta (3) som en godtycklig konstitutiv relation för hyperelastiska material med isotropa och inkompressibla egenskaper. Det går även att uttrycka invarianterna, och i sin tur uttrycket för spänningstensorn, med hjälp av stretchvärden, λ_i , i huvudspänningsriktningarna. Stretchvärde definieras som kvadratroten av egenvärdena till \mathbf{B} och vid detta variabelbyte så innehåller den konstitutiva relationen stretchvärdet istället för Cauchy-Greens vänstra deformationstensor. [17]

Tack vare antagandet om inkompressibilitet, och därmed konstant volym vid deformation, går det enkelt att ta fram samband mellan stretchvärdena i de tre huvudspänningsriktningarna för olika lastfall. Cauchy-Greens deformationstensorer och dess invarianter går dessutom att uttrycka som funktionerna av stretchvärdena i huvudspänningsriktningarna. Dessa två omskrivningar leder till att analytiska uttryck för spänningen i dragriktningen, σ , som funktion av stretchvärdet i dragriktningen λ samt derivator av töjningsenergifunktionen, går att ta fram för olika lastfall. I (4) presenteras dessa konstitutiva relationer för lastfallen enaxligt drag, plan töjning samt biaxiell dragbelastning. [3]

$$\begin{aligned}
 \sigma &= 2(\lambda^2 - \lambda^{-1})\left(\frac{\partial W}{\partial I_1} + \lambda^{-1}\frac{\partial W}{\partial I_2}\right) && \text{Enaxligt drag} \\
 \sigma &= 2(\lambda^2 - \lambda^{-4})\left(\frac{\partial W}{\partial I_1} + \lambda^2\frac{\partial W}{\partial I_2}\right) && \text{Biaxiellt drag} \\
 \sigma &= 2(\lambda^2 - \lambda^{-2})\left(\frac{\partial W}{\partial I_1} + \frac{\partial W}{\partial I_2}\right) && \text{Plan töjning}
 \end{aligned} \tag{4}$$

Det som kvarstår är att välja ett lämpligt uttryck för töjningsenergifunktionen eftersom att dess derivator, med avseende på de två första invarianterna, behövs för att kunna erhålla ett explicit uttryck för den konstitutiva relationen.

3.2 Töjningsenergifunktionen

I litteraturen finns många materialmodeller att tillgå och flera jämförande studier har utförts där experimentell data passas till modellerna. En av de senare av dessa studier publicerades 2006 av Marckmann och Verron och denna har använts som underlag för teorin i detta avsnitt [17]. I detta avsnitt presenteras den generella teorin för Mooney-Rivlins modell och därefter tre förenklingar av denna, Neo-Hookean, Mooney samt Biderman.

Mooney-Rivlins generella modell definieras i (5), där C_{ij} är materialkonstanter ($C_{00} = 0$) och i och j är index som löper mellan noll och oändligheten [17].

$$W = \sum_{i=0, j=0}^{\infty} C_{ij}(I_1 - 3)^i(I_2 - 3)^j \quad (5)$$

I praktiken trunkeas serien till första, andra eller tredje ordningen och Neo-Hookean, Mooney samt Biderman är tre av de mest enkla förenklingarna av Mooney-Rivlins generella modell. Dessa tre modeller presenteras i (6) och har en, två, respektive fyra materialparametrar. [17]

$$\begin{aligned} W &= C_{10}(I_1 - 3) && \text{Neo-Hookean} \\ W &= C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) && \text{Mooney} \\ W &= C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 && \text{Biderman} \end{aligned} \quad (6)$$

3.3 Val av hyperelastisk modell

Valet av en passande hyperelastisk modell beror på tillämpningen. Vissa modeller har god överensstämmelse med mätdata inom vissa områden av töjningsamplituder eller vid vissa lastfall men visar sig vara betydligt sämre vid andra tillfällen. [17] Därför är det viktigt att ha god kännedom om vilka töjningsamplituder som förväntas uppnås i den valda tillämpningen och att utföra materialprovningen inom det förväntade området. Eftersom att kurvanpassning går ut på att hitta ett lämpligt polynom av en viss grad, som passar mätdata, uppstår möjligtvis problem om den analytiska modellen ska användas vid töjningsamplituder utanför de som testats vid provning. Polynom av hög grad ger en mycket bra anpassning inom provningsdatats töjningsamplitudintervall men sticker möjligtvis iväg och ger ett icke-fysikaliskt resultat för andra töjningsamplituder. Ett polynom av lägre grad tenderar att resultera i en sämre kurvanpassning men är däremot ofta stabilare för töjningsamplituder utanför det testade intervallet. Detta är följaktligen en viktig aspekt att ta hänsyn till vid kurvanpassningarna.

En komponent med komplex geometri, som utsätts för en viss belastning, kommer antagligen inte motsvara något av de vanligaste enkla lastfallen utan snarare en blandning av dessa. Ju fler lastfall som studeras vid provning,

och därefter används i kurvanpassningen, desto bättre blir därför i regel materialmodellen. Valet av hyperelastisk materialmodell presenteras senare i avsnittet Passning av materialmodell till provdata.

3.4 Passning av hyperelastisk modell till gummits verkliga materialegenskaper

En hyperelastisk konstitutiv relation ger ett explicit samband mellan spänningar och töjningar men eftersom att gummimaterial med fyllmedel uppvisar hysteres samt ett materialbeteende, som beror på bland annat töjningsamplitud, kommer ingen hyperelastisk materialmodell kunna fånga dessa egenskaper fullt ut. Istället blir det oerhört viktigt att ha god kännedom om tillämpningen och att utforma materialprovningen utifrån denna. Ett enkelt exempel på detta är om en hyperelastisk materialmodell ska passas till mätdata från cyklisk pålastning och avlastning av gummi. Hysteresen ger upphov till skillnader mellan pålastnings- och avlastningskurvorna och i detta fall måste en av kurvorna eller deras mittlinje väljas, då en hyperelastisk kurva ska passas till mätdata. För den studerade komponenten är det definitivt pålastningen som är av intresse eftersom att kollapsen, som uppstår vid höga undertryck, ska kunna predikteras. Fyllmedlet i gummit leder till ytterligare svårigheter, då det kommer till att passa in materialmodellen till mätdata, eftersom att Mullinseffekten och Payne-effekten ger upphov till materialegenskaper som beror av töjningsamplitud, töjningshastighet, lasthistorik och temperatur.

4 Linjärelastisk materialmodell

Det konstitutiva sambandet mellan spänningar och töjningar för en linjärelastisk materialmodell presenteras i (7) och (8), där E och ν är Young's elasticitetsmodul respektive Poissons tal. Index i och j i ε_{ij} och σ_{ij} representerar riktningarna i ett tredimensionellt koordinatsystem. [1]

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{12} \\ 2\varepsilon_{13} \\ 2\varepsilon_{23} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{12} \\ 2\varepsilon_{13} \\ 2\varepsilon_{23} \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{bmatrix} \quad (8)$$

För lastfallen enaxligt drag och plan töjning går det att förenkla det konstitutiva sambandet eftersom att vissa spänningar och töjningar är lika med noll för respektive lastfall. Dessa förenklingar presenteras i (9), där $i = j = 1$ representerar dragriktningen.

$$\begin{aligned} \sigma_{22} = \sigma_{33} = \sigma_{12} = \sigma_{13} = \sigma_{23} = 0 & \quad \text{Enaxligt drag} \\ \sigma_{33} = \sigma_{12} = \sigma_{13} = \sigma_{23} = 0, \varepsilon_{22} = \varepsilon_{12} = \varepsilon_{13} = \varepsilon_{23} = 0 & \quad \text{Plan töjning} \end{aligned} \quad (9)$$

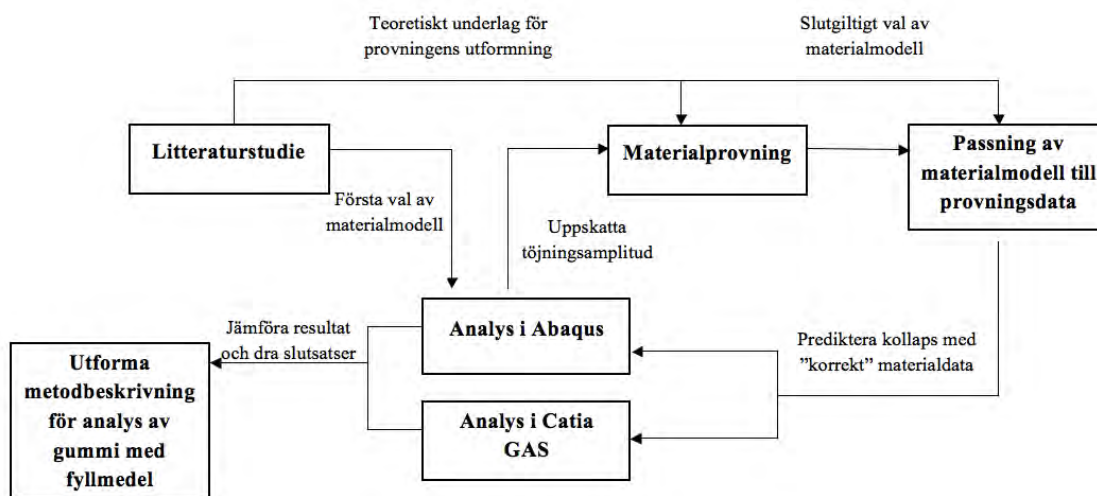
Genom att skriva ut det konstitutiva sambandet i (7) och (8) på ekvationsform och därefter stryka vissa rader med hjälp av förenklingarna i (9), för det aktuella lastfallet, löses samband mellan stretchvärden och spänningar i dragriktningen enkelt ut (efter en enkel omskrivning mellan ingenjörstöjningar och stretchvärden). Resultatet av detta presenteras i (10), där \ln representerar den naturliga logaritmen.

$$\begin{aligned} \sigma_{11} = E \cdot \ln(\lambda_{11}) & \quad \text{Enaxligt drag} \\ \sigma_{11} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \ln(\lambda_{11}) & \quad \text{Plan töjning} \end{aligned} \quad (10)$$

Styvheten för ett material, som dragbelastas vid plan töjning, kommer enligt en linjärelastisk modell att vara högre än vid enaxligt drag för alla stretchvärden. Detta eftersom Poissons tal vanligtvis antar värden mellan 0-0.5 [18].

5 Metodik

I detta avsnitt presenteras och motiveras metodiken och tillvägagångssättet som tillämpats i detta examensarbete. Extra stor vikt har lagts vid att förtydliga detta eftersom iterativa processer förekommit i metoden samt eftersom utformningen av vissa delmoment varit beroende av resultatet från tidigare delmoment. I Figur 1 presenteras metodiken med kortfattade motiveringar och därefter förklaras de olika delmomenten mer ingående.



Figur 1: Schematisk skiss som visar metodiken som tillämpats under examensarbetet.

- **Litteraturstudie:** Materialegenskaper hos gummimaterial med fyllmedel har studerats med fokus på icke-elastiska effekter som Mullins effekt och Payne-effekten. Dessa icke-elastiska effekter ger bland annat upphov till töjningsamplitudberoende och temperaturberoende och teorin bakom detta har legat till grund för hur materialprovningen utformats. Även materialets temperaturberoende har studerats. Dessutom har en kortare studie gjorts där olika hyperelastiska materialmodeller analyserats och jämförts för att senare kunna välja ut en som passar tillämpningen.
- **Analys i Abaqus:** I Abaqus har både linjära och icke-linjära simuleringar utförts. Linjära och icke-linjära materialmodeller samt linjära och icke-linjära lösningsmetoder har jämförts. Simuleringarna har ut-

förts i två iterationssteg. Först har analysen gjorts med uppskattade materialparametrar för att kunna bedöma inom vilket område töjningssamplituden ligger för tillämpningen. Detta har sedan legat till grund för utformningen av materialprovningen. Efter materialprovningen har analysen utförts igen för att kunna erhålla ett pålitligt resultat att ha som referens till filmer, som visar provning av komponenten. Analysen har utförts med programvaran Abaqus så att den icke-linjära respon- sen både i materialet och geometrin kunnat modelleras. Preprocessorn Hypermesh användes vid framtagandet av elementnätet.

- **Materialprovning:** Materialet har karaktäriserats genom provning i olika renodlade deformationsmoder och vid olika temperaturer. Provnin- gen har utförts vid KTH och utrustningen som användes bestod av en hydraulisk rigg med temperaturkammare runt provstavarna.
- **Passning av materialmodell till provningsdata:** Resultatet från provningen har analyseras i Matlab, m.h.a. minsta-kvadratanpassningar för att kunna karaktärisera materialet. Mätdata från provningen har legat till grund för att kunna göra en kurvanpassning så att en hypere- lastisk modell med representativa materialparametrar kunnat erhållas. Olika materialmodeller har testats och den hyperelastiska model som givit den bästa kurvanpassningen och samtidigt leder till fysikaliska re- sultat har valts ut. Dessutom har linjära kurvanpassningar gjorts till provningsdata för att senare kunna använda en linjärelastisk modell vid de linjära simuleringarna.
- **Analys i Catia GAS:** Möjligheten att återskapa komponentprov med linjära beräkningsmodeller i Catia GAS har undersökts. Analysen har utförts med hjälp av insticksmodulen GAS till programvaran Catia V5. Denna analys har fungerat som en referens till de linjära simuleringarna i Abaqus.
- **Utformning av metodbeskrivning för analys av gummi med fyllmedel:** En metodbeskrivning har författats för analys av kompo- nenter av gummi med fyllmedel. I denna presenteras vilka material- data som behövs, vilka prover som behöver genomföras samt i vilken utsträckning och under vilka faser av utvecklingsarbetet som linjära beräkningsmodeller går att använda.

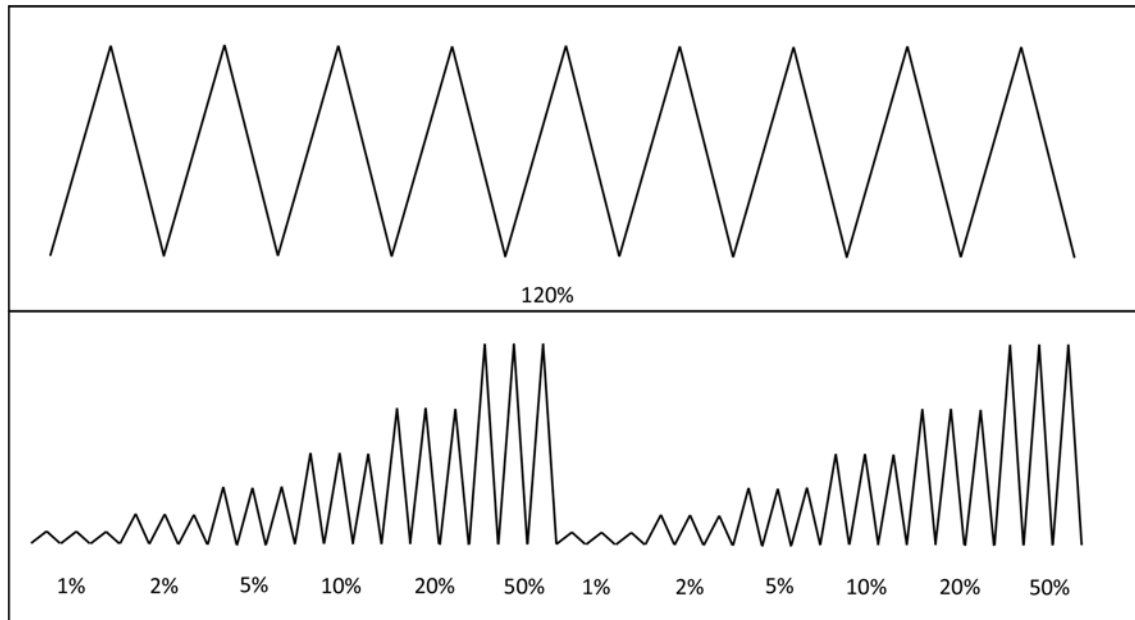
6 Materialprovning

I detta avsnitt beskrivs materialprovningens utformning kortfattat och dessutom presenteras ett urval av det resultat som erhållits. För ytterligare information och detaljer kring provningens utformning och dess resultat hänvisas läsaren till Bilaga 2.

6.1 Provningens utformning

Provningen har gjorts vid två olika lastfall, enaxligt drag samt plan töjning. Lastfallet biaxiell töjning kräver speciell utrustning som sällan finns tillgänglig i industrin [19] och därför har detta inte studerats vid provningen. Provningen har även genomförts vid två olika temperaturer, rumtemperatur samt en varmare temperatur, 90 °C. Gummikomponenten som studeras i detta examensarbete förväntas kunna uppnå så pass höga temperaturer på grund av dess placering i motorrummet. Vissa av provbitarna har dessutom belastats vid olika töjningshastigheter.

Två olika mätserier har genomförts vid provningen. I Figur 2 beskrivs dessa två mätserier schematiskt.



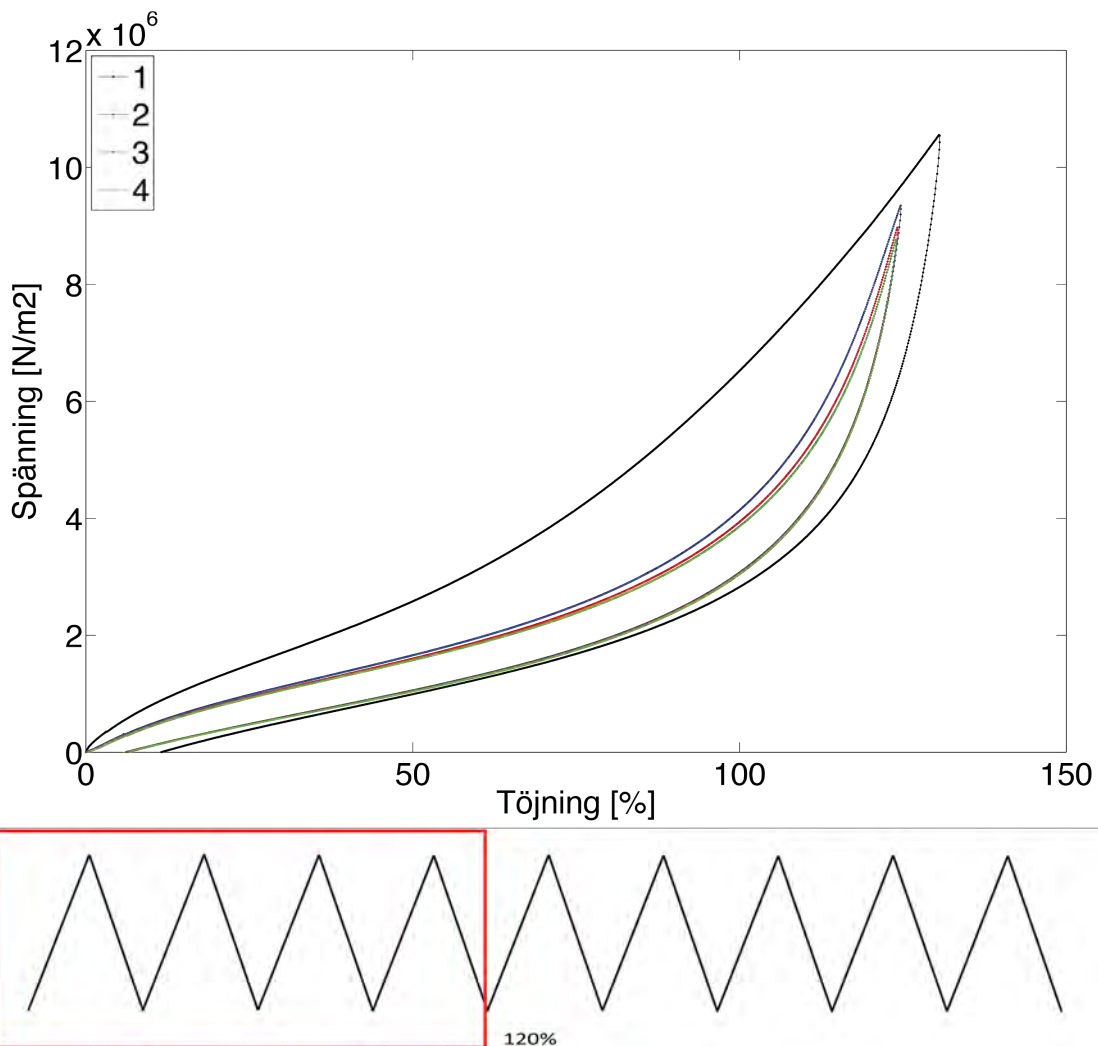
Figur 2: Schematisk skiss som visar de två mätserier som genomfördes under materialprovningen.

Den övre delen av figuren beskriver den första mätserien, där provstavarna pålastades och avlastades upprepade gånger upp till en konstant töjningsamplitud på 120 %. Den nedre delen av figuren beskriver den andra mätserien, där provstavarna belastades cykliskt med ökande töjningsamplitud. Tre cykler kördes vid varje töjningsamplitud på 1, 2, 5, 10, 20 samt 50 % töjningsamplitud och detta förlopp genomfördes i två omgångar efter varandra.

Resultatet som presenteras i detta avsnitt har främst ett pedagogiskt syfte med avsikt att studera Mullinseffekten och Payne-effektens beteende. Båda mätserierna har inte genomförts för samtliga lastfall, temperaturer och töjningshastigheter. Eftersom att flest prover gjordes i rumstemperatur vid lastfallet enaxligt drag så är resultatet, som presenteras här, huvudsakligen från dessa prover. Viss jämförelse görs vid olika temperaturer och töjningshastigheter. Lastfall är viktigt att ta hänsyn till då materialmodeller senare ska anpassas till provningsdatat, men är däremot inte lika nödvändigt att ta hänsyn till då Mullinseffekten och Payne-effekten studeras. Till varje figur, som presenteras i detta avsnitt, markeras även vilken mätserie och vilken del av denna som visas i figuren med hjälp av de schematiska skisserna i Figur 2. Detta markeras med röda och gula rektanglar och dessa färger har inget samband med grafernas färger. Observera att nya provstavar använts till de olika lastfallen, temperaturerna och töjningshastigheterna. Detta eftersom att det förekommer irreversibla effekter i materialet vid belastning.

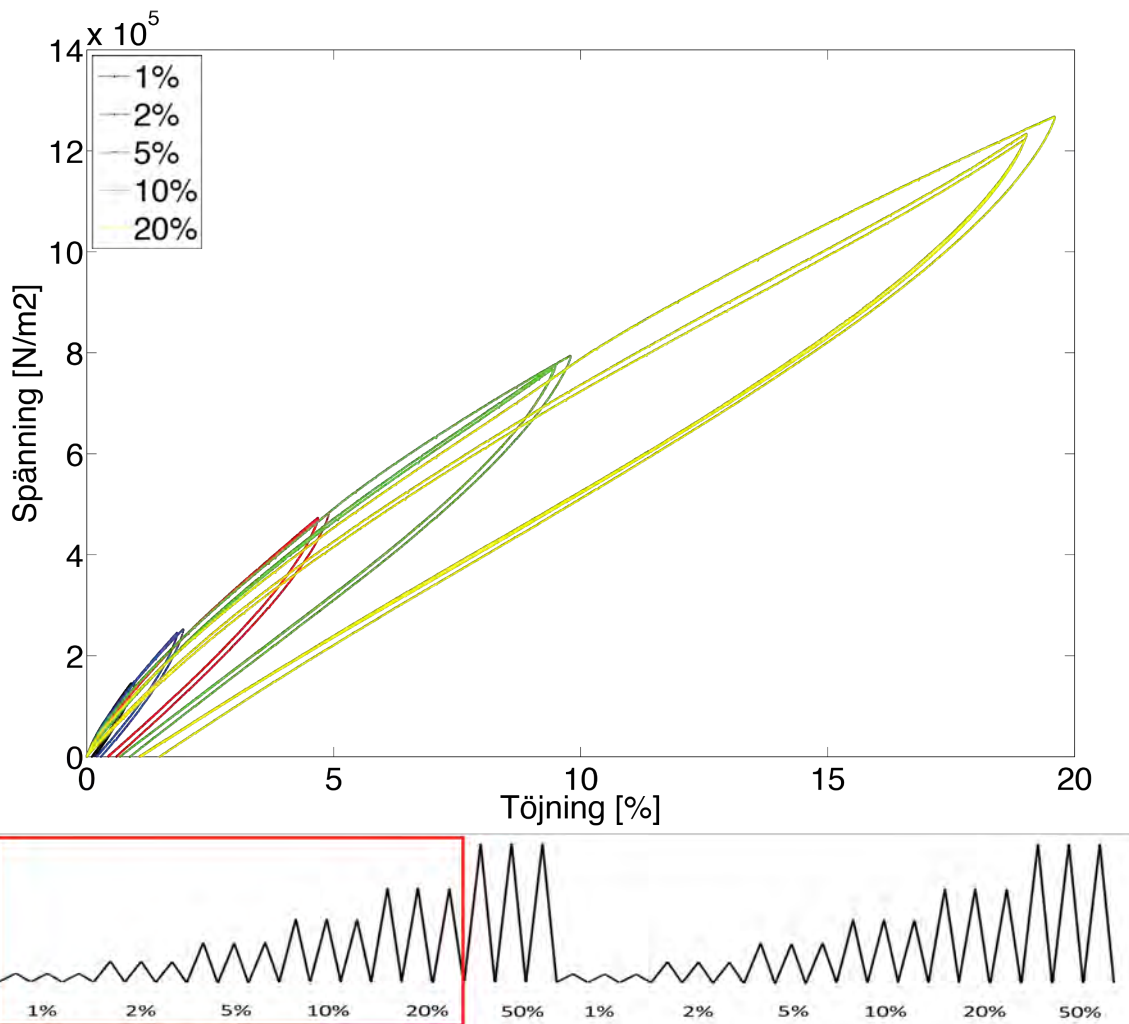
6.2 Urval av resultat från provningen

I Figur 3 visas resultat från enaxligt drag i rumstemperatur från första mätserien. Provstaven har pålastats och avlastats cykliskt upprepade gånger upp till en konstant töjningsamplitud på 120 % och i figuren visas de fyra första cyklerna. Deformationshastigheten som användes var 1 mm/s. Mullinseffektens mjuknande effekt vid upprepade belastningar syns tydligt i Figur 3. Det som bör observeras är dock att detta mjukningsförlopp i princip har jämnat ut sig redan vid tredje belastningscykeln.



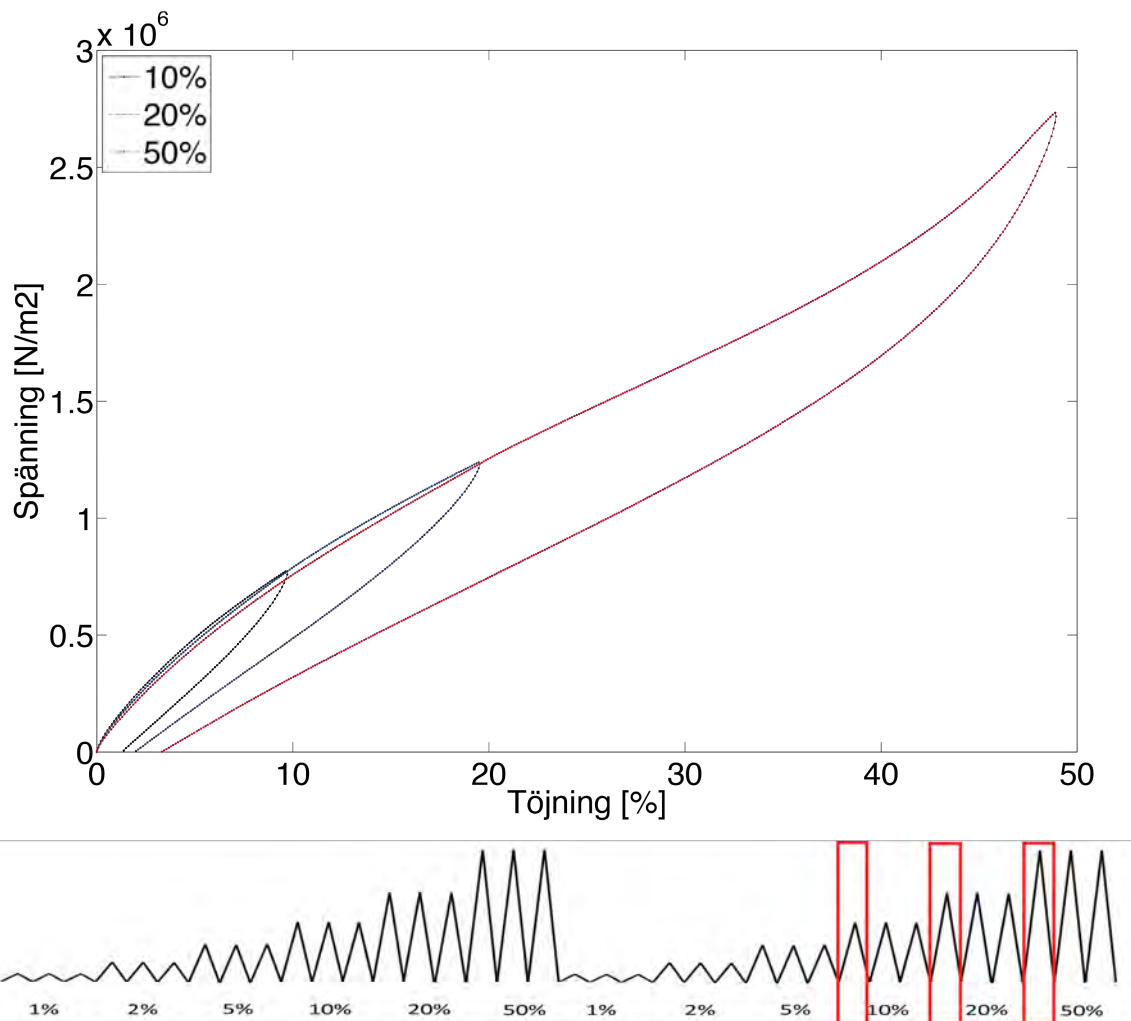
Figur 3: Upprepade belastningar upp till konstant töjningsamplitud.

I Figur 4 visas resultat från enaxligt drag i rumstemperatur från första omgången av andra mätserien. Probstaven har pålastats och avlastats tre cykler för varje töjningsamplitud. Deformationshastigheten som användes var 0.1 mm/s. I Figur 4 syns både Mullinseffektens mjuknande och Payne-effektens töjningsamplitudberoende. För varje töjningsamplitud mjuknar materialet successivt under de tre cyklerna till ett jämviktsläge. Då provstaven belastas upp till nästa töjningsamplitud påbörjas ett nytt mjuknande förlopp för den nya töjningsamplituden. Payne-effektens töjningsamplitudberoende visar sig genom att de utjämnade kurvorna (tredje cyklerna) får en lägre styvhet vid ökande töjningsamplitud.



Figur 4: Upprepade belastningar med ökande töjningsamplitud.

I Figur 5 visas resultat från enaxligt drag i rumstemperatur från andra omgången av andra mätserien. Den första belastningscykeln i andra omgången för varje töjningsamplitud visas och observera att materialet tidigare belastats upp till en maximal töjningsamplitud av 50 % i föregående omgång. Deformationshastigheten som användes var 0.1 mm/s.

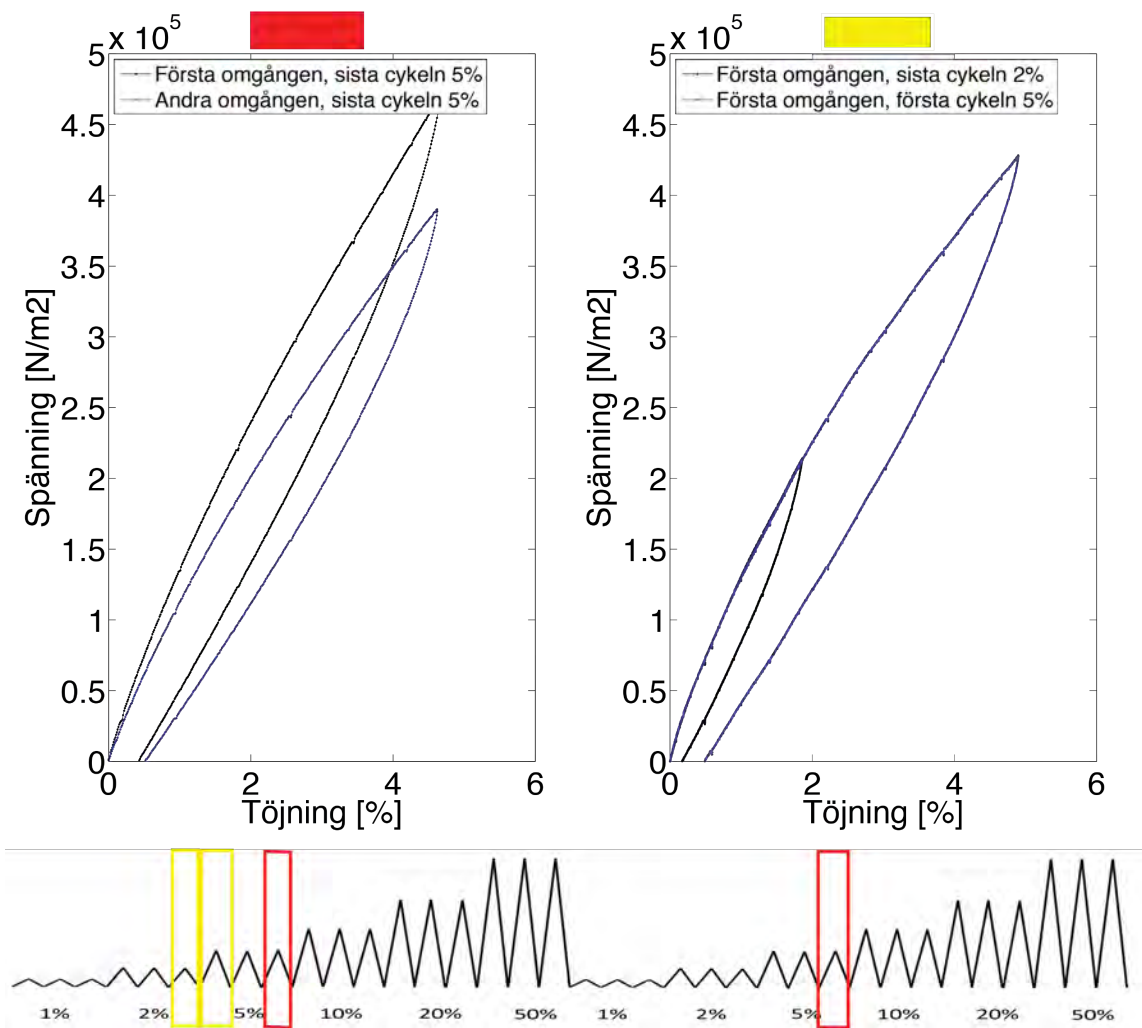


Figur 5: *Payne-effektens töjningsamplitudberoende.*

I Figur 5 syns Payne-effektens amplitudberoende ännu tydligare än i Figur 4 och nu har Mullinseffektens inverkan dessutom eliminerats tack vare tidigare belastningar under första omgången upp till maximala förväntade töjningsamplituden på 50 %. Ökande töjningsamplitud ger därmed upphov till en lägre styvhet i materialet.

I Figur 6 visas resultat från enaxligt drag i rumstemperatur från andra mätserien. I den vänstra delen av figuren (röd rektangulär markering) jämförs materialets respons vid 5 % töjningsamplitud vid första och andra omgången. Båda kurvorna är hämtade från den tredje belastningscykeln för att visa

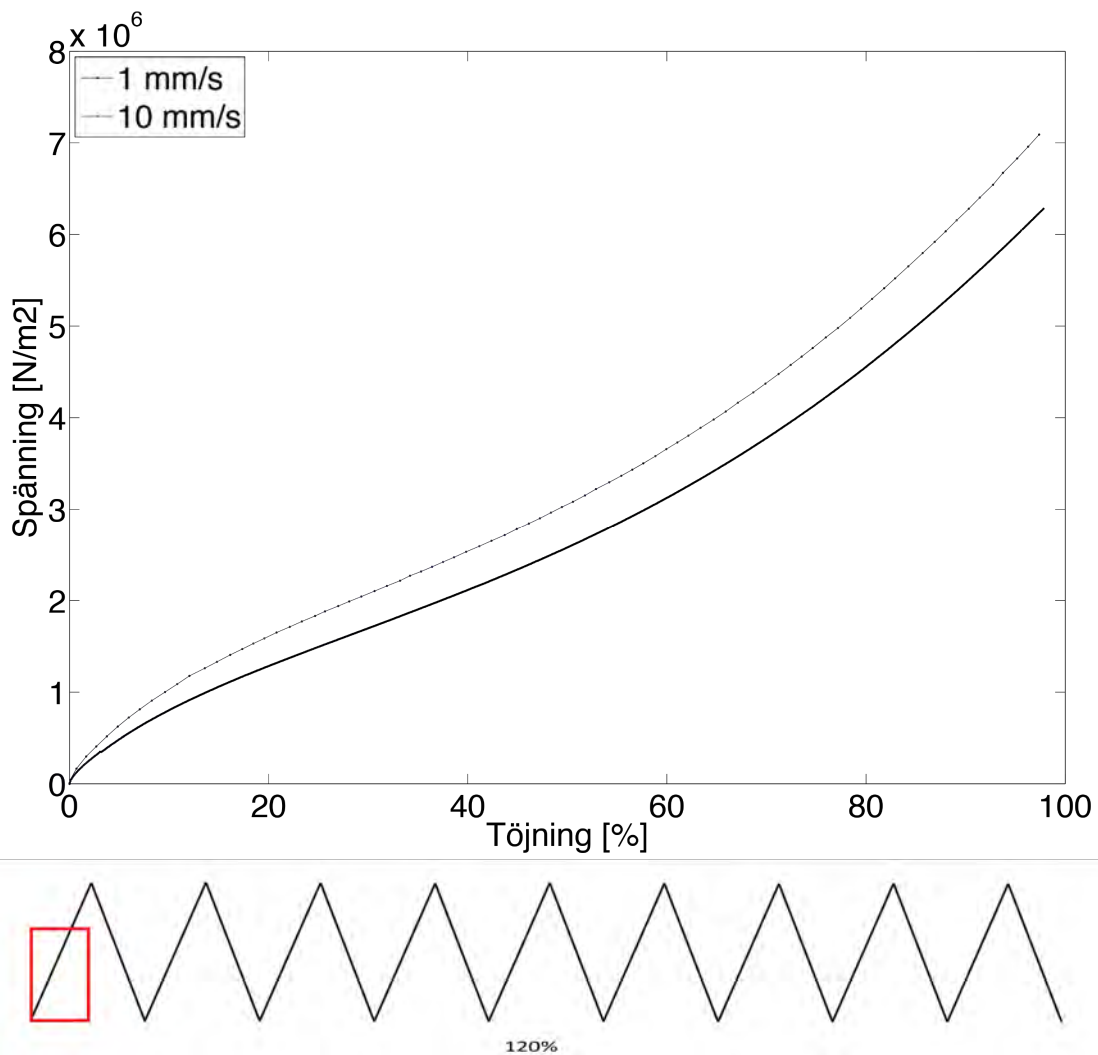
responsen efter att Mullinseffektens mjuknande nått ett jämviktstillstånd. I den högra delen av figuren (gul rektangulär markering) är båda kurvorna hämtade från den första omgången. Responsen från den utjämnade kurvan (tredje belastningscykeln) vid 2 % töjningsamplitud jämförs med den första belastningscykeln vid 5 % töjningsamplitud. Deformationshastigheten som användes var 1 mm/s för den vänstra figuren och 0.1 mm/s för den högra figuren (observera att skillnaden i töjningshastighet inte spelar någon roll eftersom att jämförelse endast görs inbördes för varje del av figuren).



Figur 6: Mullinseffektens lasthistorikberoende.

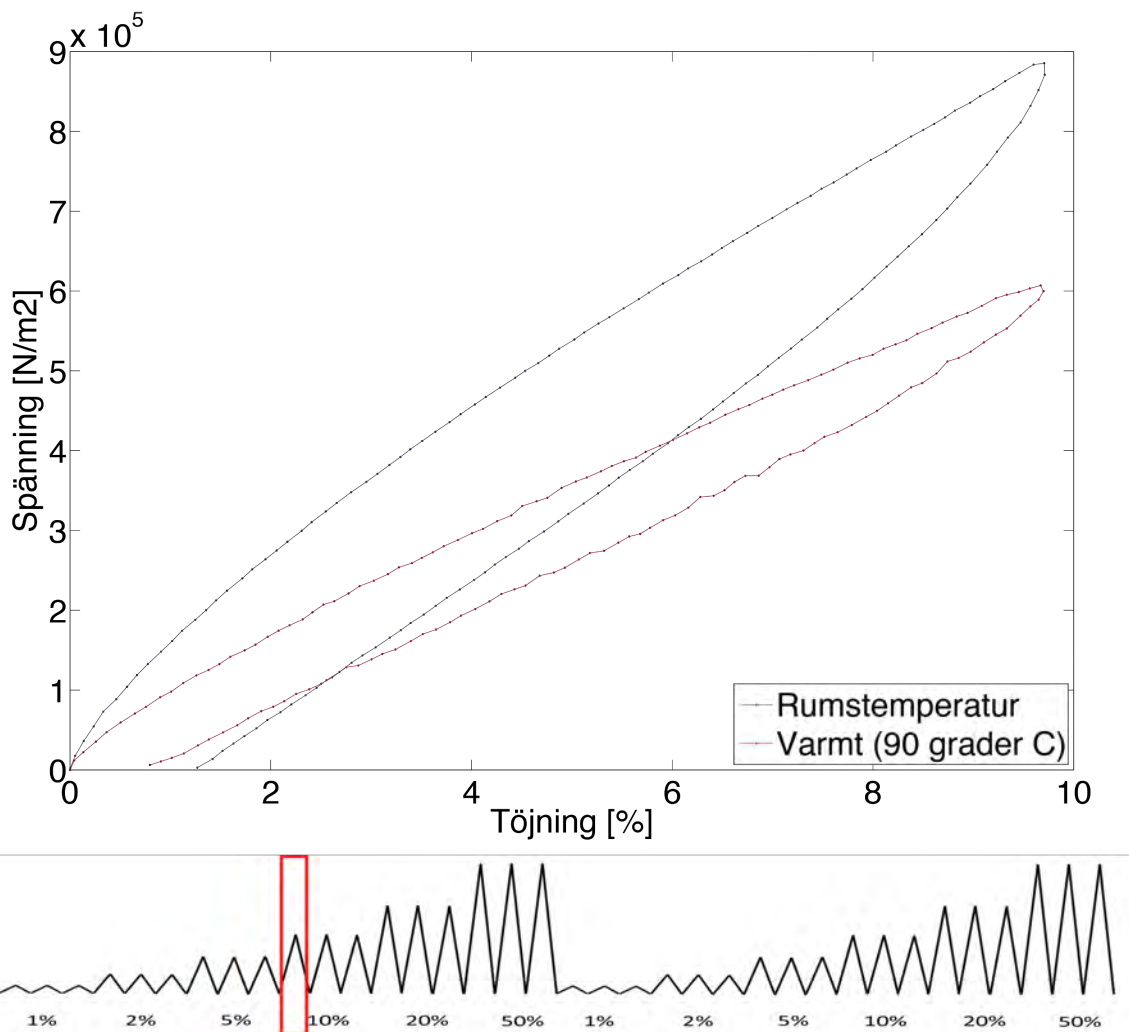
Den vänstra delen av Figur 6 visar tydligt Mullinseffektens lasthistorikberoende. Belastningscykeln vid första omgången (svart) har tidigare belastats upp till en maximal töjningsamplitud av 2 % medan belastningscykeln vid andra omgången (blå) tidigare belastats upp till en maximal töjningsamplitud av 50 % från föregående omgång. Det mjuknande beteendet, som visades tidigare i Figur 4, har därför redan ägt rum upp till en större töjningsamplitud än vad som belastas med för tillfället. Detta förklarar varför styvheten i materialet är lägre under den andra omgången för en viss töjningsamplitud (observera dock att detta inte gäller för den tidigare maximala töjningsamplituden på 50 %). Den högra delen av Figur 6 visar hur lasthistorikberoendet eller "minnet" i materialet successivt förändras då nya maximala töjningsamplituder introduceras i materialet. Kurvan vid 2 % (svart) har jämnat ut sig och materialet har inte tidigare utsatts för högre töjningsamplituder. Den direkt påföljande första cykeln vid 5 % töjningsamplitud (blå) kommer därför att följa sin föregångare precis upp till 2 %, vilket syns mycket tydligt i figuren. Det är först på vägen mellan 2 % och 5 % och vid resterande två cykler som Mullinseffektens mjuknande börjar verka på nytt för den nya maximala töjningsamplituden.

I Figur 7 visas resultat från enaxligt drag i rumstemperatur från första mätserien. Observera att de två kurvorna är hämtade från två olika provstavar som belastats med två olika töjningshastigheter. Endast pålastningen från den första cykeln upp till 100 % töjningsamplitud visas för båda provstavarna. I Figur 7 syns att ökande töjningshastighet leder till en högre styvhet i materialet. Vid 10 % töjning är skillnaden i styvhet 27 % mellan de två töjningshastigheterna.



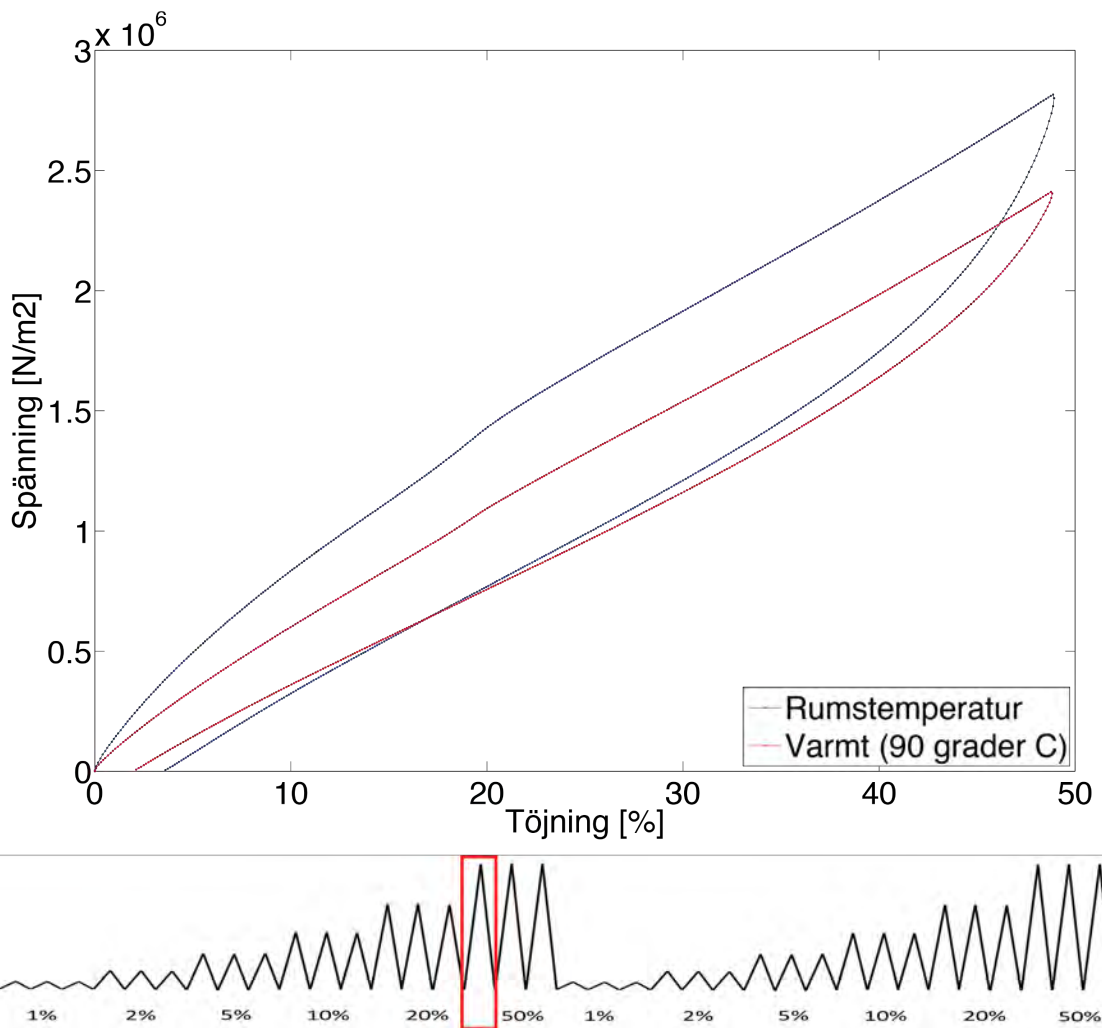
Figur 7: Responsens töjningshastighetsberoende.

I Figur 8 visas resultat från enaxligt drag i både rumstemperatur och i den varmare temperaturen från första omgången i andra mätserien. Deformationshastigheten som användes var 1 mm/s, töjningsamplituden var 10 % och den första cykeln för varje provstav visas. I Figur 8 syns tydligt att ökande temperatur ger upphov till ett mjuknande i materialet. Vid 10 % töjning är skillnaden i styvhet 52 % mellan de två temperaturerna då pålastningskurvorna jämförs.



Figur 8: Responsens temperaturberoende vid 10 % töjningsamplitud.

I Figur 9 visas resultat från enaxligt drag i både rumstemperatur och i den varmare temperaturen från första omgången i andra mätserien. Deformationshastigheten som användes var 1 mm/s, töjningsamplituden var 50 % och den första cykeln för varje provstav visas. I Figur 9 syns tydligt att ökande temperatur ger upphov till ett mjuknande i materialet. Vid 50 % töjning är skillnaden i styvhet 17 % mellan de två temperaturerna då pålastningskurvorna jämförs.



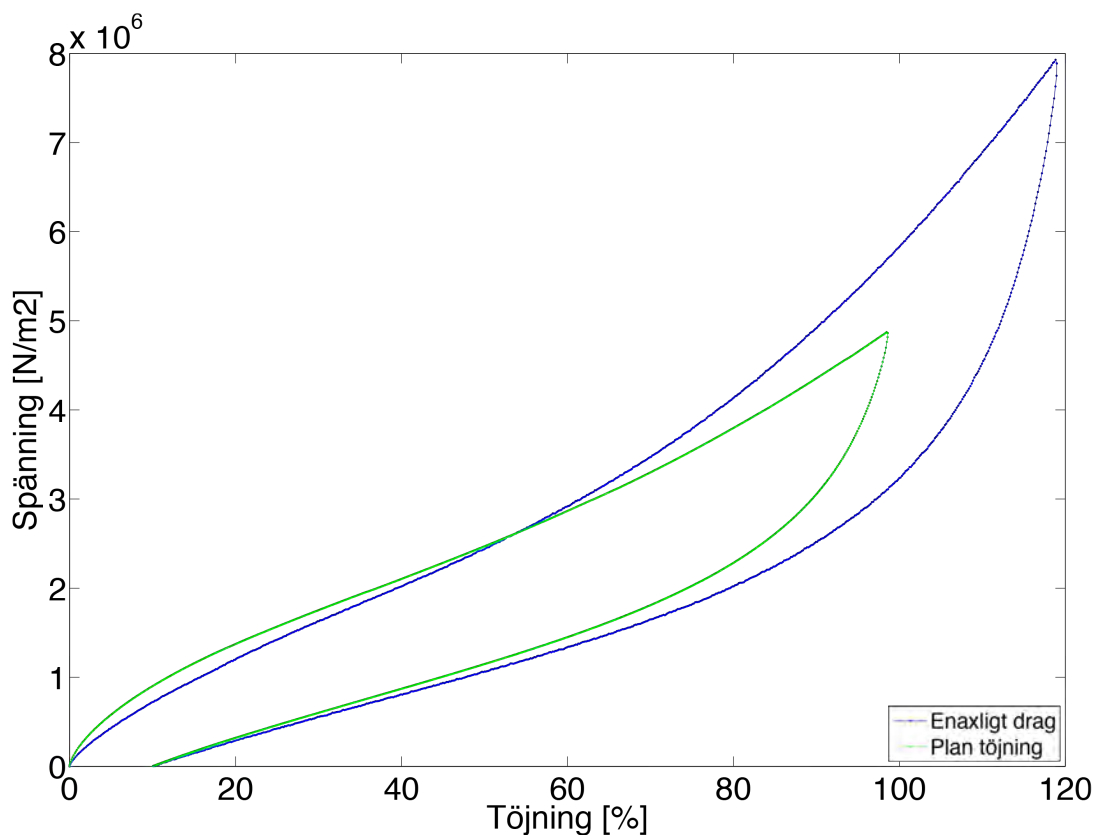
Figur 9: Responsens temperaturberoende vid 50 % töjningsamplitud.

6.3 Problem som uppstått vid provningen

Redan under materialprovningen uppstod problem då lastfallet plan töjning testades i den varma temperaturen. Vid knappt 50 % töjning uppstod brott i materialet, vilket var mycket förvånande med tanke på att leverantören garanterar hållfasthet vid betydligt högre töjningsamplituder för den aktuella temperaturen. Dessutom har materialet uppvisat ett riktningsberoende. Flera referenstester genomfördes i efterhand med spritt resultat och då resultatet vid rumstemperatur och lastfallet plan töjning studerades upptäcktes att detta också visade på orimligheter.

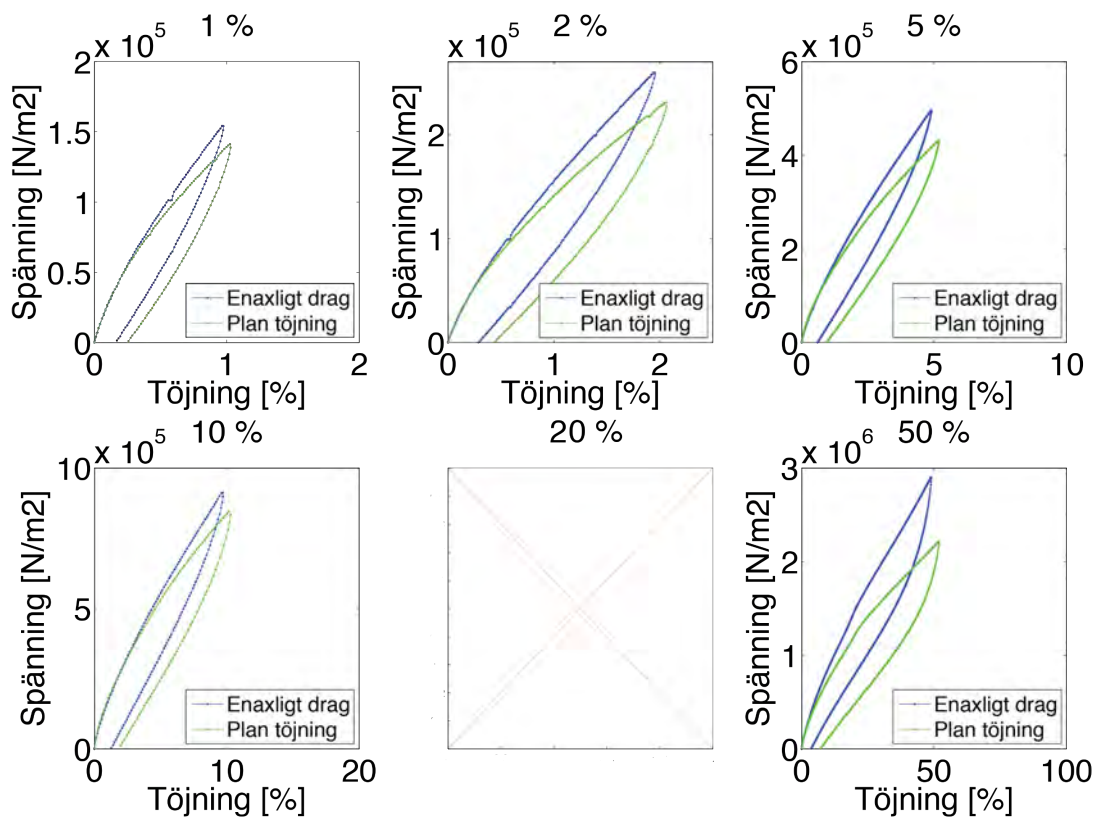
Lastfallet plan töjning förväntas enligt teorin att resultera i högre spänningar för en viss töjning jämfört med enaxligt drag men delar av resultatet, som erhållits vid rumstemperatur, visar på motsatsen. Dessa orimligheter och ojämnheter väckte misstanken att provbitarna inte håller en jämn kvalitet och att sprickor uppstår i materialet, vilket därmed skulle förklara den låga styvheten vid plan töjning. Vid närmre kontroll av provstavarna för plan töjning visade det sig att det fanns små sprickor i materialet och att det dessutom med handkraft gick att fläka upp materialet i två separata delar. Vulkaniseringsprocessen har troligtvis inte genomförts ordentligt för alla provstavar. Provbitarna som lastats i enaxligt drag ser inte ut att ha fått sprickor i sig och resultatet från dessa bedöms vara pålitligt. Anledningen till varför det enbart är provstavarna, som lastats i plan töjning, som visat ojämn kvalitet är högst oklar. Den enda skillnaden mellan provstavarna är att de vid enaxligt drag skurits ut som hundben medan de för plan töjning skurits ut som rektangulära bitar. Detta skulle möjligtvis vara anledningen, dock utan någon logisk förklaring till varför. I skrivande stund hålls en diskussion med leverantören angående detta men hittills har inga framsteg gjorts i att få en förklaring till varför provbitarna håller ojämn kvalitet.

Resultatet från de olika mätserierna har studerats noggrannare och lyckligtvis har delar av provningen givit ett rimligt resultat. För att kunna bedömma om resultatet är rimligt eller inte har de två lastfallen plottats i samma graf för de två olika mätserierna. I Figur 10 och 11 visas en jämförelse mellan enaxligt drag och plan töjning i rumstemperatur och vid deformationshastigheten 1 mm/s för första respektive andra mätserien. För första mätserien visas den första lastcykeln och för andra mätserien visas den första lastcykeln för varje töjningsamplitud.



Figur 10: Jämförelse enaxligt drag och plan töjning för första mätserien.

I Figur 10 syns att kurvan för plan töjning börjar med att ligga över den för enaxligt drag men att den sedan dyker ner under denna vid cirka 50 % töjning. Redan vid drygt 20 % töjning minskar skillnaden mellan kurvorna och därmed är det rimligt att tro att sprickorna i provet, som lastats med plan töjning, börjat uppstå redan här. Lyckligtvis har det visat sig att storleksordningen på de maximala töjningsamplituderna, som uppstår vid kollaps av gummibälgen, ligger kring 10 %. Vid denna töjningsamplitud visar Figur 10 ett rimligt resultat och därför har detta kunnat användas med en lyckad kurvanpassning som följd.



Figur 11: Jämförelse enaxligt drag och plan töjning för andra mätserien.

I Figur 11 syns att kurvorna för plan töjning ligger under de för enaxligt drag vid samtliga töjningsamplituder. Observera att töjningsamplituden 20 % inte tagits med och detta beror på att provningen av misstag genomfördes vid en annan töjningshastighet. Kurvorna för plan töjning ligger inte ens rätt för töjningsamplituderna 1-10 % trots att Figur 10 visade på motsatsen för dessa töjningsamplituder. Resultatet från provningen visar sig åter igen vara högst ojämnt. Resultatet från den andra mätningen har använts vid relativa jämförelser med avseende på lasthistorikens inverkan på responsen i gummihälgen. Däremot har absoluta jämförelser med filmen från provningen inte kunnat göras för den andra mätserien.

7 Passning av materialmodell till provdata

I detta avsnitt presenteras ett kortfattat resultat från passningen av materialmodell som gjorts till mätdatat från materialprovningen. Tre olika hyperelastiska modeller har testats och utvärderats och därefter har den bäst lämpade valts ut. Dessutom har en linjärelastisk materialmodell passats till provningsdatat. Kurvanpassningarna har genomförts i Matlab och detaljer kring hur dessa genomförts presenteras i Bilaga 3.1.

Kurvanpassningarna har gjorts främst till pålastningskurvorna eftersom att den studerade komponenten utsätts för undertryck och dess kollaps ska kunna predikteras. Materialmodellerna har dessutom anpassats till mätdata från de två olika temperaturerna samt från olika mätserier med varierande lasthistorik. Dessutom har första respektive sista pålastningscyklerna använts samt olika töjningshastigheter och töjningsamplituder. Detta för att senare kunna jämföra hur mycket dessa faktorer påverkar resultatet vid simuleringarna i Abaqus och Catia GAS.

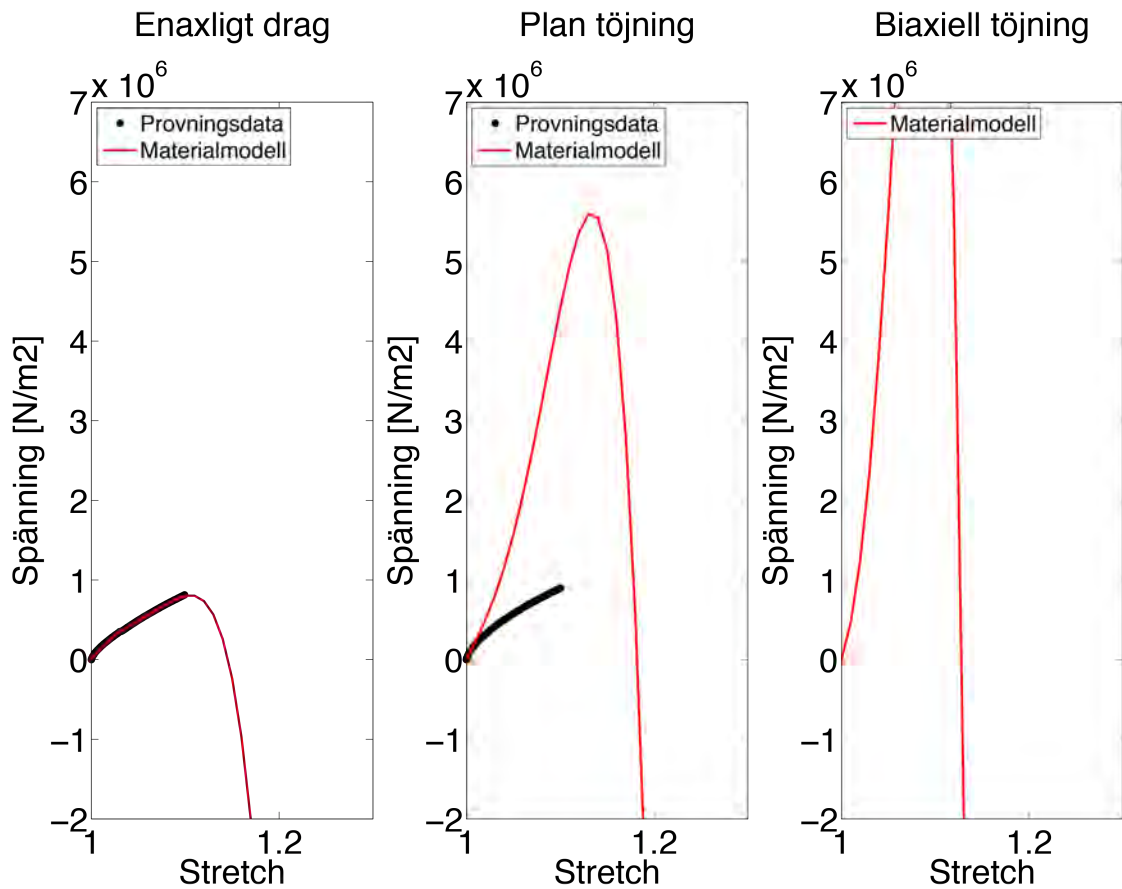
I detta avsnitt läggs dock fokus på att jämföra de tre olika hyperelastiska materialmodellerna och att presentera vilka av dem som beslutats att gå vidare med. Graferna som presenteras i detta avsnitt är därför ett urval av resultatet och är hämtade från första pålastningscykeln, i rumstemperatur och med deformationshastigheten 1 mm/s. Syftet med detta avsnitt är därmed enbart att jämföra materialmodellernas styrkor och svagheter. Resultatet vid variation av töjningshastighet, töjningsamplitud, temperatur och lasthistorik presenteras senare i avsnittet Simuleringar i Abaqus. I Bilaga 4.2 finns även Tabell 7 med materialparametrar för samtliga studerade fall.

7.1 Hyperelastisk materialmodell

I detta avsnitt presenteras kurvanpassningen till de hyperelastiska materialmodellerna och de tre som använts är Biderman, Mooney samt Neo-Hookean. Som nämntes tidigare uppstod problem vid materialprovningen och därför har endast pålitligt provningsdata från den första mätserien använts då materialmodellerna studerats och jämförts. Vid senare jämförelser i Abaqus har delar av provningsdatat från den andra mätserien använts för relativa jämförelser av körningarna sinsemellan men absolut jämförelse har inte gjorts med provning av komponenten.

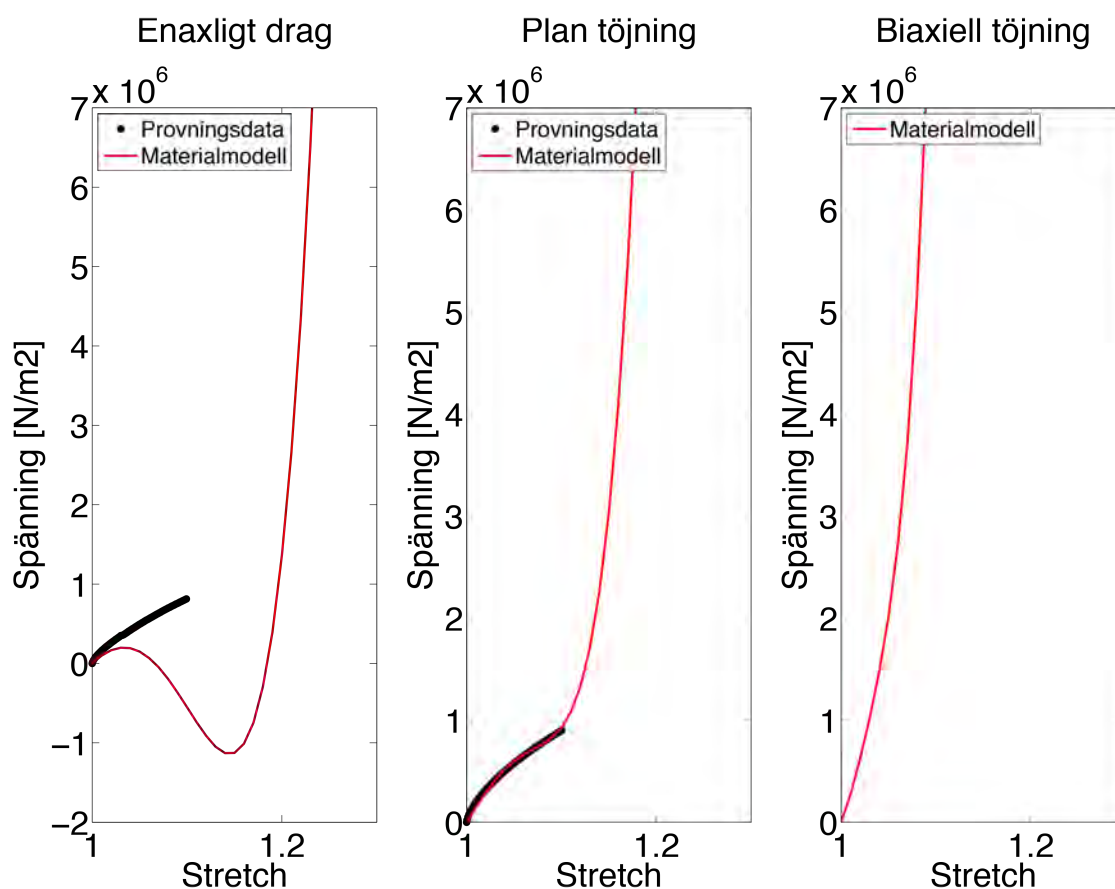
7.1.1 Biderman

I Figur 12, 13 och 14 visas kurvanpassningar till Bidermans modell vid 10 % töjning. Kurvanpassningarna har gjorts till enaxligt drag, plan töjning respektive enaxligt drag och plan töjning för Figur 12, 13 respektive 14. Varje figur visar hur bra materialparametrarna C_{ij} passar till lastfallen enaxligt drag och plan töjning. Dessutom visas den analytiska kurvan för biaxiell töjning (observera att inget mätdata finns att jämföra med här).



Figur 12: Kurvanpassning till Biderman vid 10 % töjning. Anpassning till enaxligt drag. Icke-fysikaliskt beteende för alla lastfall

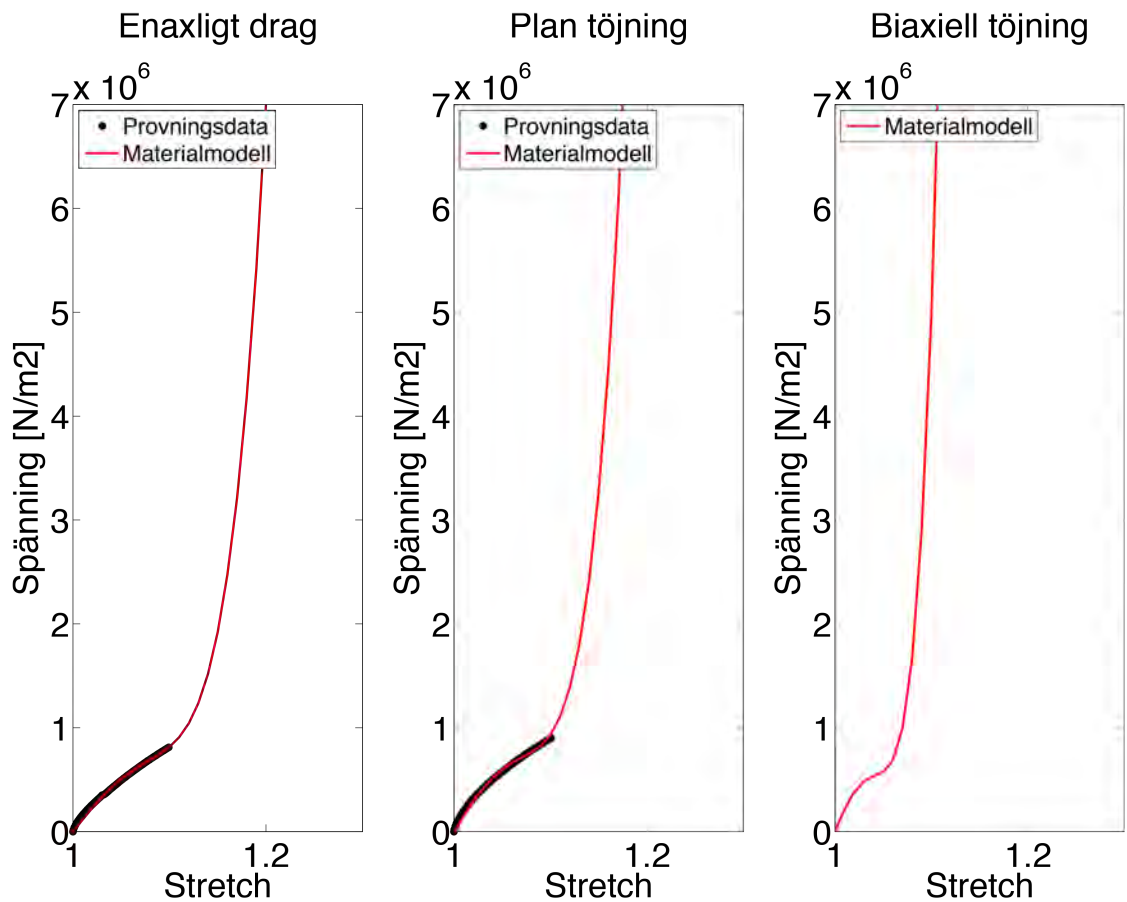
$$C_{10} = -4.21 \cdot 10^7, C_{01} = 4.50 \cdot 10^7, C_{20} = 6.34 \cdot 10^7, C_{30} = -4.50 \cdot 10^8.$$



Figur 13: Kurvanpassning till Biderman vid 10 % töjning. Anpassning till plan töjning. Icke-fysikaliskt beteende för enaxligt drag.

$$C_{10} = -2.14 \cdot 10^7, C_{01} = 2.33 \cdot 10^7, C_{20} = -2.18 \cdot 10^7, C_{30} = 2.28 \cdot 10^8.$$

Då materialmodellen enbart anpassas till mätdata för enaxligt drag erhålles en anpassning, som till en början följer mätdata väl, men därefter ger en betydligt sämre anpassning för plan töjning, vilket syns tydligt i Figur 12. På motsvarande sätt erhålles en god anpassning endast till lastfallet plan töjning då materialmodellen enbart anpassas till detta lastfall, vilket syns i Figur 13.

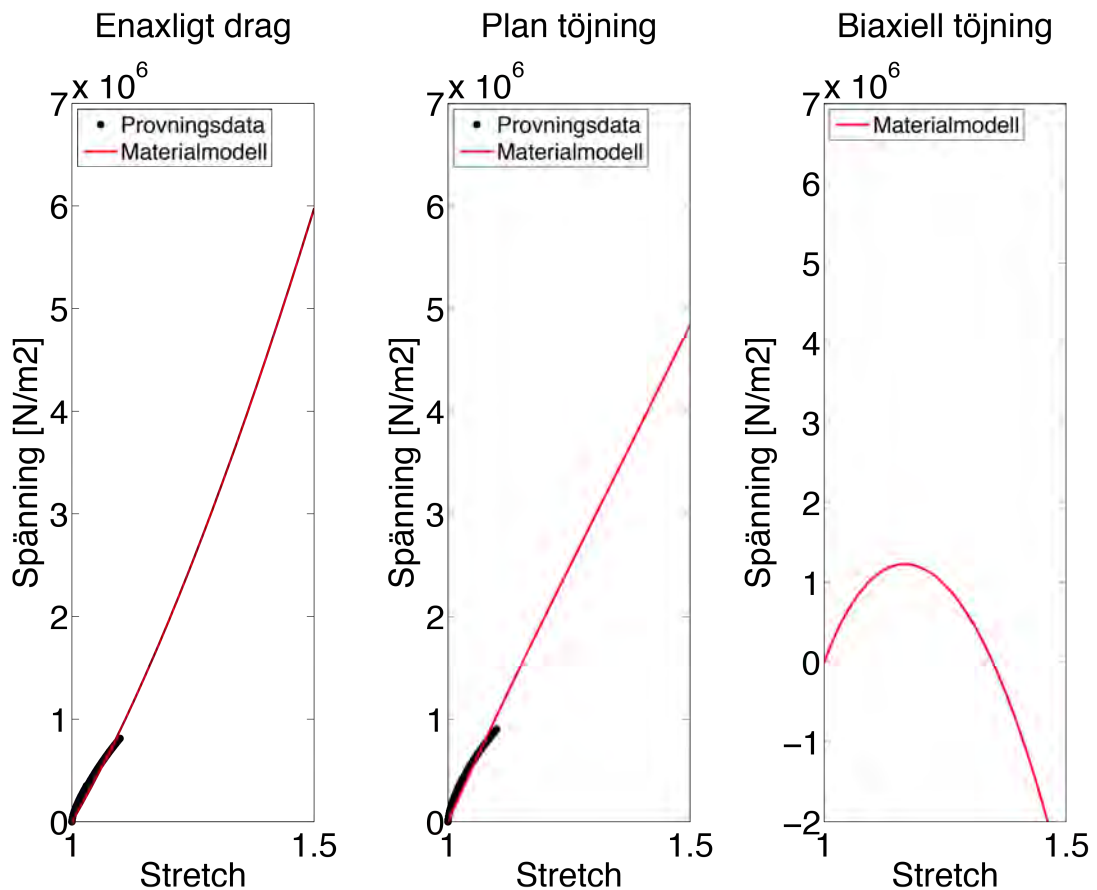


Figur 14: Kurvanpassning till Biderman vid 10 % töjning. Anpassning till enaxligt drag och plan töjning. Fysikaliskt resultat för alla lastfall. $C_{10} = 3.61 \cdot 10^6$, $C_{01} = -1.69 \cdot 10^6$, $C_{20} = -2.32 \cdot 10^7$, $C_{30} = 2.49 \cdot 10^8$.

Då materialmodellen anpassas till mätdata för både enaxligt drag och plan töjning erhålles en mycket bra kurvanpassning till båda dessa lastfall, vilket visas i Figur 14. Vad som bör observeras är dock att kurvorna dyker ner till negativa värden för flera av lastfallen i Figur 12 och 13. Parametern C_{01} har då fått ett negativt värde, vilket leder till att kurvan dyker ner till negativa spänningar. Detta resulterar i ett icke-fysikaliskt resultat med negativ styvhet för materialet. Lyckligtvis erhålles ett fysikaliskt resultat då anpassning görs till bägge lastfall i Figur 14.

7.1.2 Mooney

Resultatet av kurvanpassning till Mooneys modell visas i Figur 15, där anpassningen gjorts till bägge lastfall och vid 10 % töjning.



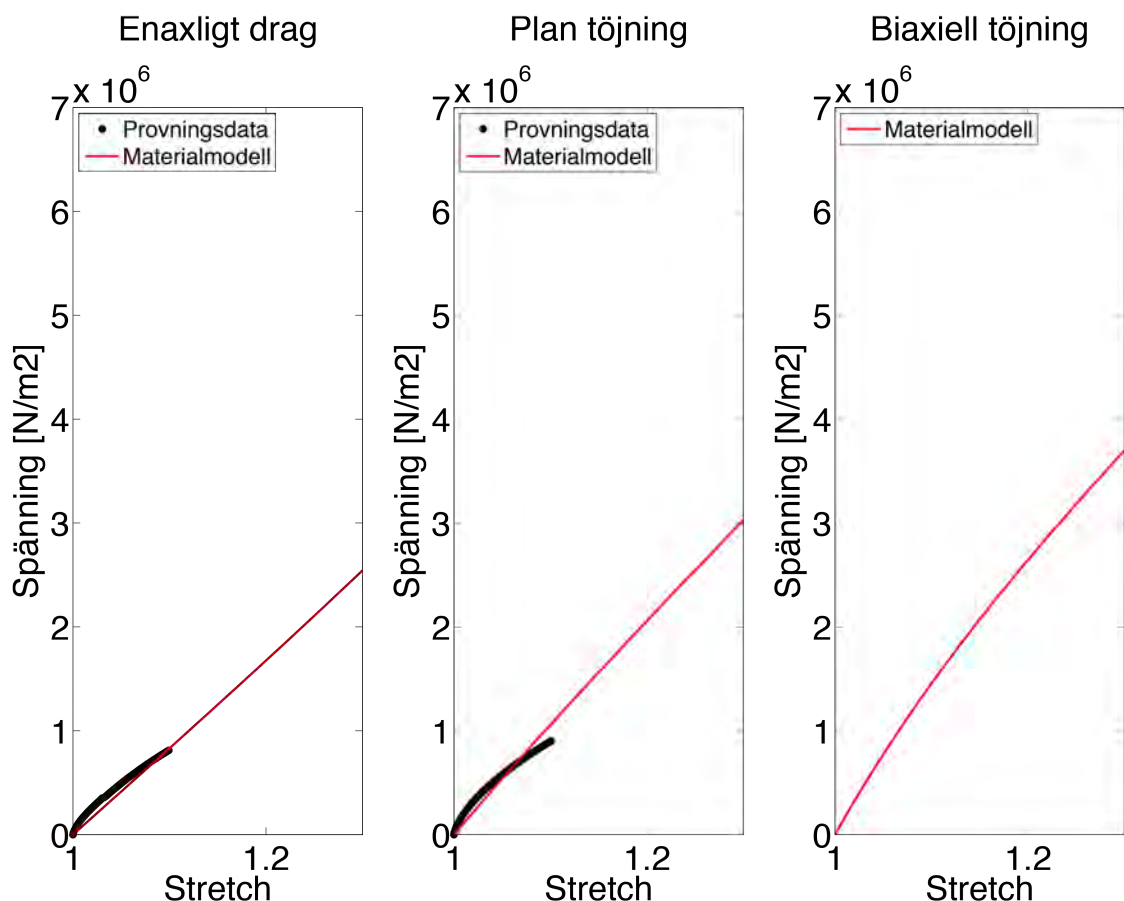
Figur 15: Kurvanpassning till Mooney vid 10 % töjning. Anpassning till enaxligt drag och plan töjning. Icke-fysikaliskt resultat för biaxiell töjning.

$$C_{10} = 2.98 \cdot 10^6, C_{01} = -1.64 \cdot 10^6.$$

Denna materialmodell ger upphov till ett icke-fysikaliskt resultat för biaxiell töjning men en bra kurvanpassning till enaxligt drag och plan töjning, vilket visas i Figur 15. Det negativa värdet på C_{01} bedöms även här vara anledningen till att kurvan dyker ner till negativa värden för biaxiell töjning. Beslutet har tagits att inte gå vidare med denna materialmodell.

7.1.3 Neo-Hookean

Av nyfikenhet testades även en kurvanpassning till den enklaste av de tre materialmodellerna, Neo-Hookean. I Figur 16 visas kurvanpassning till Neo-Hookeans modell för bägge lastfall vid 10 % töjning.



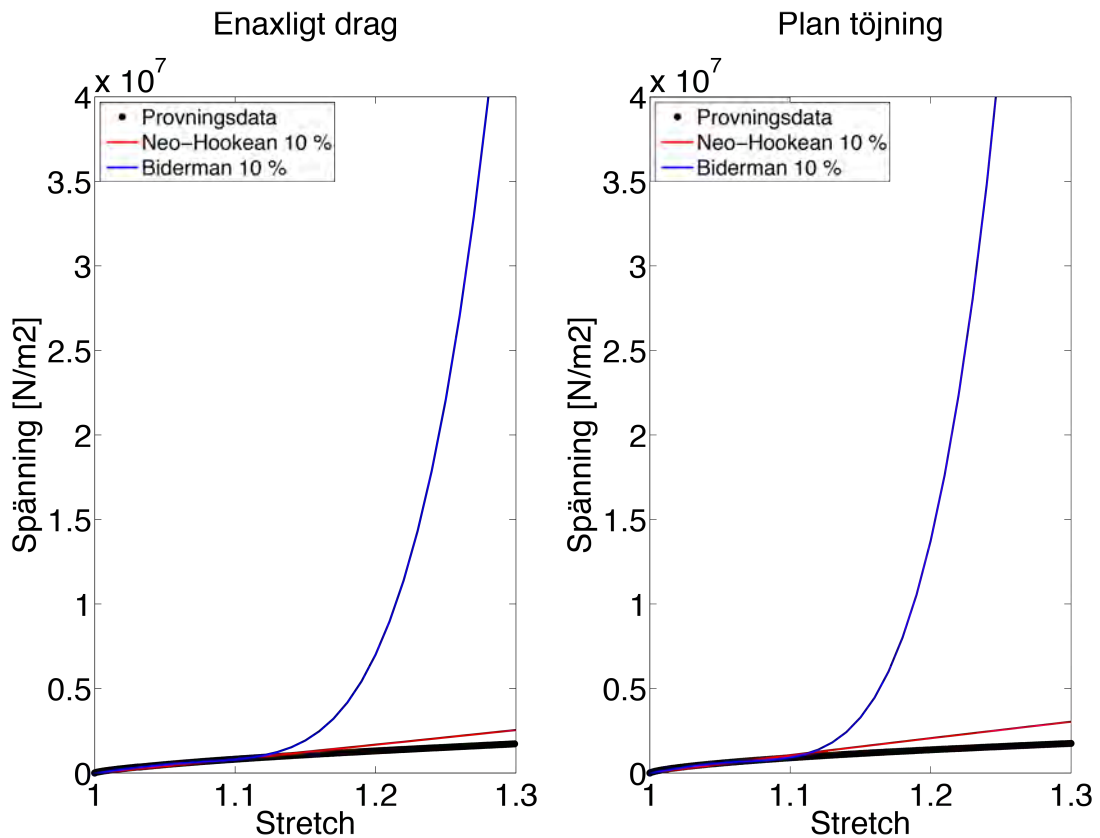
Figur 16: Kurvanpassning till Neo-Hookean vid 10 % töjning. Anpassning till enaxligt drag och plan töjning. Fysikaliskt resultat för alla lastfall (endast en positiv materialparameter kan inte ge upphov till negativ styvhet).

$$C_{10} = 1.38 \cdot 10^6.$$

7.1.4 Jämförelser

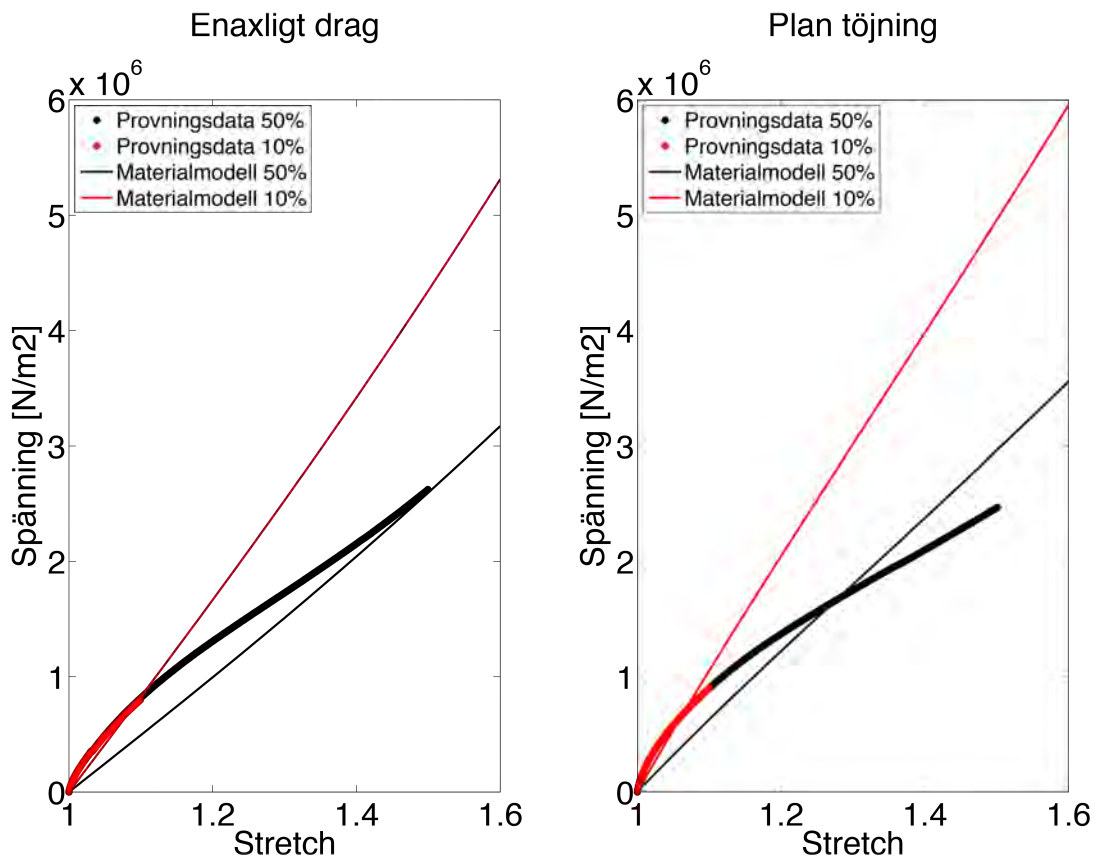
Jämförelse av Bidermans modell i Figur Figur 14 med Neo-Hookeans modell i Figur 16 leder till slutsatsen att Neo-Hookeans modell ger ett resultat som är mycket stabilare än Bidermans modell. Kurvorna i Biderman sticker iväg

tidigt till mycket höga spänningar. Skillnaderna syns ännu tydligare i Figur 17. Här har även materialdatat tagits med som referens och det är tydligt att Neo-Hookeans modell ger ett mycket bättre resultat än Biderman vid tøjningsamplituder som ligger över den tøjningsamplitud som materialmodellerna anpassats till. Eftersom att tøjningarna i gummibälgen dock inte förväntas vara så mycket större än 10 % har valet gjorts att gå vidare med båda dessa materialmodeller i simuleringarna.



Figur 17: Jämförelse av kurvanpassning till Neo-Hookean och Biderman vid 10 % tøjning. Anpassning till enaxligt drag och plan tøjning.

Slutligen presenteras en jämförelse mellan kurvanpassning till Neo-Hookeans modell vid 10 % och 50 % tøjningsamplitud. Resultatet av detta visas i Figur 18 och anpassningen har gjorts till bägge lastfall.

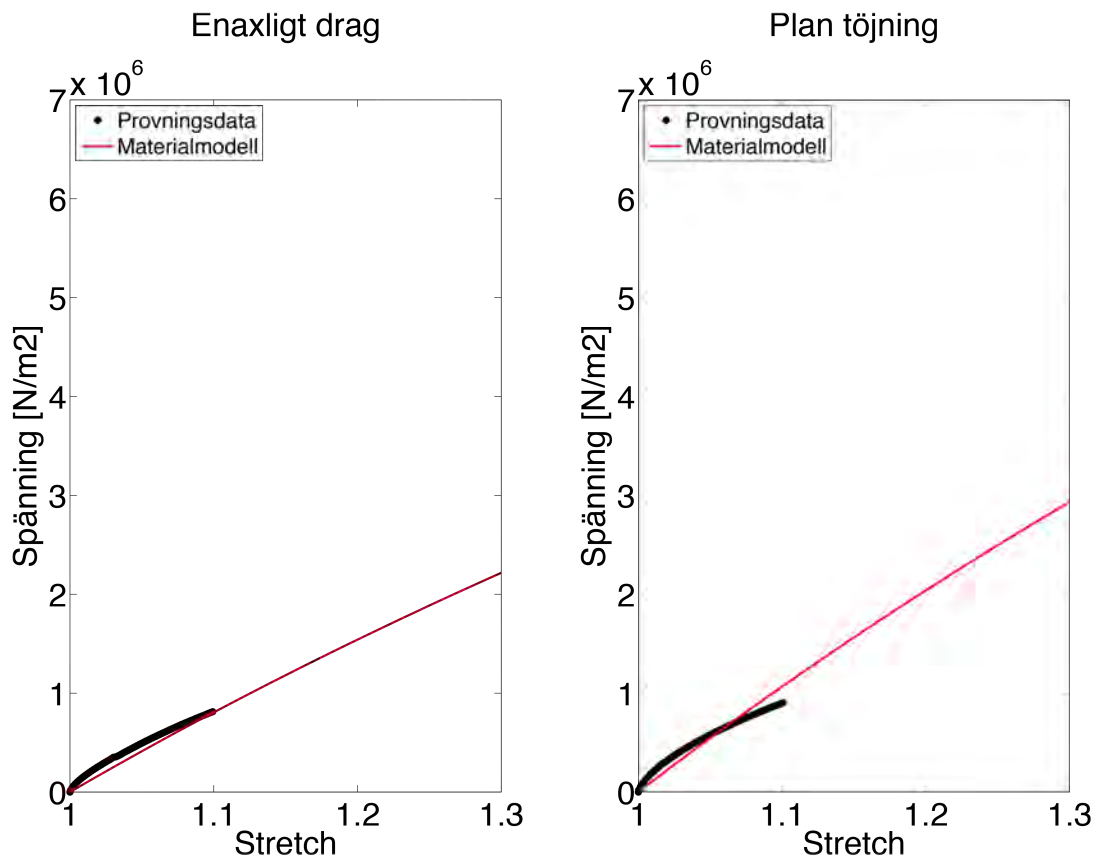


Figur 18: Kurvanpassning till Neo-Hookean vid 10 % respektive 50 % töjning. Anpassning till enaxligt drag och plan töjning. 10 %: $C_{10} = 1.37 \cdot 10^6$, 50 %: $C_{10} = 8.20 \cdot 10^5$.

I Figur 18 syns tydligt att kurvanpassningen till den lägre töjningsamplituden 10 % ger upphov till en mycket större styvhet än vad kurvanpassningen till den högre töjningsamplituden 50 % gör. Detta eftersom att lutningen på kurvan för mätdatat avtar mer och mer vid ökande töjningsamplitud. Då kurvanpassningen görs till den lägre töjningsamplituden fångas detta materialbeteende inte upp och styvheten för materialet överskattas för högre töjningsamplituder. På samma sätt underskattas styvheten lite för lägre töjningsamplituder då kurvanpassningen görs till den högre töjningsamplituden. Vid 10 % töjning är skillnaden i styvhet för materialmodellerna 67 % respektive 63 % för enaxligt drag och plan töjning vid jämförelse mellan anpassning till 10 % och 50 %.

7.2 Linjärelastisk materialmodell

I Figur 19 visas resultatet från kurvanpassningen till en linjärelastisk modell vid 10 % töjningsamplitud och anpassningen har gjorts till både enaxligt drag och plan töjning. Observera att Poissons tal har valts ut i förhand och att kurvanpassningen endast gjorts för att hitta Youngs elasticitetsmodul. Valet av Poissons tal har baserats på tidigare studier av det studerade gummi materialet och detaljer kring detta presenteras i Bilaga 3.2.



Figur 19: Kurvanpassning till linjärelastisk modell vid 10 % töjning. Anpassning till enaxligt drag och plan töjning. $E = 8.45 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, $\nu = 0.495$.

8 Simuleringar i Abaqus

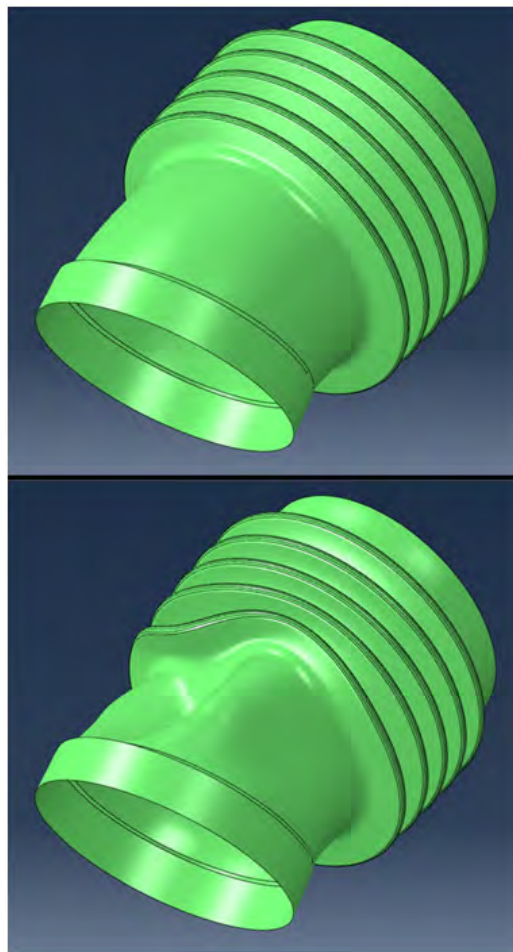
I detta avsnitt presenteras ett urval av resultatet från simuleringar som gjorts i Abaqus. Samtliga simuleringar som genomförts har gjorts med statistiska beräkningar. Detaljer kring geometrin, elementnätet, hur simuleringarna genomförts, hur resultatet analyserats samt ytterligare resultat presenteras i Bilaga 4. Simuleringarna i Abaqus har genomförts både med linjärelastiska och hyperelastiska materialmodeller. Simuleringarna har även utförts både genom att stega upp lasten i inkrement och genom direkt lösning av matris-system. Dessutom har simuleringarna genomförts både då geometrin uppdateras respektive inte uppdateras i varje inkrement. Detta för att kunna återspegla hur lösaren i Catia GAS fungerar samt för att kunna avgöra hur viktiga olika faktorer är för att ge ett resultat som liknar komponentens beteende vid provning. Två olika elementnät med olika elementstorlek har även testats för att säkerställa att elementnätet som valts är tillräckligt fint. Dessutom har parametrarna från materialprovningen och kurvanpassningen varierats med avseende på temperatur, töjningsamplitud, töjningshastighet, lasthistorik, lastfall och materialmodell. Inledande simuleringar gjordes med uppskattade materialparametrar för att erhålla en storleksordning på töjningsamplituder i tillämpningen och maxvärdet av dessa visade sig ligga runt 10 %, vid gummibälgens kollaps. Därför har fokus lagts på att simulera med materialparametrar som erhållits vid kurvanpassningar till töjningsamplituden 10 %. Filmer från provning av komponenten, där en undertryckslast lagts på, har fungerat som referens till simuleringarna.

8.1 Tillvägagångssätt vid simuleringarna

Inledningsvis har simuleringar genomförts där bucklingsmoder först löses ut med hjälp av *BUCKLE i Abaqus för att sedan läggas på som en imperfektion med hjälp av *IMPERFECTION vid lösningen av problemet. Vid jämförelse med filmerna från provning av komponenten drogs slutsatsen att första bucklingsmoden ser ut att återspegla bucklingsförloppet väl och därför valdes denna som imperfektion. Därefter användes en vägföljande lösare i Abaqus, *RIKS, som gör det möjligt att utföra simuleringarna genom den geometriska kollapsen. Mer detaljer kring detta presenteras i Bilaga 4. Dessutom har enklare simuleringar gjorts där bucklingsmoder och *RIKS-lösaren inte använts utan där lasten lagts på som vanligt med hjälp av *STEP i Abaqus. Kravspecifikationen som ställs på komponenten i form av maximal tillåten diameterändring av tvärsnittet vid ett visst undertryck misstänks överstigas redan innan den geometriska kollapsen i komponenten och därför skulle denna enklare lösningsmetod kunna vara tillräcklig.

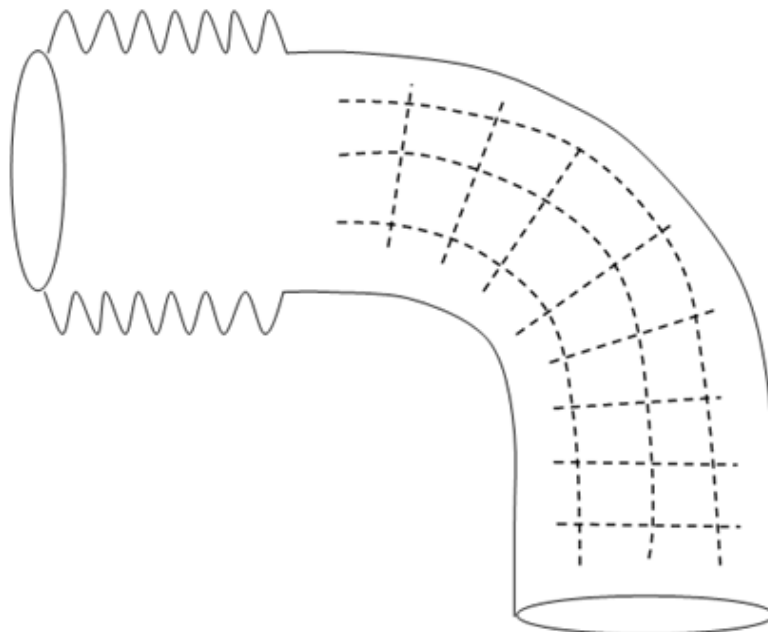
8.2 Gummibälgens utseende

Komponenten som studerats i detta examensarbete är ännu inte släppt på marknaden och berörs därför av sekretess. För att läsaren ska kunna få en uppfattning av dess utseende och hur bucklingsförloppet ser ut, visas bilder från ett exempel på en liknande konstruktion i kombination med en skiss som visar det ungefärliga utseendet för den studerade bälgen. I Figur 20 visas den andra varianten av gummibälgen i odeformerat (övre) och deformerat (nedre) tillstånd där bucklingen syns och bälgens kollaps förstorats för att ge läsaren en tydligare bild av hur detta ser ut.



Figur 20: Visar odeformerat och deformerat tillstånd av den tidigare versionen av gummibälgen.

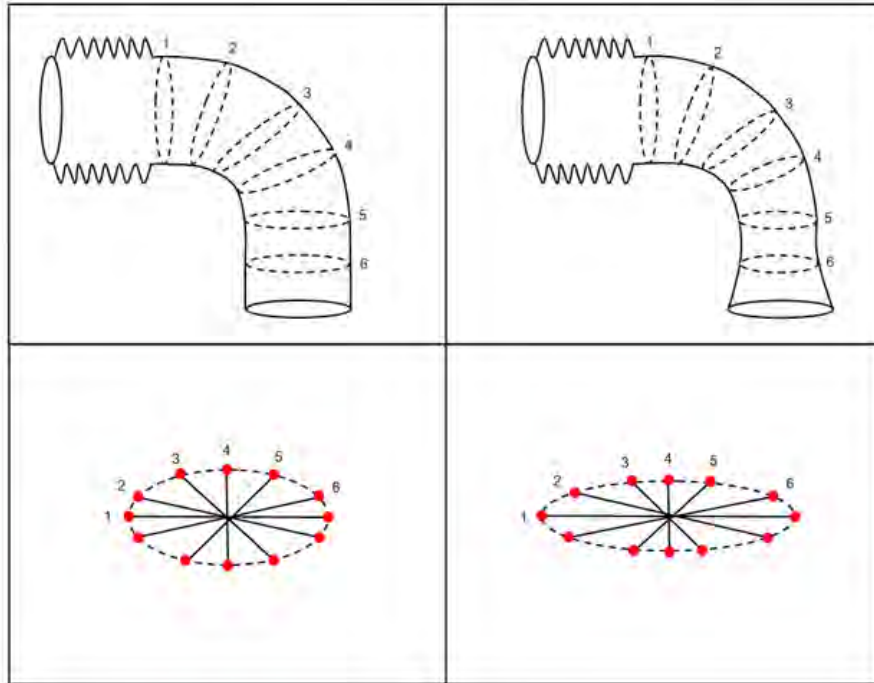
Den studerade gummibälgen skiljer sig en del utseendemässigt mot den andra varianten. En schematisk skiss av dess utseende visas i Figur 21. Den nya modellen är veckad precis som den äldre varianten men är förlängd och dessutom förstärkt med ribbor.



Figur 21: *Schematisk skiss av den studerade gummibälgens utseende.*

8.3 Utvärdering av resultatet

För att kunna utvärdera hur diametern av komponentens tvärsnitt ändras, då undertryckslasten läggs på, har lämpliga nodset valts ut i Hypermesh och därefter har dess förskjutningar skrivits ut i en textfil för varje inkrement. Därefter har ett Matlab-skript skrivits för att kunna läsa in förskjutningarna och beräkna diameterändringarna. Se Figur 22 för en schematisk skiss av nodseten som valts ut.



Figur 22: Visar nodset som valts ut för att kunna mäta hur diametrarna kring bälgens tvärsnitt ändras. Odeformerat till vänster och deformerat till höger.

Six stycken ellipser har valts ut, vilka representerar olika tvärsnitt längs med komponenten. Varje ellips består i sin tur av sex stycken nodpar och avståndet mellan varje par definieras som diametern. Eftersom att tvärsnittet får en mer och mer elliptisk form då lasten läggs på kommer vissa av diametrarna att öka och andra minska. Kravspecifikationen ställer endast krav på att diametern inte får minska mer än ett visst absolutvärde vid ett visst undertryck. Då resultatet presenteras markeras därför denna gräns ut som en lodrät och en vågrät linje, i de presenterade graferna, för att ha som referens. Av sekretesskäl är graferna normerade och undertrycket visas som en faktor av kravspecifikationens värde för undertrycket och diameterändringen som en faktor av kravspecifikationens maximalt tillåtna diameter vid det angivna undertrycket (de korsande referenslinjerna skär därmed varandra i $x = 1$, $y = -1$ och kurvor som tar sig in i den nedre vänstra kvadranten av detta kors skulle därmed resultera i att kravspecifikationen inte uppfylls). Observera att en faktor fyra av kravspecifikationens undertryck lagts på samtliga simuleringar men att många inte konvergerat hela vägen.

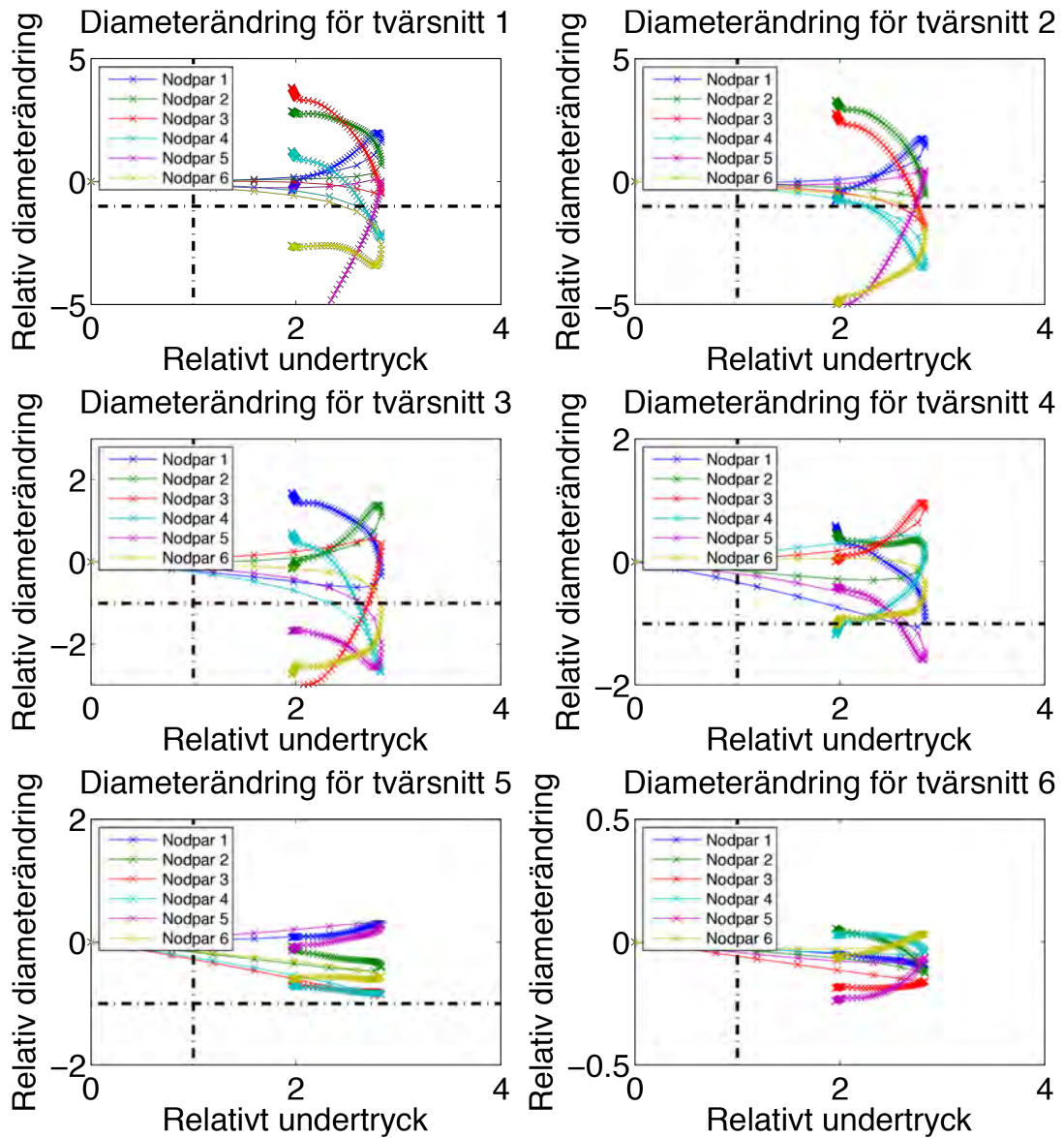
8.4 Resultat från simuleringarna

Enstaka fall av simuleringar har valts ut och presenteras i form av figurer och resten presenteras i tabellform. De resterande fallen liknar utseendemässigt någon av de utvalda fallen, som presenteras i graferna, men kurvorna skär den vertikala linjen vid olika undertryck. Dessa skärningspunkter har därefter jämförts och det är dessa förhållanden som presenteras i tabellform. Dessutom tas de utvalda fallen med i denna tabell för att underlätta för läsaren.

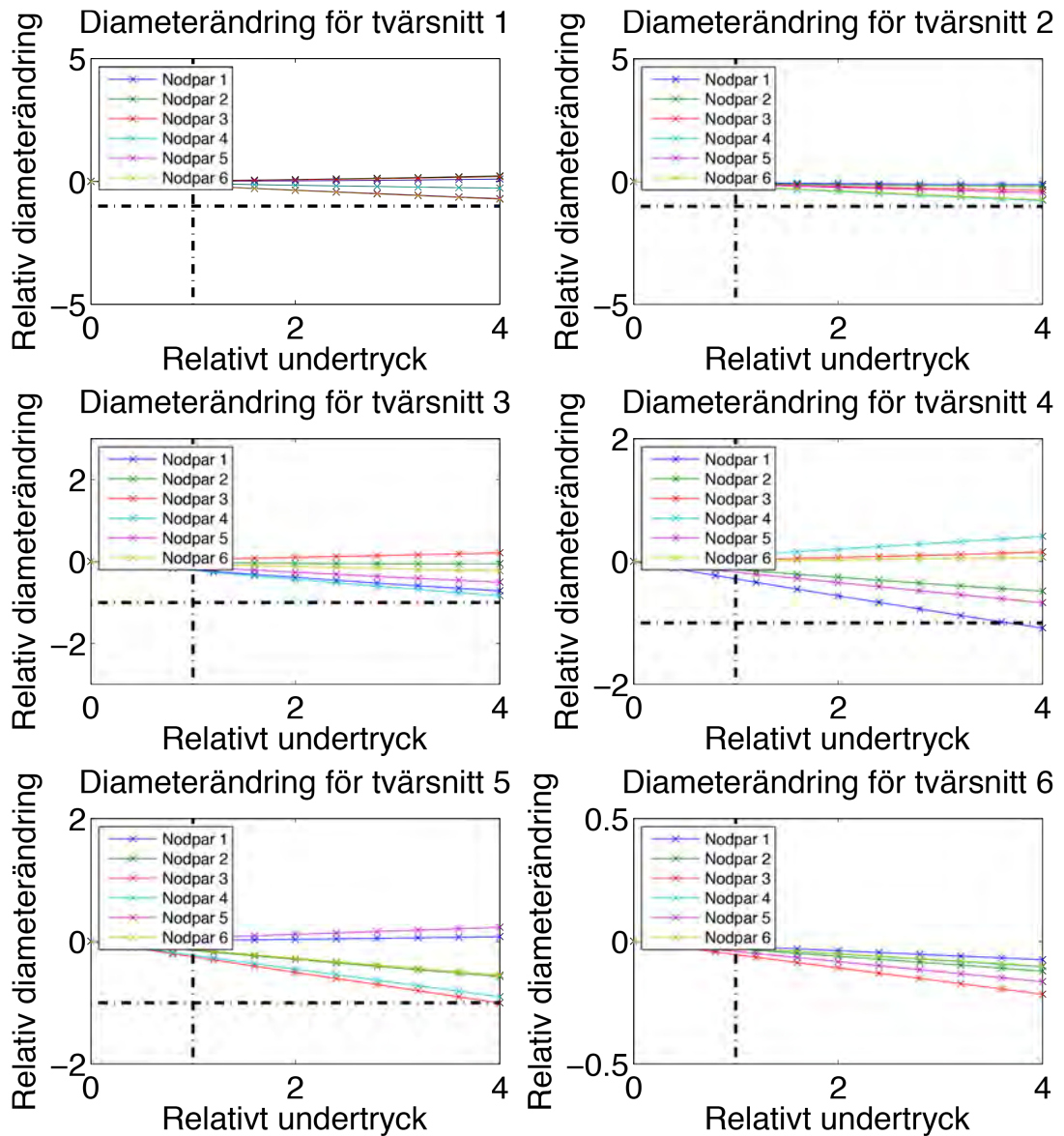
I Figur 23 presenteras resultatet då en hyperelastisk materialmodell använts och RIKS-analys körts utan kontaktproblem. Lasten har lagts på i inkrement och geometrin har uppdaterats i varje inkrement. Det första som bör noteras vid analys av Figur 23 är att ingen av kurvorna rör sig i den nedre vänstra kvadranten, vilket innebär att komponenten uppfyller kravspecifikationen enligt simuleringen. Detta har visat sig vara fallet för samtliga simuleringar som genomförts. Denna körning har konvergerat genom en del av kollapsförloppet, vilket visar sig som att kurvorna vänder vid det relativa undertrycket 2.83. Kurvorna ska därmed betraktas som statiska jämviktsvägar eftersom att en vägföljande lösningsmetod använts (RIKS).

I Figur 24 presenteras resultatet då en linjärelastisk materialmodell använts och STEP-analys körts utan kontaktproblem. Lasten har lagts på i inkrement men geometrin har inte uppdaterats i varje inkrement. I Figur 25 presenteras resultatet då en linjärelastisk materialmodell använts och STEP-analys körts utan kontaktproblem. Lasten har lagts på i inkrement och geometrin har uppdaterats i varje inkrement.

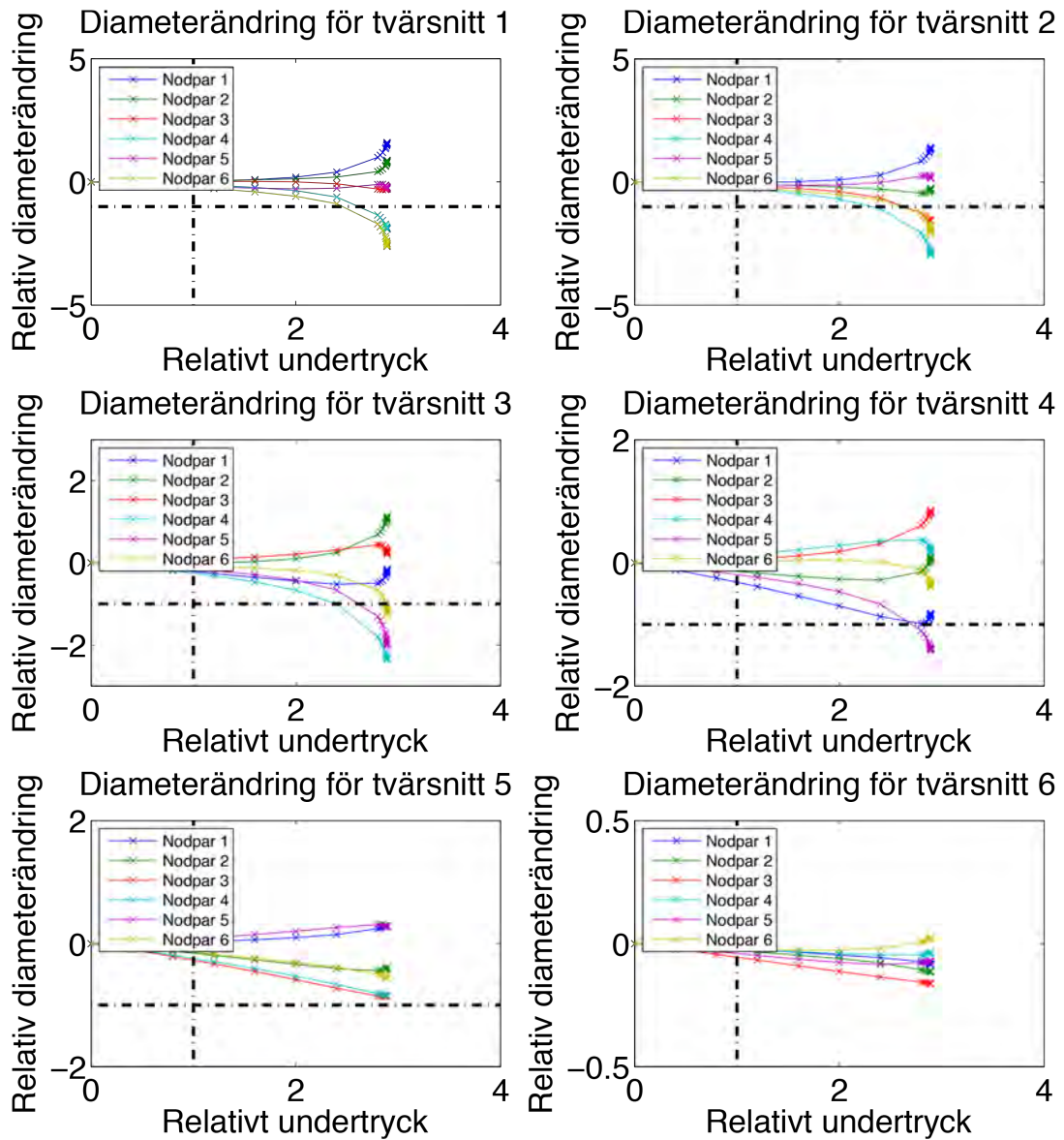
Vid jämförelse av 24, där geometrin inte uppdateras i varje inkrement, och Figur 25, där geometrin uppdateras i varje inkrement, syns att skillnaderna är stora. De minskande diametrarna tycks skära den relativa gränsen för diameterminskning, enligt kravspecifikationen, vid ett mycket högre undertryck då geometrin inte uppdateras jämfört med då den uppdateras. Dessutom konvergerar körningen utan geometriuppdatering mycket längre än körningen med geometriuppdatering. Geometriuppdateringen i varje inkrement kommer därmed att ha en mycket stor inverkan på resultatet för denna komponent. Noggrannare analys visar att körningen utan geometriuppdatering resulterar i att gränsen för diameterminskningen passeras vid ett undertryck som är 36-116 % högre än för körningen med geometriuppdateringen.



Figur 23: *Hyperelastisk materialmodell då Neo-Hookeans modell använts. RIKS-körning utan kontakt. Körning med inkrement och uppdaterad geometri. Kurvanpassning till provningsdata vid 10 % töjningsamplitud, töjningshastigheten 1 mm/s, rumstemperatur, anpassning till bägge lastfall och från första mätserien.*



Figur 24: *Linjärelastisk materialmodell. STEP-körning utan kontakt. Körning med inkrement men utan uppdaterad geometri. Kurvanpassning till provningsdata vid 10 % töjningsamplitud, töjningshastigheten 1 mm/s, rumstemperatur, anpassning till bägge lastfall och från första mätserien.*



Figur 25: Linjärelastisk materialmodell. STEP-körning utan kontakt. Körning med inkrement och med uppdaterad geometri. Kurvanpassning till provningsdata vid 10 % töjningsamplitud, töjningshastigheten 1 mm/s, rumstemperatur, anpassning till bägge lastfall och från första mätserien.

I Tabell 1 och 2 sammanställs det redan presenterade samt det återstående resultatet från simuleringarna. I Tabell 1 presenteras STEP-körningar och i Tabell 2 RIKS-körningar. För varje tvärsnitt studeras kurvorna för diameterrändringarna och den kurva som skär den horisontella linjen först betraktas som skärningspunkt och undertrycket läses av. Dessa undertryck jämförs sedan för varje tvärsnitt mellan Körning 1 och Körning 2 och tvärsnittet med den maximala skillnaden i procent presenteras. Observera att endast tvärsnitt 1-4 tagits med eftersom att de två sista i regel inte ger upphov till någon skärningspunkt. För RIKS-körningarna jämförs även kurvornas vändpunkter för varje tvärsnitt, vilket motsvarar tillfället då kollapsen av bälgen påbörjas. Vidare detaljer kring körningarna presenteras i Bilaga 4.2.

#	Körning 1	Körning 2	Maximal skillnad för nodpar [%]
1	Linjärt ny E-modul	Gammal E-modul från shoretal	94
2	Utan geometri	Geometriuppdatering	> 72*
3	Kurvanpassning töjningsamplitud 10 %	Kurvanpassning töjningsamplitud 50 %	70
4	Rumstemperatur	Varmt (90 °C)	50
5	Snabb deformationshastighet (10 mm/s)	Långsam deformationshastighet (1 mm/s)	27
6	Pålastningskurva	Medelvärde på- och avlastningskurva	26**
7	Kurvanpassning enaxligt drag	Kurvanpassning bägge lastfall	9
8	Första omgången i andra mätserien	Andra omgången i andra mätserien	7
9	Första pålastningen	Andra pålastningen	7
10	Utan inkrement	Flera inkrement	4
11	Grövre elementnät (2.5 mm elementstorlek)	Finare elementnät (1.8 mm elementstorlek)	4***

Tabell 1: Jämförelse av skärningspunkter för STEP-körningar.

**Kurvorna för Körning 1 skär inte gränsen för nodpar 1-3 så siffran är baserad på att skärpunkten befinner sig minst vid det maximala relativa undertrycket 4. För detaljer kring E-modulen från shoretal se Bilaga 3.2.*

*** Se Bilaga 3.3 för detaljer kring medelvärdet*

**** Enbart jämförelse tvärsnitt 1*

#	Körning 1	Körning 2	Maximal skillnad för nodpar och vändpunkt [%]
12	Biderman	Neo-Hookean	18
13	Linjärelastiskt	Hyperelastiskt	6
14	Kontaktproblem	Inte kontakt	0

Tabell 2: Jämförelse av skärningspunkter och vändpunkt för RIKS-körningar.

I Tabell 3 görs en jämförelse mellan skillnad för skärningspunkter, materialparametrar samt kurvor mellan spänning och töjning från materialprovningen och kurvanpassningen, för ett antal utvalda jämförelser från Tabell 1. Endast linjärelastiska och hyperelastiska materialmodeller med Neo-Hookean har använts eftersom att dessa har en entydig materialparameter som går att tolka som ett mått på materialets styvhet (E-modul för linjärelastiska modeller och C_{10} för hyperelastiska modeller med Neo-Hookean). Materialparametrarna finns presenterade i Tabell 7 i Bilaga 4.2. För kurvorna mellan spänning och töjning markeras den figur som värdena hämtats från inom parentes (för # 1 är detta inte relevant eftersom E-modulen från den ena körningen inte hämtats från materialprovningen utan istället från shoretal).

#	Maximal skillnad för nodpar och vändpunkt [%]	Skillnad materialparametrar [%]	Skillnad kurva spänning-töjning [%]
1	94	96	-
3	70	66	63-67 (Figur 18)
4	50	48	52 (Figur 8)
5	27	26	27 (Figur 7)

Tabell 3: Jämförelse av skärningspunkter för diameternskningar, materialparametrar (E-modul för linjärelastiska modeller och C_{10} för hyperelastiska modeller med Neo-Hookean) samt skillnader i kurvor mellan spänning och töjning från materialprovningen och kurvanpassningen för utvalda körningar.

8.5 Töjningsamplitudens storleksordning

Förutom analysen av diameterändringarna har även visuell analys gjorts i Abaqus Viewer för att studera töjningarnas storleksordning, vid kollaps, för de olika fallen. Av sekretesskäl får inte detta material presenteras. Ingenjörstöjningarna analyserades för flera av de olika fallen av simuleringar precis vid det undertryck då kollapsen påbörjas.

Slutsatsen av denna analys var att oavsett vilken materialmodell som användes hade töjningarna alltid samma storleksordning kring 10 % då kollapsen påbörjades. Givetvis skedde denna kollaps vid olika undertryck beroende på materialmodellens styvhet, men geometriskt sett ser bälgen likadan ut vid kollapsen oavsett hur styv den predikteras att vara. Detta är ett rimligt resultat med tanke på gummimaterialets inkompressibilitet. Detta är en viktig egenskap hos materialet eftersom att detta tillåter enklare inledande simuleringar då töjningsamplitudens storleksordning går att prediktera utan att en pålitlig materialmodell ännu kunnat erhållas.

9 Simuleringar i Catia GAS

I detta avsnitt presenteras resultatet från de linjära simuleringar som utförts i Catia GAS. I denna programvara med insticksmodul finns endast möjlighet att använda linjärelastiska materialmodeller samt linjär lösningsmetodik. Detta innebär att lasten inte läggs på i inkrement utan att styvhetsmatrisen beräknas utifrån referenskonfigurationens geometri och lösningen erhålles genom att matrissystemet löses ut direkt. Geometrin kommer därmed heller inte att kunna uppdateras. Simuleringarna i Abaqus har visat på att geometriuppdateringen har en mycket stor inverkan för den studerade komponenten och att avsaknaden av denna uppdatering leder till ett orimligt resultat. Därför har fokus lagts på att göra en enkel simulering i Catia som ska fungera som referens till den enklaste linjära simuleringen som utförts i Abaqus.

Körningar i Catia har jämförts med motsvarande körningar i Abaqus genom att analysera den absoluta storleken på förskjutningarna i varje riktning . Samma geometri, linjärelastiska materialparametrar och last har använts vid simuleringarna. För att efterlikna Catia gjordes simuleringarna i Abaqus med endast ett inkrement och avstängd geometriuppdatering. De maximala förskjutningarna i varje riktning har jämförts och Abaqus visade sig generera cirka 10 % större maximala förskjutningar jämfört med Catia. Vid analys av deformationens utseende med hjälp av färgskalor ser Abaqus och Catia ut att generera ett mycket likt resultat, som förväntat. Av sekretesskäl får inte bilderna som användes vid jämförelsen publiceras.

10 Diskussion

I detta avsnitt diskuteras resultatet från materialprovningen, kurvanpassningarna och simuleringarna i Abaqus och Catia GAS. Fokus läggs på att lyfta fram viktiga slutsatser som dragits under arbetets gång. Godbitarna från diskussionen har dessutom sammanställts i en metodbeskrivning för analys av gummi med fyllmedel och denna presenteras i Bilaga 1.

10.1 Materialprovning

Resultatet från materialprovningen har bekräftat de icke-elastiska effekter och den icke-linjära respons, som gummi med fyllmedel förväntas uppvisa enligt teorin. Mullinseffekten har visat sig i att materialet mjuknar avsevärt vid upprepade cykliska belastningar till en viss töjningsamplitud. Material, som inledningsvis belastats upp till maximalt förväntade töjningsamplituder och därefter belastas vid lägre töjningsamplituder, har även uppvisat att styvheten påverkas av töjningsamplituden enligt teorin kring Payne-effekten. Lasthistoriken har bekräftats, där materialet tycks ha ett "minne" för tidigare maximal töjningsamplitud, vilket som väntat påverkar responsen hos efterföljande pålastningar.

Töjningshastigheten har visat sig ha en inverkan på styvheten i materialet, där styvheten för en snabbare deformationshastighet på 10 mm/s var 27 % högre jämfört med den lägre töjningshastigheten på 1 mm/s, vid 10 % töjningsamplitud. Även temperaturen har visat sig ha en stark inverkan på responsen, där styvheten för provning vid rumstemperatur var 52 % högre än provning vid den varma temperaturen, vid 10 % töjningsamplitud. Vid högre töjningsamplituder avtar dock skillnaden. Styvheten för provning vid rumstemperatur var 17 % högre än provning vid den varma temperaturen, vid en högre töjningsamplitud på 50 %. Temperaturen är därmed extra viktig att ta hänsyn till då töjningsamplituderna, för de lastbärande regionerna i tillämpningen, förväntas vara låga.

Materialprovningen har uppvisat konstigheter där kurvan mellan spänningar och töjningar för lastfallet plan töjning har värden som är mindre än vid lastfallet enaxligt drag, trots att motsatsen förväntas enligt teorin. Detta är ett tecken på att provningsresultatet inte är fullständigt pålitligt och dessutom har provning vid den varma temperaturen gett upphov till brott vid mycket lägre töjningsamplituder än förväntat. Lyckligtvis har enstaka delar av provningsdatat, vid 10 % töjningsamplitud, bedömts vara tillräckligt pålitligt för att senare kunna användas som referens till provning av komponenten.

10.2 Passning av materialmodell till provdata

Bidermans modell har visat sig ge ett fysikaliskt resultat för alla tre lastfall, då kurvanpassningen görs till både enaxligt drag och plan töjning. Mooneys modell har däremot resulterat i ett icke-fysikaliskt resultat med negativ styvhet vid lastfallet biaxiell töjning. Neo-Hookeans modell har, precis som Bidermans, gett ett fysikaliskt resultat för samtliga lastfall. Bidermans modell är mer avancerad och baseras på ett polynom med högre grad än Neo-Hookeans modell. Detta leder till att svängningar i kurvorna uppstår för Biderman, vid töjningsamplituder över provningsdatats maximala töjningsamplituder. Detta leder till att Bidermans modell ger upphov till mycket högre styvhet än Neo-Hookean vid stora töjningsamplituder.

Den maximala töjningsamplituden för mätdata har visat sig ha en stor inverkan på kurvanpassningarna där anpassning till 10 % töjningsamplitud resulterar i en styvhet som är 63-67 % högre än vid anpassning till 50 % töjningsamplitud.

Kurvanpassningar till en linjärelastisk materialmodell har dessutom enkelt kunnat erhållas baserat på provningsdatat.

10.3 Simuleringar i Abaqus

Då simuleringar med *STEP och *RIKS jämförts har observationen gjorts att *STEP-körningarna slutar att konvergera precis då kollapsen av gummibälgen påbörjas, detta under förutsättningen att NLGEOM varit påslagen (teori för stora deformationer där geometrin och styvhetsmatrisen uppdateras i varje inkrement). Under den geometriska kollapsen försämras gummibälgens styvhet avsevärt, vilket leder till att det behövs ett mindre undertryck för att upprätthålla den aktuella deformationen. Detta är förklaringen till varför kurvorna för diameterändringarna vänder vid kollapslasten. För att kunna fånga denna respons krävs en vägföljande algoritm som *RIKS.

Körningarna med *RIKS har lyckats ta sig en bit genom kollapsen men har slutat konvergera efter ett tag. Orsaken till detta är oklar och efter support från Abaqus föreslogs att använda lösaren *DYNAMIC QUASI STATIC istället för *STATIC RIKS och dessa körningar har visat sig konvergera mycket längre. Eftersom att tillämpningen i denna studie inte kräver att hela kollapsens förlopp ska kunna predikteras har dock valets gjorts att hålla fast vid *STATIC RIKS för enkelhetens skull.

Eftersom körningarna med *STEP slutar att konvergera precis vid kollapslasten är till och med denna förenkling tillräcklig, under förutsättning att det enbart är responsen fram till och med kollapslasten som är av intresse. Det viktiga i denna studie har varit att kravspecifikationen uppfylls och att kollapsens start går att prediktera vid rätt undertryck, för att kunna verifiera materialmodellen gentemot filmer från provning av komponenten. I de allra flesta tillämpningar är det dessutom rimligt att anta att gränserna för maximal deformation enligt kravspecifikationen befinner sig innan en eventuell geometrisk kollaps. Därför görs bedömningen att körningar med *STEP där NLGEOM är påslaget är att rekommendera i de allra flesta tillämpningar.

Då körningarna med *STEP och geometriuppdateringen (NLGEOM) varit påslagen respektive avslagen har jämförts, har mycket stora skillnader observerats. Den relativa gränsen för diameterminskningen enligt kravspecifikationen passeras vid ett undertryck som är minst 72 % högre för körningen utan geometriuppdatering jämfört med körningen med geometriuppdatering (baserat på om kurvorna hade skurit vid ett relativt undertryck på 4). Körningen utan geometriuppdateringen resulterar dock i kurvor för diameterändringen som inte ens skär den relativa gränsen för diametern och vid visuell bedömning av var graferna borde skära denna gräns ser skillnaden ut att vara långt över 100 %. Detta resultat ställer möjligtvis till med stora problem om en liknande tillämpning simuleras i ett tidigt skede för att bedöma om komponenten uppfyller förväntningarna. En konstruktion som i verkligheten är för vek skulle felaktigt kunna förutspås uppfylla kraven om NLGEOM inte är påslagen. Inledningsvis, under denna studie, gjordes antagandet att teori för stora deformationer inte skulle vara nödvändigt eftersom de maximala töjningarna i de lastbärande regionerna visat sig vara endast 10 %. Detta kan tyckas vara en hög siffra för exempelvis metaller men för gummimaterial, som är flexibelt, kan detta anses vara en liten töjningsamplitud eftersom att det konstitutiva sambandet fortfarande beter sig hyfsat linjärt vid denna töjningsamplitud. Denna studie visar dock att icke-linjär lösningsmetodik är nödvändig och orsaken bedöms vara att deformationerna blir stora trots att töjningarna inte är det. De stora deformationerna leder till att styvheten kraftigt förändras i komponenten samt till att undertryckslastens riktning ändras avsevärt under deformationsförloppet. Då teori för stora deformationer används uppdateras styvhetsmatrisen och geometrin i varje inkrement och därmed erhålls ett mer verklighetstroget resultat vid tillämpningar med stora deformationer.

Materialparametrar vid rumstemperatur, töjningshastighet 1 mm/s, töjningsamplitud 10 % samt hämtade från färskt material utan lasthistorik använ-

des till en verifierande körning med *RIKS. En hyperelastisk materialmodell med Neo-Hookean användes eftersom att den visat sig ge stabilast resultat under kurvanpassningarna. Denna körning resulterade i att kurvorna för diameterändringarna vänder och kollapsen därmed påbörjas vid ett relativt undertryck på 2.83. Filmer från provning av komponenten i rumstemperatur och allra första pålastningen har använts som referens. Töjningshastigheten är inte uppmätt men det antas rimligt vid visuell bedömning att storleksordningen 1 mm/s från provningsdatan är jämförbar. I dessa filmer påbörjas kollapsen vid ett relativt undertryck på cirka 2.9. Skillnaden mellan simuleringar och provning av komponenten är därmed endast 2.5 %, vilket är ett oerhört tillfredställande resultat. Detta tyder på att storleksordningarna på både töjningsamplituden och töjningshastigheten är korrekt uppskattade.

Vid jämförelse av simuleringar, då en linjärelastisk respektive hyperelastisk materialmodell använts, har skillnaderna visat sig vara relativt små. Vid körning med *RIKS överskattade den linjärelastiska modellen kollapslasten med endast 6 % jämfört med den hyperelastiska modellen. Detta är en följd av att den maximala töjningsamplituden i de lastbärande regionerna endast är 10 %. Vid små töjningsamplituderna är skillnaderna mellan en linjärelastisk och hyperelastisk modell små eftersom att den hyperelastiska kurvan är så gott som linjär. Det är först vid större töjningsamplituder som den hyperelastiska kurvan böjer av och uppvisar ett kraftigt icke-linjärt beteende. I denna tillämpning är det tillräckligt bra att använda en linjärelastisk modell men större försiktighet bör vidtas i tillämpningar då stora töjningsamplituder förväntas.

Då tidigare och liknande modeller av gummibälgar konstruerats på Scania har en linjärelastisk materialmodell använts till EPDM-gummi, som är uppskattad från shoretal. Mer information kring denna finns i Bilaga 3.2. Simuleringar då en linjärelastisk modell använts, som baserats på provningsdatat från denna studie, har jämförts med simuleringar, då Scantias tidigare linjärelastiska modell från shoretal använts. Den nya materialmodellen resulterar i att kurvorna för diameterändringarna skär den relativa gränsen för diameterminskning vid ett undertryck som är 94 % högre jämfört med den gamla materialmodellen. Om de gamla materialparametrarna skulle använts vid verifierande simuleringar under komponentens utveckling hade den trots den stora underskattningen av materialstyvheten uppfyllt kravspecifikationen. Detta tack vare att komponenten som utvecklats ligger långt över kravspecifikationen i verkligheten. Om en annan komponent, som inte lyckats konstrueras med lika bra hållfasthet som denna, utsatts för simuleringar med den gamla materialparametrarna hade dessa kunnat ge resultatet att den inte

håller. Om de nya och mer verklighetstroga materialparametrarna använts hade resultatet blivit att komponenten håller. Felaktiga eller dåligt anpassade materialmodeller kan därmed leda till att konstruktörer lägger många timmars arbete på att göra en ny design av en komponent som egentligen är tillräckligt hållfast. Situationen hade givetvis kunnat vara omvänd där en analys med allt för styva materialparametrar ger ett resultat där simuleringarna predikterar att komponenten uppfyller kraven men att provningen sedan visar på motsatsen. Detta resonemang belyser hur oerhört viktigt det är att välja materialparametrar med stor omsorg och att kvalitén hos simuleringarna i slutändan inte blir bättre än kvalitén hos materialdatat.

Töjningsamplituden på mätdatat, som materialmodellerna anpassats till, har visat sig ha en stor inverkan på resultatet. Då en hyperelastisk modell med Neo-Hookean användes i simuleringarna resulterade kurvanpassningarna till mätdata med 10 % töjningsamplitud till att den relativa gränsen för diameterändring passerades vid ett undertryck som var 70 % högre jämfört med kurvanpassningarna till mätdata med 50 % töjningsamplitud. Detta visar på hur oerhört viktigt det är att materialprovningen genomförs vid töjningsamplituder som återspeglar tillämpningen.

Temperaturen och töjningshastigheten har också visat sig ha en stor inverkan på responsen hos gummibälgen. Vid kurvanpassning till 10 % töjningsamplitud är skillnaden för diameterändringarna mellan rumstemperatur och den varma temperaturen 50 % och mellan 10 mm/s och 1 mm/s i deformationshastighet 27 %. Detta belyser återigen hur viktigt det är att materialprovningen återspeglar förhållandena i tillämpningen.

Responsen vid 50 % töjningsamplitud har jämförts för första pålastningen mellan första och andra omgången i den andra mätserien, vilket resulterar i en skillnad på 7 %. Denna siffra fungerar därmed som ett mått på Mullinseffektens inverkan på responsen. Denna förändring i materialet har vid 50 % töjningsamplitud inte alls lika stor inverkan som till exempel valet av töjningshastighet och temperatur. Vid mycket stora töjningsamplitud förväntas dock denna effekt vara betydligt större. Skillnaden mellan första och andra pålastningen vid första omgången av andra mätserien är också 7 %. Detta eftersom att den maximala töjningsamplituden i mätserien var 50 % och materialets mjuknande framförallt uppstår redan vid den första belastningscykeln.

Valet att anpassa materialmodellen till pålastningskurvan respektive ett medelvärde mellan på- och avlastningskurvan gav upphov till 26 % skillnad.

Detta belyser att det är viktigt att informationen från materialleverantören är tydlig och att det framgår hur materialparametrar anpassats till provningsdatat.

Då körningar med *STEP och NLGEOM avslaget genomfördes, gjordes jämförelsen att låta lösaren ta flera inkrement respektive ett enstaka inkrement. Detta för att återspegla hur lösaren i Catia GAS fungerar. Denna skillnad var enbart 4 % och det är därmed tydligt att det inte är enbart inkrementen som är viktiga utan att teorin för stora deformationer är det som gör den stora skillnaden. Dessutom jämfördes ett grövre elementnät för att fastställa att det, för övrigt, använda elementnätet är tillräckligt fint. Skillnaden blev endast 4 %, vilket bekräftar att det finare elementnätet är tillräckligt fint för att inte introducera nämnvärda felaktigheter i lösningen.

Den hyperelastiska modellen med Biderman jämfördes med Neo-Hookean. Skillnaden blev 18 %, vilket tyder på att töjningarna i vissa regioner är större än 10 %. Eftersom att Biderman överskattar materialstyvheten oerhört mycket ger detta möjligtvis ett stort utslag i de regioner där töjningarna är större än 10 %. Vissa regioner har vid visuell bedömning i Abaqus Viewer varit 15-20 % men dessa områden har varit små och inte bedömts vara lastbärande för komponenten. Detta skulle kunna vara anledningen till att skillnaden mellan Biderman och Neo-Hookean är så stor som 18 %. Detta ska dock inte tolkas som att Biderman ger ett bättre resultat än Neo-Hookean eftersom att den inte matchar materialdatat lika bra. En bättre lösning hade varit att göra materialprovningen vid 15 % töjningsamplitud och göra en kurvanpassning mellan provningsdatat och Neo-Hookeans modell.

Kurvanpassningen har utförts för olika lastfall för att kunna bedöma hur stor inverkan detta har på resultatet. Vid jämförelse av kurvanpassning till 10 % töjningsamplitud för enaxligt drag respektive bägge lastfall blev skillnaden 9 %. På grund av problemen som uppstått under materialprovningen vid lastfallet plan töjning dras inga slutsatser kring om detta värde är relevant eller inte. Detta materialdata ger inte stora skillnader men det är rimligt att tro att korrekt materialdata skulle kunna ge större skillnader. Detta eftersom att kurvan för plan töjning då inte förväntas dyka ner under den för enaxligt drag. Trots problemen med mätdatat har ett rimligt resultat vid kurvanpassning till mätdata med 10 % erhållits. Bedömningen görs därför att det i denna tillämpning är tillräckligt att anpassa mätdata till endast enaxligt drag och plan töjning och att lastfallet biaxialt drag inte är nödvändigt att ha mätdata till. Dock är det mycket viktigt att studera den analytiska lösningen för biaxialt drag så att en fysikalisk lösning erhålles.

Vid visuell studie i Abaqus Viewer observerades att kontakt uppstår mellan vissa av gummibälgens veck och därför har körningar med *RIKS, då kontaktproblem introducerats, genomförts och jämförts med körningar utan kontakt. Skillnaden visade sig förvånansvärt vara 0 % i kollapslast. Inget av tvärsnitten med nodparen har dock lagts i områden med dessa veck, vilket möjligtvis är förklaringen till varför skillnaden är försumbar. Slutsatsen som dras av detta är att kontakten som uppstår i vecken inte har någon betydande inverkan på diameterändringarna hos tvärsnitten på komponentens insida. För denna komponent och tillämpning är det därmed inte nödvändigt att introducera kontakt i beräkningarna.

Jämförelserna i Tabell 3 gjordes för att utreda vad som går att använda som ett styvhetsmått för komponenten respektive materialet. Materialparametrarna som jämförts mellan de utvalda körningarna innehåller endast ett värde (E-modul för linjärelastisk modell och C_{10} för hyperelastisk materialmodell med Neo-Hookean) och fungerar därför som ett styvhetsmått för materialet. Därför är det rimligt att tro att kurvorna för spänning och töjning från materialprovningen resulterar i samma skillnader, eftersom att materialparametrarna är konturerade utifrån provningen. Denna hypotes har visat sig stämma väl, eftersom värdena i Tabell 3 är mycket lika varandra.

En annan förhoppning var inledningsvis att materialstyvheten även skulle återspeglas i komponentstyvheten, det vill säga kurvan mellan pålagd undertryckslast och diameterändring. Då skärningspunkterna för diameterändringarna jämförts mellan körningarna har detta visat sig vara ett bra mått på komponentstyvheten eftersom att värdena i Tabell 3 stämmer bra överens med skillnaderna för materialparametrarna och kurvorna mellan spänning och töjning. Detta är en mycket bra egenskap hos komponenten eftersom det möjliggör för feluppskattningar redan efter att materialprovningen genomförts. Om materialstyvheten skiljer sig med 50 % mellan två temperaturer förväntas även för denna tillämpning att undertryckslasten då kollapsen sker för komponenten skiljer sig med cirka 50 % mellan de två temperaturerna i verkligheten.

Att använda en statisk lösare är givetvis en förenkling men eftersom att materialprovningen gjorts till lämplig töjningshastighet, och materialstyvheten därmed anpassats till denna, går det därmed att "fuska" sig till ett rimligt resultat trots att körningen är statisk. Den goda överensstämmelsen mellan simuleringar och provning av komponenten tyder dessutom på att statiska körningar är fullt tillräckligt i denna tillämpning.

10.4 Simuleringar i Catia GAS

Jämförande simuleringar mellan Abaqus och Catia GAS har gjorts för att säkerställa att inställningarna i Abaqus, då NLGEOM varit avslagen och lasten lagts på i ett enda inkrement, motsvarar den linjära lösningsmetodiken som används i Catia. Då de maximala förskjutningarna i varje riktning har jämförts mellan programvarorna visade sig Abaqus generera cirka 10 % större maximala förskjutningar jämfört med Catia vid samma last.

Modellen i Abaqus genererade lite större förskjutningar och betar sig därmed lite vekare än modellen i Catia. En förklaring till detta skulle kunna ha att göra med skillnader i modellernas randvillkor. Gummibälgen har tre områden där sladdar och slangar kopplas på den och dessa har förstyvats med stela balkelement för att efterlikna verkliga förhållanden då plastdetaljer är påkopplade. Dessa balkelement placerades inte på riktigt samma ställen i modellerna. Placeringen av balkelementen i Abaqus efterliknar filmen från provningen av bälgen, vilken möjliggör att en lite svagare del av bälgen tillåts deformeras mer än i modellen i Catia. Detta skulle kunna vara förklaringen till att Abaqus resulterar i ett lite vekare resultat. Slutsatsen av jämförelsen är att sättet att modellera linjär analys i Abaqus har gjorts på ett representativt sätt som är tillräckligt likt Catia GAS.

10.5 Slutsatser

Uppdelningen av begreppet linjär analys i linjärelastiska materialmodeller och linjär lösningsmetodik har visat sig vara viktig i denna studie. Linjärelastiska modeller har visat sig fungera bra som ett substitut till hyperelastiska modeller, åtminstone då de maximala lastbärande töjningsamplituderna är så små som 10 %. Lika viktigt för linjärelastiska modeller som för hyperelastiska modeller är dock att tillämpningen studeras och att materialmodellen tas fram utifrån relevant provningsdata med rimliga töjningsamplituder, töjningshastighet, temperatur och eventuell lasthistorik. Detta eftersom att ingen av modellerna klarar av att fånga de icke-elastiska effekter som fyllmedlet introducerar i gummit. Däremot har linjär lösningsmetodik visat sig vara ett dåligt alternativ till icke-linjär lösningsmetodik eftersom att deformationerna i komponenten blir stora. De stora deformationerna kräver att styvhetsmatrisen och geometrin uppdateras i varje inkrement och därmed krävs en icke-linjär lösningsmetodik. Slutsatsen som dragits kring simuleringar av gummimaterial är därför att linjär lösningsmetodik kräver att både töjningarna och deformationerna är tillräckligt små. Gummimaterial är mycket flexibelt och utsätts ofta för mycket större deformationer än till exempel

stål i verkliga tillämpningar. Detta är en egenskap som utnyttjas i praktiska tillämpningar men baksidan av detta är att det blir svårare att simulera materialets respons på ett representativt sätt.

Användandet av dåligt matchade materialmodeller eller linjär lösningsmetodik vid simuleringar av gummikomponenter resulterar tyvärr i att kontra-produktiva beslut riskerar att tas vid framtagning av nya komponenter. Den stora faran med att använda linjär lösningsmetodik är att simuleringar resulterar i en alldeles för hög komponentstyvhet. En komponent som egentligen inte håller predikteras då felaktigt att vara tillräckligt styv för tillämpningen. En annan fallgröp är att icke-representativ materialdata används till simuleringarna. Ofta är materialdata från materialleverantörer hämtad från provning vid stora töjningsamplituder och om den aktuella tillämpningen inte uppnår så stora töjningar kommer materialmodellen att vara alldeles för vek. På motsatt sätt resulterar detta möjligtvis i att simuleringarna predikterar att komponenten inte håller trots att den i verkligheten är tillräckligt styv. Bra materialdata och lämplig lösningsmetodik innebär därmed en stor tidsvinst för både konstruktörer och beräknare på Scania.

10.6 Framtida arbete

I detta delavsnitt ges förslag på framtida arbete, som kan fungera som fortsättning på denna studie.

- **Utredning kring bristande kvalitet hos provstavarna:** Materialprovningen har givit ett ojämnt och icke-upprepningsbart resultat där vissa provstavar gått sönder vid alldeles för låga töjningsamplituder. Frågan är om det enbart är provstavarna som håller en ojämn kvalitet eller om tillverkningen av de riktiga komponenterna också är bristfällig. Kommunikation har påbörjats med materialleverantören men har ännu inte resulterat i någon förklaring till den bristande kvalitén hos provstavarna.
- **Tydligare information från materialleverantörer:** Informationen som ges av materialleverantörer är ibland svårtolkad eller otydlig. Ofta framgår inte vilken töjningsamplitud och töjningshastighet som används vid provningen och ibland är det oklart om modulen som anges är E-modul eller skjuvmodul. För att Scanias medarbetare ska kunna använda materialdata och känna sig säkra på att den är representativ är det viktigt att töjningsamplitud, töjningshastighet, temperatur, lastfall och lasthistorik är tydligt presenterat. Det allra bästa hade varit

att kräva att kurvor mellan spänning och töjning från provning presenteras så att linjärelastiska och hyperelastiska materialmodeller går att ta fram utifrån dessa.

- **Undersöka möjligheten till töjningsamplitudanpassade hyperelastiska materialmodeller i Abaqus:** I dagsläget är de hyperelastiska materialmodeller som används i Abaqus anpassade för att kunna modellera ofyllt gummi med god precision. Gummi med fyllmedel kräver dock att olika hyperelastiska materialmodeller tas fram beroende på tillämpningens töjningsamplitud. I Abaqus finns möjligheten att med Fortran-kod konstruera egna materialmodeller. En hyperelastisk materialmodell, som med hjälp av villkor tar hänsyn till uppnådda töjningsamplituder och använder anpassat materialdata, skulle förenkla processen för användaren. Detta kräver dock att detaljerad materialprovning genomförts vid många olika töjningsamplituder.
- **Vidare analys av hyperelastiska kurvanpassningar med hjälp av töjningsinvarianter:** Vissa av kurvanpassningarna till hyperelastiska materialmodeller med Biderman och Mooney har resulterat i ett icke-fysikaliskt resultat med negativ materialstyvhet och instabiliteter. Genom att studera sambandet mellan första och andra töjningsinvarianten är det möjligt att studera och utreda detta instabila beteende utförligare.
- **Undersöka möjligheten att använda insticksmodulen Abaqus for Catia:** Enligt uppgifter ska en insticksmodul som heter Abaqus for Catia finnas tillgänglig för konstruktörer på Scania. I denna finns bland annat möjlighet att använda teori för stora deformationer och därmed skulle pålitlig analys av komponenter av gummi med fyllmedel kunna genomföras även i Catia.

11 Referenser

- [1] Ottosen N.S. and Ristinmaa, M, *The Mechanics of Constitutive Modelling*. Elsevier Ltd., 2005.
- [2] University of Colorado at Boulder, Department of Aerospace Engineering Sciences, Course: Introduction to Aerospace Structures (ASEN 3112) *Lecture 5: Stress-strain Material Laws*. Hämtad 24/2-2014 från: <http://www.colorado.edu/engineering/CAS/courses.d/Structures.d/IAST.Lect05.d/IAST.Lect05.pdf>
- [3] Österlöf R., *Modelling of the Fletcher-Gent effect and obtaining hyperelastic parameters for filled elastomers*. KTH Stockholm, Licentiate Thesis, 2014
- [4] Z. Guo and L. J. Sluys, *Constitutive modelling of hyperelastic rubber-like materials*. Heron Journal 53 (3), pp. 109-132, 2008
- [5] Callister W. D., Rethwisch D. G., *Fundamentals of Materials Science and Engineering, 4th edition, SI Version*. John Wiley & sons, Singapore, 2013
- [6] *Catia V5 GAS Grundkurs*. Scania CV AB & XDIN AB, 2010
- [7] Ali A., Hosseini M. and Sahari B.B., *A Review of Constitutive Models for Rubber-Like Materials*. American J. of Engineering and Applied Sciences 3 (1), pp. 232-239, 2010
- [8] Austrell P. E., *Konstruktionsberäkningar för gummikomponenter*. Division of Structural Mechanics, LTH, Lund, 2010
- [9] Gent A. N., *Relaxation Processes in Vulcanized Rubber. I. Relation among Stress Relaxation, Creep, Recovery and Hysteresis* Journal of Applied Polymer Science 6 (22), pp. 433-441, 1962
- [10] Bergström J. S., Boyce M.C., *Constitutive Modelling of the Large Strain Time-dependent Behaviour of Elastomers*. J. Mech. Phys. Solids 46 (5), pp. 931-951, 1998
- [11] Österlöf R., Wentzel H., Kari L., Diercks N. and Wollscheid D., *Constitutive modelling of the amplitude and frequency dependency of filled elastomers utilizing a modified Boundary Surface Model*. International Journal of Solids and Structures 51, pp. 3431-3438, 2014

- [12] Rendek M. and Lion A., *Amplitude dependence of filler-reinforced rubber: Experiments, constitutive modelling and FEM – Implementation*. Rubber Chemistry and Technology 73 (3), pp. 504-523, 2010
- [13] Austrell P. E., Olsson A.K., *Considering amplitude dependence during cyclic loading of elastomers using an equivalent viscoelastic approach*. Polymer Testing 31, pp. 909-915, 2012
- [14] Diani J., Fayolle B., Gilormini P., *A review on the Mullins effect*. European Polymer Journal 2009, pp. 601-612, 2009
- [15] Chandrasekaran V. C., *Rubber as a Construction Material for Corrosion Protection: A Comprehensive Guide for Process Equipment Designers*. Wiley-Scrivener 2010
- [16] Krenk S., *Non-linear Modeling and Analysis of Solids and Structures*. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2009
- [17] G. Marckmann and E. Verron, *Comparison of Hyperelastic Models for Rubber-Like Materials*. Rubber Chemistry and Technology 79 (5), pp. 835-858, 2006
- [18] Bodelind B., Persson A., *Hållfasthets - och materialtabeller, Upplaga 7:9*. Studentlitteratur, Malmö, 2010
- [19] Österlöf R., Wentzel H., Kari L., *An efficient method for obtaining the hyperelastic properties of filled elastomers in finite strain applications*. Polymer Testing 41, pp. 44-54, 2014

Bilagor

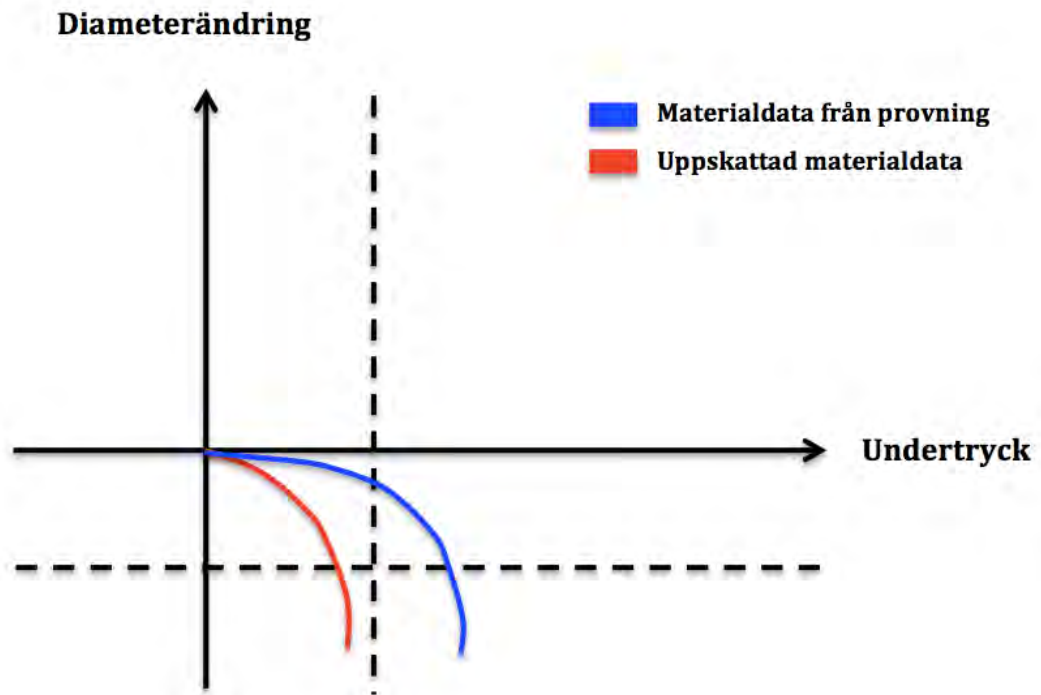
1 Metodbeskrivning för analys av gummi med fyllmedel

Detta avsnitt är tänkt att fungera som en vägledning till konstruktörer och beräkningsingenjörer som önskar prediktera hållfastheten i komponenter, som är tillverkade av gummi med fyllmedel. Instruktioner till när linjär analys är möjlig att använda presenteras kortfattat. Begreppet linjär analys syftar både till valet av en linjärelastisk materialmodell samt en linjär lösningsmetodik.

Under detta examensarbete har en komponent studerats som redan genomgått provning och uppfyllt kravspecifikationen. Detta har underlättat avsevärt eftersom att simuleringarna kunnat jämföras med filmer från provning, vilket har resulterat i att materialmodellen och materialdatat kunnat verifieras. Konstruktörer och beräknare på Scania står däremot inför en betydligt svårare utmaning då nya komponenter ska konstrueras, eftersom det inte finns något "facit" att jämföra med.

Avsnittet inleds med två exempel då dåligt passande materialmodeller eller förenklad lösningsmetodik kan leda till att felaktiga beslut tas vid framtagning av nya komponenter. Detta förlänger den iterativa processen vid utveckling av nya komponenter och kostar Scania både tid och pengar. Därefter presenteras en metodbeskrivning, som förhoppningsvis minimerar risken för att felaktiga predikteringar, gällande komponenter av gummi med fyllmedel, görs i framtiden.

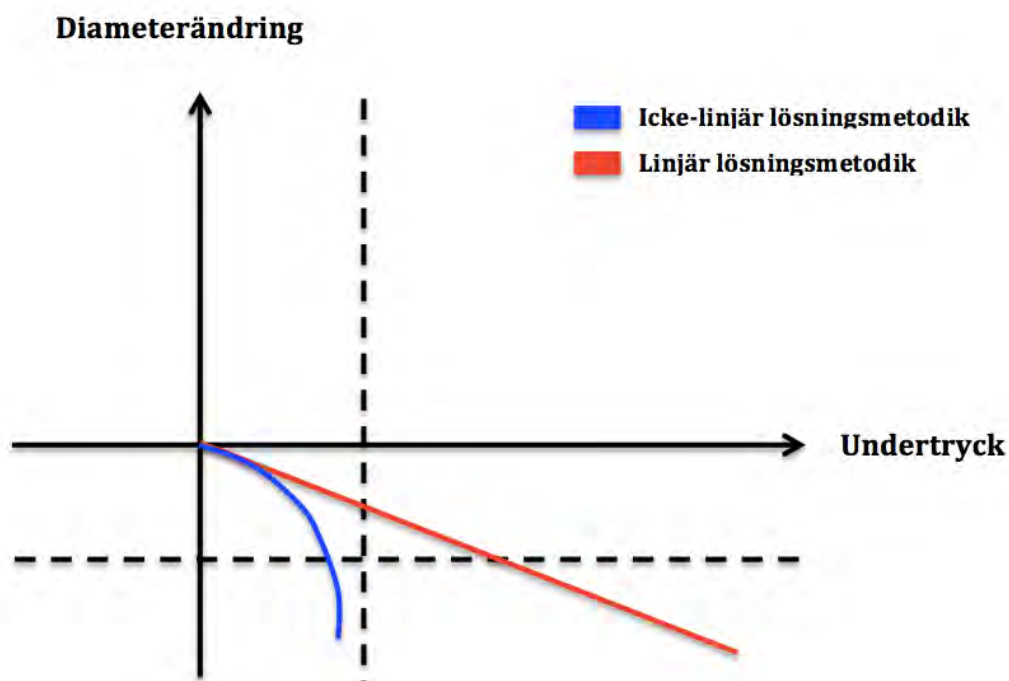
Simuleringar, som visar på att en kravspecifikation inte uppfylls, behöver inte nödvändigtvis innebära att komponenten måste konstrueras om. Orsaken till det otillfredsställande resultatet kan lika gärna vara att den använda materialmodellen, med tillhörande materialdata, inte passar tillämpningen och därmed ger ett opålitligt resultat, som i ett senare skede troligtvis inte hade matchat provning av komponenten. Ofta är data från materialprovning hämtat från allt för stora töjningsamplituder och detta ger upphov till en materialmodell med för låg styvhet. I Figur 26 visas ett exempel på detta, där den blå kurvan representerar den rätta materialmodellen och den röda kurvan den felaktiga och allt för veika materialmodellen.



Figur 26: *Simuleringar med materialmodeller som är baserade på lämplig respektive olämplig materialdata. Blå kurva representerar lämplig materialdata och röd kurva olämplig materialdata.*

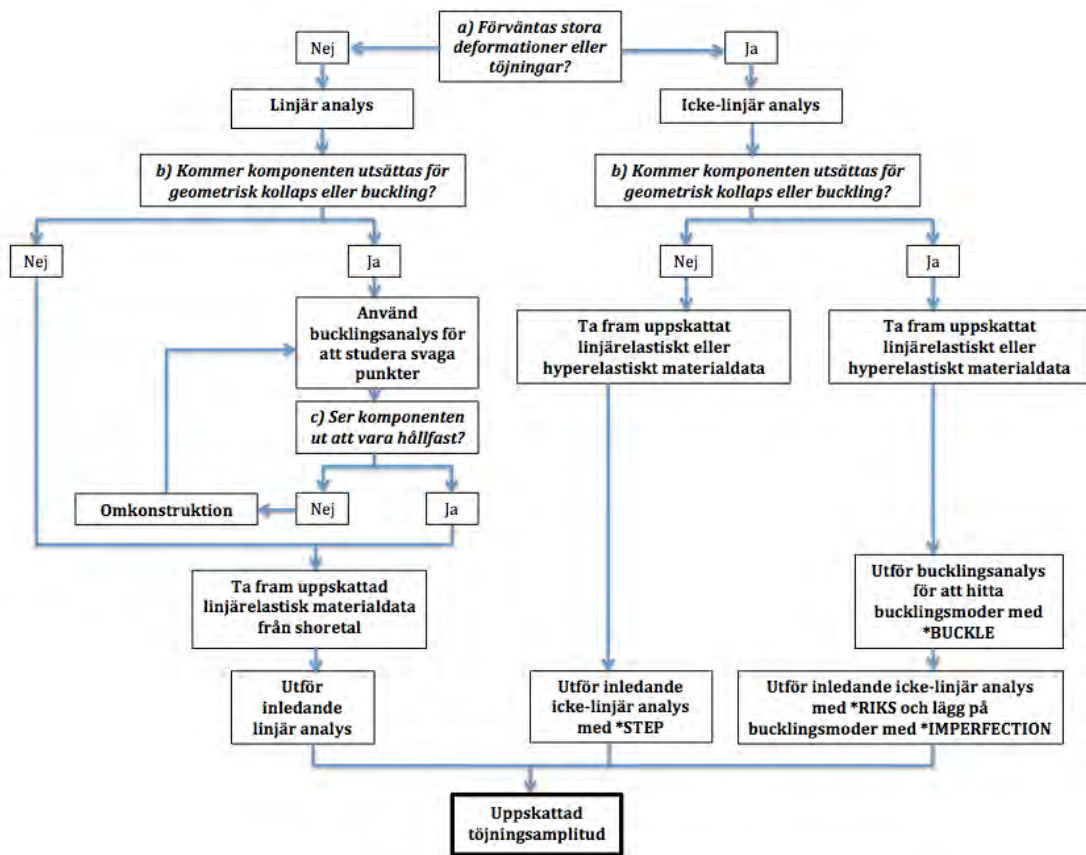
Det är också möjligt att simuleringar utförs med en linjär lösningsmetodik trots att deformationerna i komponenten är stora, vilket leder till en allt för hög predikterad styvhet hos komponenten. Slutsatsen dras då att kravspecifikationen uppfylls trots att komponenten i verkligheten kan vara för vek.

Ett exempel på detta visas i Figur 27, där den blå kurvan representerar en icke-linjär lösningsmetodik och den röda kurvan en linjär lösningsmetodik. Detta ger den falska tryggheten att komponenten förväntas hålla, som senare övergår i frustration då komponenten inte uppfyller förväntningarna under provningen. Stort fokus läggs därför i detta avsnitt vid att presentera materialprovningens utformning, hur data från provningen går att använda på ett strategiskt sätt för att erhålla bra kurvanpassningar samt kring hur ett pålitligt resultat går att erhålla genom simuleringar i Abaqus eller Catia GAS.

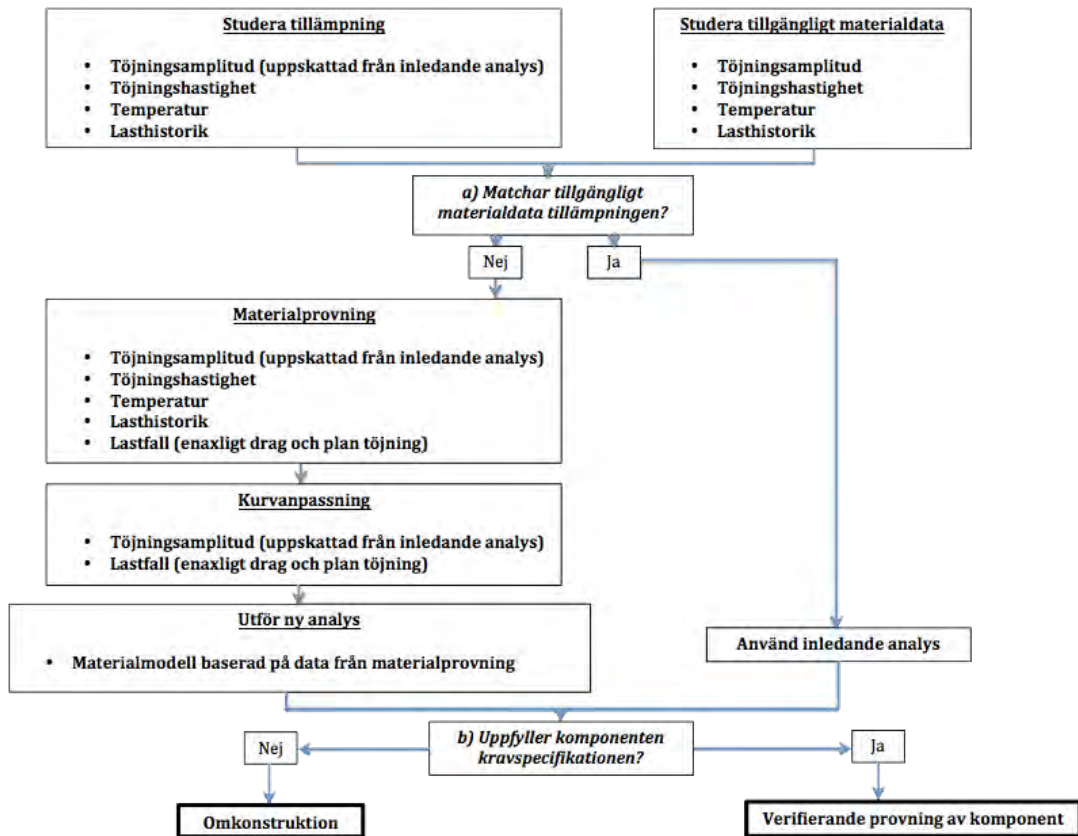


Figur 27: Simuleringar med olika val av lösningsmetodik. Blå kurva representerar icke-linjär lösningsmetodik och röd kurva linjär lösningsmetodik.

I Figur 28 och 29 presenteras en metodbeskrivning för inledande och vidare analys av gummi med fyllmedel. Syftet med den inledande analysen är att uppskatta de maximala töjningsamplituderna för de lastbärande regionerna hos komponenten. Med hjälp av denna uppskattning, tillsammans med en studie av tillämpningen och eventuell materialprovning, kan därefter vidare analys av komponenten utföras.



Figur 28: Metodbeskrivning för inledande simuleringar med syfte att erhålla en uppskattad töjningsamplitud för de lastbärande regionerna hos komponenten.



Figur 29: Metodbeskrivning för vidare simuleringar med syfte att avgöra hurvida komponenten uppfyller kravspecifikationen eller inte.

Förtydliganden av vissa moment i metodbeskrivningen för inledande analys:

- **Använd bucklingsanalys för att studera svaga punkter**
Bucklingsanalys är ett sätt att ta fram bucklingsmoderna för en geometri. Dessa kan liknas vid egenfrekvenser för ett system i svängning. Kollapsen av en komponent går inte att simulera med hjälp av linjär analys och om en linjär analys ändå används kommer resultatet inte alls att vara verklighetstroget. Den linjära analysen kommer inte kunna fånga varken korrekt utseende eller respons för komponenten och därför avrådes starkt ifrån användning av linjär analys om laster över kollapslasten används. Viktigt att inse är att bucklingsanalys inte ger någon information om absoluta deformationer eller töjningar för komponenten utan istället ger en fingervisning om komponentens utseende vid kollaps. Detta kan vara till stor nytta i ett tidigt skede av framtagningen av en ny komponent. Om vissa regioner av komponenten bucklas mycket mer än andra är det rimligt att tro att komponenten behöver förstärkas i dessa regioner. Om bucklingen däremot ser tillräckligt jämn ut kan det vara lämpligt att gå vidare till inledande simuleringar.
- **Ta fram uppskattad linjärelastisk materialdata från shoretal**
I Bilaga 3.2 presenteras detaljer kring detta.
- **Uppskattad töjningsamplitud**
Då storleksordningen på ingenjörstöjningarna i komponenten utvärderas är det viktigt att studera var de maximala töjningarna befinner sig och försöka bedöma om dessa regioner är lastbärande eller inte. Dessutom bör kravspecifikationen studeras. Om gränsen för töjningar eller deformationer passeras långt innan kollapsen är det givetvis ostrategiskt att studera töjningsamplituderna vid fullständig kollaps. Istället bör töjningsamplituden uppskattas utifrån kravspecifikationen för komponenten.

2 Detaljer kring materialprovningen

Materialprovningen har utförts på KTH och en hydraulisk rigg med temperaturkammare har använts. I Tabell 4 presenteras dessa mätningar.

#	Lastfall	Mätserie	Temperatur	Deformationshastighet [mm/s]
1	Enaxligt drag	1	Rum	1
2	Enaxligt drag	2	Rum	0.01 / 0.1 / 1
3	Enaxligt drag	2	Rum	10
4	Enaxligt drag	2	Varmt 90 °C	0.1 / 1
5	Plan töjning	1	Rum	1
6	Plan töjning	2	Rum	0.1 / 1
7	Plan töjning	2	Varmt 90 °C	0.1 / 1

Tabell 4: Genomförda mätningar vid provningen.

I Tabell 5 presenteras dimensionerna för provstavarna som använts vid mätningarna.

#	Längd dragriktning [mm]	Dimension 2	Dimension 3
1	45.90	4.23	6.25
2	45.90	4.15	6.26
3	45.28	4.15	6.20
4	46.00	4.16	6.26
5	39.52	4.25	100.80
6	37.60	4.25	100.91
7	40.50	4.22	103.00

Tabell 5: Provstavarnas dimensioner. Längd i dragriktning samt de andra två dimensionerna.

Längden i dragriktningen har använts för att räkna om förskjutningarna till ingenjörsmässiga töjningar. De övriga dimensionerna har använts för att räkna om kraften till sanna spänningar, då hänsyn tagits till att tvärsnittsarean minskar som för ett inkompressibelt material. Eftersom att gummi med fyllmedel får en permanent förlängning justerades provriggens höjd inför varje byte av töjningsamplitud så att nollvärdet för förskjutning placerades rätt.

3 Detaljer kring passning av materialmodell till provdata

Innan kurvanpassningen genomfördes gjordes vissa justeringar i mätdatat. Belastningscyklerna har justerats i höjddled och sidled för att varje cykel ska påbörjas i origo. Anledningen till att cyklerna inte påbörjas rätt i höjddled är att provriggen har en tyngd som påverkar kraften. Anledningen till att andra, tredje och fjärde belastningscyklerna justerats i sidled är den permanenta förlängning som uppstår i gummi med fyllmedel. Detta är anledningen till att dessa cykler, i graferna som presenteras i avsnittet Materialprovning, ser ut att inte ha belastats till lika stora töjningar som den första belastningscykeln.

Kurvanpassning av mätdata till hyperelastiska och linjärelastiska materialmodeller har gjorts i Matlab med hjälp av minsta kvadratanpassningar till de teoretiska sambanden mellan spänning och töjning, som presenterades i avsnitten Hyperelastiska materialmodeller samt Linjärelastisk materialmodell. Koden som använts till en av kurvanpassningarna presenteras i Bilaga 3.1 för att läsaren ska kunna följa tillvägagångssättet. Användaren har möjlighet att välja vilken hyperelastisk modell som ska användas, med variabeln material-Model, och dessutom görs en linjärelastisk kurvanpassning. Observera dock att Poissons tal är definierat till 0.495 och att det endast är E-modulen som anpassas. Värdet på Poissons tal är baserat på att materialet är näst intill inkompressibelt och är hämtat från shoretal enligt Bilaga 3.2. Då kurvanpassning gjorts till både enaxligt drag och plan töjning har mätdatat justerats så att bägge lastfall har lika många mätpunkter. Detta för att kurvanpassningen ska väga mätdatat från lastfallen lika tungt.

3.1 Matlab-kod till minsta kvadratanpassning

```
%-----  
clc  
clear all  
close all  
%-----  
% 10 % strain - 1 mm/s - Room temperature - Serie 1  
% Fits testing data to hyperelastic material model  
%-----  
materialModel = 2; % 1 = Neo-Hookean  
plotFactor = 1; % 2 = Mooney-Rivlin  
txtSize = 30; % 3 = Biderman  
mrkSize = 20;  
%-----  
  
% Testing data  
  
A0 = 4.23*6.25*10(-6);  
load input_room_uni_10_mullins.mat  
lamUni = eps + 1;  
A = A0./lamUni;  
sigUni = force./A;  
  
A0 = 4.25*100.80*10(-6);  
load input_room_plane_10_mullins.mat  
lamPlane = eps + 1;  
A = A0./lamPlane;  
sigPlane = force./A;  
  
% Interpolate testing data curves to same number of  
points  
  
nUni = length(sigUni);  
nPlane = length(sigPlane);  
n = min(nUni, nPlane);  
N = max(nUni, nPlane);  
diff = (N-1)/(n-1);  
lamNew = zeros(1, n);  
sigNew = zeros(1, n);
```

```

if(N==nUni)           % Change data for uniaxial data

    lamNew(1) = lamUni(1);
    sigNew(1) = sigUni(1);
    indx = 1;
    for(i=2:n)
        indx = indx + diff;
        integer = floor(indx);
        rest = indx - integer;
        x1 = lamUni(integer - 1);
        x2 = lamUni(integer);
        y1 = sigUni(integer - 1);
        y2 = sigUni(integer);
        slope = (y2 - y1)/(x2 - x1);
        xMid = x1 + rest*(x2 - x1);
        yMid = y1 + (xMid - x1)*slope;
        lamNew(i) = xMid;
        sigNew(i) = yMid;
    end

    lamUni = lamNew;
    sigUni = sigNew;

elseif(N==nPlane)     % Change data for plane
    strain data

    lamNew(1) = lamPlane(1);
    sigNew(1) = sigPlane(1);
    indx = 1;
    for(i=2:n)
        indx = indx + diff;
        integer = floor(indx);
        rest = indx - integer;
        x1 = lamPlane(integer - 1);
        x2 = lamPlane(integer);
        y1 = sigPlane(integer - 1);
        y2 = sigPlane(integer);
        slope = (y2 - y1)/(x2 - x1);
        xMid = x1 + rest*(x2 - x1);
        yMid = y1 + (xMid - x1)*slope;
        lamNew(i) = xMid;

```

```

        sigNew(i) = yMid;
    end

    lamPlane = lamNew;
    sigPlane = sigNew;

end

% Hyperelastic material model

d00 = 0; d01 = 0; d02 = 0; d03 = 0; d10 = 0; d11 = 0;
    d12 = 0; d13 = 0; d20 = 0; d21 = 0; d22 = 0; d23 =
    0; d30 = 0; d31 = 0; d32 = 0; d33 = 0;

%-----
% Curve fit Uniaxial
%-----

disp('_____')
disp('Uniaxial')

if(materialModel==1)           % Neo-Hookean
    residual = @(x) sum((sigUni - hyper([d00 d01 d02
        d03; x(1) d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23; d30 d31
        d32 d33],1,lamUni)).^2);
    x = fminsearch(residual,[0.2E6]);
    d10 = x(1)
elseif(materialModel==2)       % Mooney-Rivlin
    residual = @(x) sum((sigUni - hyper([d00 x(1) d02
        d03; x(2) d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23; d30 d31
        d32 d33],1,lamUni)).^2);
    x = fminsearch(residual,[0.2E6 0.8E6]);
    d01 = x(1)
    d10 = x(2)
elseif(materialModel==3)       % Biderman
    residual = @(x) sum((sigUni - hyper([d00 x(1) d02
        d03; x(2) d11 d12 d13; x(3) d21 d22 d23; x(4)
        d31 d32 d33],1,lamUni)).^2);
    x = fminsearch(residual,[-1.2839e+06 2.7526e+06
        -5.2975e+06 1.5532e+07]);
    d01 = x(1)

```

```

    d10 = x(2)
    d20 = x(3)
    d30 = x(4)
end

% Check data

d = [d00 d01 d02 d03; d10 d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23;
     d30 d31 d32 d33];

lamHyper = 1:0.01:1.6;
sigHyperUni = hyper(d,1,lamHyper);
sigHyperPlane = hyper(d,2,lamHyper);
sigHyperBi = hyper(d,3,lamHyper);
nPlot = floor(length(lamHyper)*plotFactor);

%-----
% Curve fit Plane strain
%-----

disp('_____')
disp('Plane_strain')

if(materialModel==1) % Neo-Hookean
    residual = @(x) sum((sigPlane - hyper([d00 d01 d02
        d03; x(1) d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23; d30 d31
        d32 d33],2,lamPlane)).^2);
    x = fminsearch(residual,[0.2E6]);
    d10 = x(1)
elseif(materialModel==2) % Mooney-Rivlin
    residual = @(x) sum((sigPlane - hyper([d00 x(1) d02
        d03; x(2) d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23; d30 d31
        d32 d33],2,lamPlane)).^2);
    x = fminsearch(residual,[0.2E6 0.8E6]);
    d01 = x(1)
    d10 = x(2)
elseif(materialModel==3) % Biderman
    residual = @(x) sum((sigPlane - hyper([d00 x(1) d02
        d03; x(2) d11 d12 d13; x(3) d21 d22 d23; x(4)
        d31 d32 d33],2,lamPlane)).^2);

```

```

x = fminsearch(residual,[-1.2839e+06 2.7526e+06
-5.2975e+06 1.5532e+07]);
d01 = x(1)
d10 = x(2)
d20 = x(3)
d30 = x(4)
end

% Check data

d = [d00 d01 d02 d03; d10 d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23;
d30 d31 d32 d33];

lamHyper = 1:0.01:1.6;
sigHyperUni = hyper(d,1,lamHyper);
sigHyperPlane = hyper(d,2,lamHyper);
sigHyperBi = hyper(d,3,lamHyper);
nPlot = floor(length(lamHyper)*plotFactor);

%-----
% Curve fit Uniaxial + Plane strain
%-----

disp('_____')
disp('Uniaxial_+_Plane_strain')

if(materialModel==1) % Neo-Hookean
residual = @(x) sum((sigUni - hyper([d00 d01 d02
d03; x(1) d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23; d30 d31
d32 d33],1,lamUni)).^2) + sum((sigPlane - hyper
([d00 d01 d02 d03; x(1) d11 d12 d13; d20 d21 d22
d23; d30 d31 d32 d33],2,lamPlane)).^2);
x = fminsearch(residual,[0.2E6]);
d10 = x(1)
elseif(materialModel==2) % Mooney-Rivlin
residual = @(x) sum((sigUni - hyper([d00 x(1) d02
d03; x(2) d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23; d30 d31
d32 d33],1,lamUni)).^2) + sum((sigPlane - hyper
([d00 x(1) d02 d03; x(2) d11 d12 d13; d20 d21
d22 d23; d30 d31 d32 d33],2,lamPlane)).^2);

```

```

    x = fminsearch(residual,[0.2E6 0.8E6]);
    d01 = x(1)
    d10 = x(2)
elseif(materialModel==3)      % Biderman
    residual = @(x) sum((sigUni - hyper([d00 x(1) d02
        d03; x(2) d11 d12 d13; x(3) d21 d22 d23; x(4)
        d31 d32 d33],1,lamUni)).^2) + sum((sigPlane -
        hyper([d00 x(1) d02 d03; x(2) d11 d12 d13; x(3)
        d21 d22 d23; x(4) d31 d32 d33],2,lamPlane)).^2);
    x = fminsearch(residual,[-1.2839e+06 2.7526e+06
        -5.2975e+06 1.5532e+07]);
    d01 = x(1)
    d10 = x(2)
    d20 = x(3)
    d30 = x(4)
end

% Check data

d = [d00 d01 d02 d03; d10 d11 d12 d13; d20 d21 d22 d23;
    d30 d31 d32 d33];

lamHyper = 1:0.01:1.6;
sigHyperUni = hyper(d,1,lamHyper);
sigHyperPlane = hyper(d,2,lamHyper);
sigHyperBi = hyper(d,3,lamHyper);
nPlot = floor(length(lamHyper)*plotFactor);

%-----
% Curve fit LINEAR ELASTIC Uniaxial + Plane strain
%-----

disp('_____')
disp('Linear_Elastic_Uniaxial+Plane_strain')

nu = 0.495

residual = @(x) sum((sigUni - linearModel([x(1) nu],1,
    lamUni)).^2) + sum((sigPlane - linearModel([x(1) nu
    ],2,lamPlane)).^2);

```

```

x = fminsearch(residual,[0.2E6]);
E = x(1)

% Check data
lamLinear = 1:0.01:1.6;
sigLinearUni = linearModel([E nu],1,lamLinear);
sigLinearPlane = linearModel([E nu],2,lamLinear);
nPlot = floor(length(lamLinear)*plotFactor);

%-----
function sigHyper = hyper(d,loadCase,lam)

[n,m] = size(d);
N = length(lam);

if (loadCase==1) % Uniaxial loading

    I1 = lam.^2 + 2*lam.^(-1);
    I2 = 2*lam + lam.^(-2);
    I3 = ones(1,N);

    for k=1:N

        dW_dI1 = 0;
        dW_dI2 = 0;
        dW_dI3 = 0;

        for p=1:n

            % p = 1, 2, 3, 4 ...
            i = p - 1;

            % i = 0, 1, 2, 3 ...
            for q=1:m

                % q = 1, 2, 3, 4 ...
                j = q - 1;

                % j = 0, 1, 2, 3 ...

                if (i>0)

```



```

        dW_dI1 = dW_dI1 + d(p,q)*(I2(k)
            -3)^j*i*(I1(k)-3)^(i-1);
    end
    if (j>0)
        dW_dI2 = dW_dI2 + d(p,q)*(I1(k)
            -3)^i*j*(I2(k)-3)^(j-1);
    end

    end

    end

    sigHyper(k) = 2*(lam(k)^2 - lam(k)^(-1))*(
        dW_dI1 + lam(k)^(-1)*dW_dI2);

end

end

if (loadCase==2)    % Plane strain

    I1 = lam.^2 + lam.^(-2) + ones(1,N);
    I2 = lam.^2 + lam.^(-2) + ones(1,N);
    I3 = ones(1,N);

    for k=1:N

        dW_dI1 = 0;
        dW_dI2 = 0;
        dW_dI3 = 0;

        for p=1:n

            % p = 1, 2, 3, 4 ...
            i = p - 1;

            % i = 0, 1, 2, 3 ...
            for q=1:m

                % q = 1, 2, 3, 4 ...
                j = q - 1;

```

```

                                % j = 0, 1, 2, 3 ...

    if (i>0)
        dW_dI1 = dW_dI1 + d(p,q)*(I2(k)
            -3)^j*i*(I1(k)-3)^(i-1);
    end
    if (j>0)
        dW_dI2 = dW_dI2 + d(p,q)*(I1(k)
            -3)^i*j*(I2(k)-3)^(j-1);
    end

    end
end

sigHyper(k) = 2*(lam(k)^2 - lam(k)^(-2)).*(
    dW_dI1 + dW_dI2);

end
end

if (loadCase==3)    % Equibiaxial loading

    I1 = 2*lam.^2 + lam.^(-4);
    I2 = lam.^4 + 2*lam.^(-2);
    I3 = ones(1,N);

    for k=1:N

        dW_dI1 = 0;
        dW_dI2 = 0;
        dW_dI3 = 0;

        for p=1:n

            % p = 1, 2, 3, 4 ...
            i = p - 1;

            % i = 0, 1, 2, 3 ...
            for q=1:m

```

```

        % q = 1, 2, 3, 4 ...
        j = q - 1;

        % j = 0, 1, 2, 3 ...

        if (i>0)
            dW_dI1 = dW_dI1 + d(p,q)*(I2(k)
                -3)^j*i*(I1(k)-3)^(i-1);
        end
        if (j>0)
            dW_dI2 = dW_dI2 + d(p,q)*(I1(k)
                -3)^i*j*(I2(k)-3)^(j-1);
        end
    end
end

sigHyper(k) = 2*(lam(k)^2 - lam(k)^(-4)).*(
    dW_dI1 + lam(k)^2*dW_dI2);

end
end

end
%-----
function sigLinear = linearModel(d,loadCase,lam)

E = d(1);
nu = d(2);

if (loadCase==1)    % Uniaxial loading

    sigLinear = E*log(lam);
    %sigLinear = E*(lam-1);

end

if (loadCase==2)    % Plane strain

    sigLinear = E/(1-nu^2)*log(lam);

```

```
    %sigLinear = E/(1-nu^2)*(lam-1);  
  
end  
  
if (loadCase==3)    % Plane strain  
    sigLinear = lam;  
  
end  
end  
%

---


```

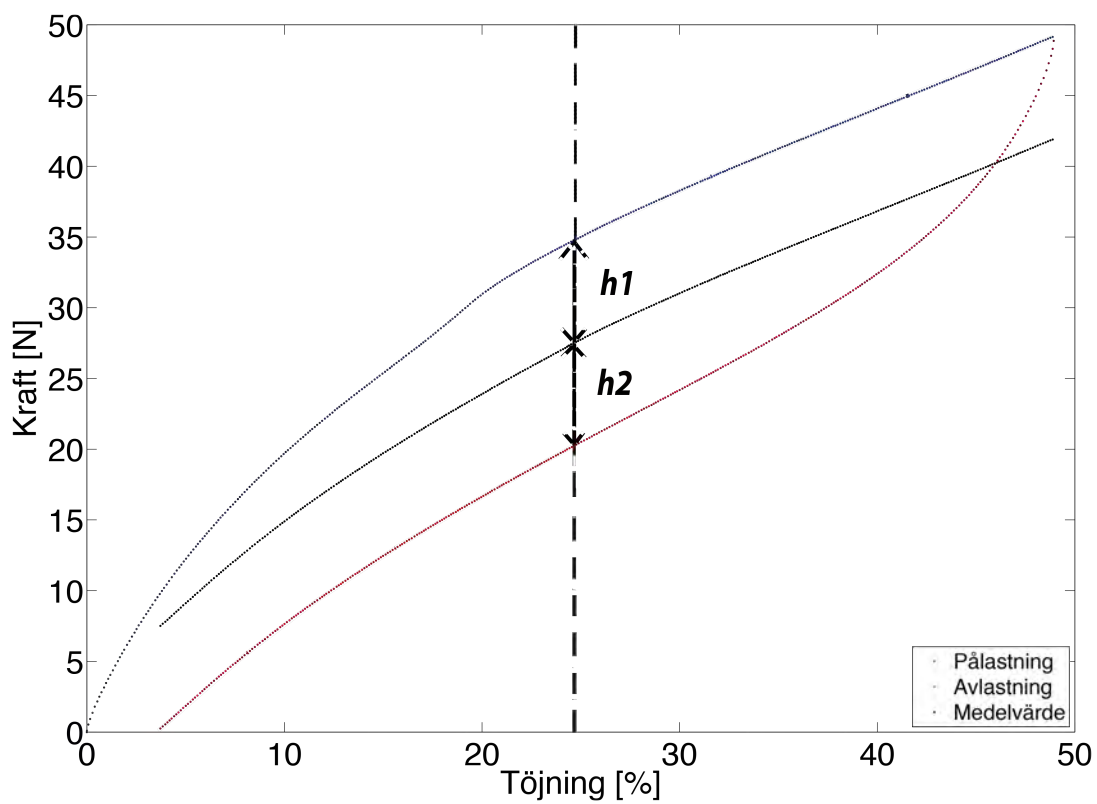
3.2 E-modul och Poissons tal från shoretal

Vid studier av tidigare och liknande modeller av gummibälgen har E-modul och Poissons tal använts från uppskattade shoretal. Baserat på materialets hårdhet (shoretal) räknas bulkmodulen (B) om till en uppskattad E-modul och Poissons tal. Materialdatat som använts har hämtats från tabeller som används på Scania och för gummi med fyllmedel som har shoretal 70, vilket gäller för det studerade materialet, uppskattas E-modulen vara 4.32 MPa och Poissons tal 0.495.

3.3 Medelvärde för på- och avlastningskurva

Då medelvärdet för på- och avlastningskurvan tagits fram har detta genomförts enligt konceptet i Figur 30. Detta materialdata är hämtat från provning med töjningsamplituden 50 %. En gräns har dragits vid hälften av denna (25 % streckad linje) för att dela upp på- och avlastningskurvan i två delar. Den andra delen av pålastningskurvan (blå kurva) och den andra delen av avlastningskurvan (röd kurva) har valts ut eftersom att dessa bäst beskriver det elastiska beteendet hos gummit. Den blå kurvan har förskjutits längden $h1$ neråt i alla punkter och den röda kurvan har förskjutits längden $h2$ uppåt i alla punkter. Detta resulterar i ett medelvärde (svart kurva) där de två delarna möts på mitten.

Kurvan för medelvärdet skär inte origo men detta gör ingenting eftersom att kurvanpassningen automatiskt kommer ta hänsyn till detta och börja i origo tack vare den analytiska modellen.



Figur 30: Visar hur medelvärdet för på- och avlastningskurvan tagits fram.

4 Detaljer kring simuleringar i Abaqus

Geometrin för gummibälgen har exporterats från Catia och därefter importerats till Hypermesh. Vissa ändringar har gjorts i geometrin för att efterlikna förhållandena under provning av komponenten. Gummibälgen har tre områden där sladdar och slangar kopplas på plastbrickor som sätts fast på gummibälgen i den verkliga tillämpningen. Super-stela balkelement har därför placerats i dessa områden på bälgens in- och utsida för att förhindra deformationer och därmed efterlikna de verkliga förhållandena. Elementtypen som användes till dessa balkelement var B31.

En så kallad "solidmesh" har använts med elementstorleken 1.8 mm och elementtypen C3D10H. Ett annat elementnät har även använts som referens med elementstorleken 2.5 mm. Tester gjordes att använda en så kallad "skal-mesh" men eftersom att bälgens tjocklek inte är konstant ställde detta till med problem för Hypermesh. Användandet av solida element istället för skalelement har gjort att simuleringstiderna blivit väldigt långa. Modellen med den mindre elementstorleken resulterade i 923 583 element och 1 477 679 noder och modellen med den större elementstorleken i 393 324 element och 660 011 noder. Detta är oerhört stora modeller, vilket har gjort simuleringstiderna långa. Försök gjordes med grövre elementnät men detta resulterade i att vissa delar av bälgen endast fick ett eller två element i tjocklek. Detta orsakade senare problem då ytan, där undertrycket skulle läggas på, inte gick att välja ut på ett lämpligt sätt.

Nodset har markerats ut, där fasta randvillkor lagts i alla tre frihetsgrader, för att simulera att bälgen sitter fast i bägge ändar. Insidan av bälgen har markerats ut som en *SURFACE för att senare kunna lägga undertryckslasten på denna.

Modellen från Hypermesh har därefter exporterats till input-filer (.inp) och include-filer (.inc). Input-filen har därefter modifierats i textform för att välja rätt materialmodell, val av *STATIC STEP eller *STATIC RIKS samt utskrifter av förskjutningar för nodseten, som representerar tvärsnitten med diameterändringar. Dessa filer har sedan skickats som jobb till Scantias FEM-kluster.

Förskjutningarna för nodseten, som representerar nodparen på tvärsnitten, har efter simuleringarna lästs in i Matlab från textfiler och diameterändringarna har beräknats. Koden som hanterar detta presenteras i Bilaga 4.1.

4.1 Matlab-kod inläsning av förskjutningar för diameterändringar

```
%-----  
clc  
clear all  
close all  
%-----  
maximumPressure = XXX;           % XXX is a Scania  
    crypted value  
txtSize = 20;  
%-----  
  
[FileName,PathName,FilterIndex] = uigetfile('M:\FEM\  
TURBO..\*.dat', 'Choose_input_file');  
inputFile = [PathName FileName];  
[~,1] = size(FileName);  
outputFile = [];  
for k=1:l  
    if (double(FileName(k))==46)  
        break  
    end  
    outputFile = [outputFile FileName(k)];  
end  
outputFile = [outputFile '.mat'];  
  
% Read from chosen Abaqus input .dat file and create  
output .mat file with coordinates for each increment  
  
fid = fopen(inputFile, 'r');  
text = textscan(fid, '%s', 'Delimiter', '');  
text = text{1};  
fid = fclose(fid);  
[N,~] = size(text);  
  
% Search for FRACTION OF STEP COMPLETED and save  
fraction to frac  
  
frac = [];  
fr = [];
```



```

for (i=1:N)
    txt = strfind(text(i), 'FRACTION_OF_STEP_COMPLETED')
    ;
    if (isempty(txt{1})==0)
        tmp = text(i);
        line = tmp{1};
        [~,len] = size(line);
        space = isspace(line);
        fr = [];
        count = 0;
        for j=2:len
            str = [line(j-1) line(j)];
            if(strcmp(str, 'EP'))
                count = count + 1;
            end
            if(count>=1)
                if(space(j-1)==1 && space(j)==0)
                    count = count + 1;
                end
                if(count==3)
                    fr = [fr line(j)];
                end
            end
        end
        frac = [frac str2double(fr)];
    end

    txt2 = strfind(text(i), 'CURRENT_LOAD_
    PROPORTIONALITY_FACTOR');
    if (isempty(txt2{1})==0)
        tmp = text(i);
        line = tmp{1};
        [~,len] = size(line);
        space = isspace(line);
        fr = [];
        count = 0;
        for j=2:len
            if(space(j-1)==1 && space(j)==0)
                count = count + 1;
            end
        end
    end

```

```

        if(count==4)
            fr = [fr line(j)];
        end

    end
    frac = [frac str2double(fr)];
end
end

%-----
%CIRCLE 1 (cross section 1)
%-----

% Search for CIRCLE1 and save displacements to disp1

disp1 = [];
i = 1;

while(i<=N-1)
    circ = strfind(text(i), 'CIRCLE1');
    type = strfind(text(i+1), 'U1');
    if (isempty(circ{1})==0 && isempty(type{1})==0)
        i = i + 3;
        for k=1:12
            tmp = text(i);
            line = tmp{1};
            [~,len] = size(line);
            space = isspace(line);
            node = [line(1)]; x = []; y = []; z = [];
            count = 1;
            for j=2:len
                if(space(j-1)==1 && space(j)==0)
                    count = count + 1;
                end
                if(space(j)==0)
                    if(count==1)
                        node = [node line(j)];
                    elseif(count==2)
                        x = [x line(j)];
                    elseif(count==3)
                        y = [y line(j)];
                    end
                end
            end
        end
    end

```

```

                elseif(count==4)
                    z = [z line(j)];
                end
            end
        end
        disp1 = [disp1; str2double(node)
                str2double(x) str2double(y) str2double(z)
                );
        i = i + 1;
    end
else
    i = i + 1;
end
end
end

```

% Compare nodal coordinates for CIRCLE1 to reference configuration (after creating coordinates from displacements)

```

ref1 = [14205 -0.702022013612 0.3897541668045
0.4666988212437;
14235 -0.682127386664 0.3842804289721
0.4502897427224;
23204 -0.791911126715 0.3548715190584
0.411510793144;
23236 -0.79266410781 0.3661650271984
0.4360246288528;
32618 -0.747945520329 0.3882573171544
0.4738566763539;
32668 -0.784265512011 0.3751676954568
0.4535912174494;
65883 -0.673420378762 0.3773251508622
0.4330427151167;
65913 -0.672663397608 0.3666597929196
0.4097058302071;
65937 -0.680866245416 0.3575376337857
0.3919033212381;
65987 -0.717419709345 0.3440399355991
0.3712697604275;
80069 -0.76285494454 0.34242638947
0.3781662503893;

```

```

            80099 -0.783355177787  0.34804918414
            0.3948866187456];

couple1 = [14205      80069
           14235      80099
           23204      65883
           23236      65913
           32618      65987
           32668      65937];

[len,~] = size(displ);
it = len/12;
coord1 = zeros(len,4);
diff1 = zeros(it,6);

refOrder = sortrows(ref1,1);

l = 1;
for i=1:it
    for j=1:12
        for k=1:4
            coord1(l,k) = refOrder(j,k) + displ(l,k);
        end
        l = l + 1;
    end
end

for i=1:it
    for j=1:12
        if(j<=6)
            [indxRef1,indxRef2,indxCoord1,indxCoord2]
            = findIndex(j,ref1,couple1);
            lengthRef = sqrt((ref1(indxRef1,2) - ref1(
                indxRef2,2))^2 + (ref1(indxRef1,3) -
                ref1(indxRef2,3))^2 + (ref1(indxRef1,4)
                - ref1(indxRef2,4))^2);
            lengthDef = sqrt((coord1(12*(i-1)+
                indxCoord1,2) - coord1(12*(i-1)+
                indxCoord2,2))^2 + (coord1(12*(i-1)+
                indxCoord1,3) - coord1(12*(i-1)+
                indxCoord2,3))^2 + (coord1(12*(i-1)+

```

```

            indxCoord1,4) - coord1(12*(i-1)+
            indxCoord2,4))^2);
        diff1(i,j) = lengthDef - lengthRef;
    end
end
end

diff1 = diff1*1000

minimum1 = min(min(diff1))
maximum1 = max(max(diff1));

maxAbs1 = max(abs(minimum1),maximum1);

% A corresponding analysis has been made for the other
% cross sections

%-----
function [indxRef1,indxRef2,indxCoord1,indxCoord2] =
    findIndex(j,ref,couple)

    ref = ref(:,1);
    ref2 = ref(7:12);
    couple1 = couple(:,1);
    couple2 = couple(:,2);
    node1 = couple1(j);
    node2 = couple2(j);

    indxRef1 = j;

    for i=1:6
        nodeRef2 = ref2(i);
        if(nodeRef2==node2)
            indxRef2 = i;
        end
    end

    indxRef2 = indxRef2 + 6;

    coord = sort(ref);

```

```
for i=1:12
    nodeCoord = coord(i);
    if (nodeCoord==node1)
        indxCoord1 = i;
    elseif (nodeCoord==node2)
        indxCoord2 = i;
    end
end
end
%
```

4.2 Tabeller för körningar i Abaqus

I Tabell 6-9 presenteras detaljer kring simuleringarna. Körningarna numreras med # och Körning 1 respektive 2 enligt systemet #:Körning från Tabell 1.

#	Mätserie / Omgång / Pålastning	Temperatur	Töjningsamplitud [%]	Deformationshastighet [mm/s]
1:1	1 / 1 / 1	Rum	10	1
1:2	*	Rum	*	*
2:1	1 / 1 / 1	Rum	10	1
2:2	1 / 1 / 1	Rum	10	1
3:1	1 / 1 / 1	Rum	10	1
3:2	1 / 1 / 1	Rum	50	1
4:1	2 / 1 / 1	Rum	10	1
4:2	2 / 1 / 1	Varmt	10	1
5:1	1 / 1 / 1	Rum	10	10
5:2	1 / 1 / 1	Rum	10	1
6:1	2 / 1 / 1	Rum	50	1
6:2	2 / 1 / 1**	Rum	50	1
7:1	1 / 1 / 1	Rum	10	1
7:2	1 / 1 / 1	Rum	10	1
8:1	2 / 1 / 1	Rum	50	1
8:2	2 / 2 / 1	Rum	50	1
9:1	2 / 1 / 1	Rum	50	1
9:2	2 / 1 / 2	Rum	50	1
10:1	2 / 1 / 1	Rum	50	1
10:2	2 / 1 / 1	Rum	50	1
11:1	2 / 1 / 1	Rum	50	1
11:2	2 / 1 / 1	Rum	50	1
12:1	1 / 1 / 1	Rum	10	1
12:2	1 / 1 / 1	Rum	10	1
13:1	1 / 1 / 1	Rum	10	1
13:2	1 / 1 / 1	Rum	10	1
14:1	1 / 1 / 1	Rum	10	1
14:2	1 / 1 / 1	Rum	10	1

Tabell 6: Detaljer kring simuleringar i Abaqus: Egenskaper från provning.

* Materialdata hämtade från shoretal (se Bilaga 3.2 för detaljer).

** Inte pålastningskurva utan medelvärde mellan på-och avlastningskurva (se Bilaga 3.3 för detaljer).

#	Materialmodell	Anpassning till lastfall	C_{10} $\cdot 10^6$	C_{01} $\cdot 10^6$	C_{20} $\cdot 10^6$	C_{30} $\cdot 10^6$	E [MPa]	ν
1:1	Linjär	Enaxligt & Plan					8.45	0.495
1:2	Linjär	Enaxligt & Plan					4.32	0.495
2:1	Linjär	Enaxligt & Plan					8.45	0.495
2:2	Linjär	Enaxligt & Plan					8.45	0.495
3:1	Hyper Neo	Enaxligt	1.49					
3:2	Hyper Neo	Enaxligt	0.901					
4:1	Hyper Neo	Enaxligt	1.66					
4:2	Hyper Neo	Enaxligt	1.12					
5:1	Hyper Neo	Enaxligt	1.88					
5:2	Hyper Neo	Enaxligt	1.49					
6:1	Hyper Neo	Enaxligt	0.996					
6:2	Hyper Neo	Enaxligt	0.821					
7:1	Hyper Neo	Enaxligt	1.49					
7:2	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	1.38					
8:1	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	0.794					
8:2	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	0.719					
9:1	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	0.794					
9:2	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	0.717					
10:1	Linjär	Enaxligt & Plan					5.32	0.494
10:2	Linjär	Enaxligt & Plan					5.32	0.494
11:1	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	0.794					
11:2	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	0.794					
12:1	Hyper Biderman	Enaxligt & Plan	3.61	-1.69	-23.16	249.41		
12:2	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	1.38					
13:1	Linjär	Enaxligt & Plan					8.45	0.495
13:2	Hyper Neo	Enaxligt & Plan	1.38					
14:1	Hyper Biderman	Enaxligt & Plan	3.61	-1.69	-23.16	249.41		
14:2	Hyper Biderman	Enaxligt & Plan	3.61	-1.69	-23.16	249.41		

Tabell 7: Detaljer kring simuleringar i Abaqus: Kurvanpassning och tillhörande materialparametrar.

#	Storlek elementnät [mm]	Körtyp	Kontakt	Inkrement	Geometriuppdatering
1:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
1:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
2:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Nej
2:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
3:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
3:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
4:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
4:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
5:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
5:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
6:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
6:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
7:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
7:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
8:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
8:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
9:1	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
9:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
10:1	1.8	STEP	Nej	Nej	Nej
10:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Nej
11:1	2.5	STEP	Nej	Ja	Ja
11:2	1.8	STEP	Nej	Ja	Ja
12:1	1.8	RIKS	Nej	Ja	Ja
12:2	1.8	RIKS	Nej	Ja	Ja
13:1	1.8	RIKS	Nej	Ja	Ja
13:2	1.8	RIKS	Nej	Ja	Ja
14:1	1.8	RIKS	Ja	Ja	Ja
14:2	1.8	RIKS	Nej	Ja	Ja

Tabell 8: Detaljer kring simuleringar i Abaqus: Inställningar vid simuleringar.

#	Skärpunkt relativt undertryck tvärsnitt 1	Skärpunkt relativt undertryck tvärsnitt 2	Skärpunkt relativt undertryck tvärsnitt 3	Skärpunkt relativt undertryck tvärsnitt 4	Relativt undertryck kollaps	un- vid
1:1	2.45	2.32	2.39	2.71		
1:2	1.28	1.20	1.23	1.40		
2:1	4.00*	4.00*	4.00*	3.67		
2:2	2.45	2.32	2.39	2.71		
3:1	2.57	2.44	2.48	2.87		
3:2	1.58	1.44	1.48	1.73		
4:1	2.87	2.71	2.78	3.17		
4:2	1.95	1.80	1.85	2.15		
5:1	3.25	3.06	3.13	3.59		
5:2	2.57	2.44	2.48	2.87		
6:1	1.67	1.62	1.64	1.86		
6:2	1.36	1.29	1.31	1.58		
7:1	2.57	2.44	2.48	2.87		
7:2	2.42	2.24	2.30	2.65		
8:1	1.30	1.25	1.27	1.47		
8:2	1.26	1.18	1.21	1.38		
9:1	1.30	1.25	1.27	1.47		
9:2	1.26	1.17	1.21	1.37		
10:1	3.58	3.41	3.20	2.42		
10:2	1.55	3.34	3.10	2.32		
11:1	1.35	**	**	**		
11:2	1.30	1.25	1.27	1.47		
12:1	2.83	2.72	2.76	2.89	2.97	
12:2	2.45	2.30	2.33	2.56	2.83	
13:1	2.47	2.34	2.38	2.72	2.89	
13:2	2.45	2.30	2.33	2.56	2.83	
14:1	2.83	2.72	2.76	2.89	2.97	
14:2	2.83	2.72	2.76	2.89	2.97	

*Tabell 9: Detaljer kring simuleringar i Abaqus: Resultat skärningspunkter för diameterändringar med relativ diameterminskning enligt kravspecifikation samt vändpunkt för *RIKS-körningar (relativt undertryck vid kollaps).*

** Kurvorna hinner inte skära den relativa gränsen och därför är skärningspunkten satt vid det maximala relativa undertrycket 4.*

*** Endast det första tvärsnittet jämfördes mellan de två elementnäten.*