BACHELOROPPGAVE:

VIDEREUTVIKLING AV BAKRE HJULOPPHENG TIL HYUNDAI OPIRUS

FORFATTER: ALI KHAJEHGANI

Dato: 25. mai 2009

Sammendrag av Bacheloroppgaven

Tittel:	Videreutvikling av bakre hjuloppheng til Hyundai Opirus
Dato:	25.05.2009
Forfatter:	Ali Khajehgani
Veiledere:	Terje Bokalrud, Høgskolen i Gjøvik Dr. Axel Kolsgaard, Raufoss Technology AS Øystein A. Ruste, Raufoss Technology AS
Oppdragsgiver:	Raufoss Technology AS
Kontaktperson:	Dr. Axel Kolsgaard, Øystein A. Ruste
Nøkkelord:	Utmatting, strukturelle beregninger og formesimulering vha elementmetoden, 3D-modellering
Antall sider:	81
Antall bilag:	43
Tilgjengelighet:	Åpen

Sammendrag:

Målet med dette prosjektet har vært å videreutvikle et av bakre hjulopphengskonseptene til Raufoss Technology AS som har i dag en begrenset utmattingskapasitet med stor variasjon i kapasiteten. Det vil si at noen av komponentene lever vesentlig kortere enn andre under dynamiske belastninger, når levetid defineres som antall sykler til brudd.Videreutviklingen har gått ut på å identifisere årsaken til den reduserte levetiden hos de enkelte komponentene, og deretter konstruere forslag til et nytt design med forbedret utmatting og aksial bucklingskapasitet uten å måtte øke vekten til komponenten.
For å identifisere årsaken til den reduserte utmattingslevetiden hos enkelte komponenter, ble et utvalg av tidligere utmattingstester av komponentene studert. Det ble oppdaget at komponentene produseres av profiler levert av to forskjellige leverandører, PG og Neuman. Observasjoener viste en signifikant lavere levetid hos komponenter basert på profiler levert av PG. Det ble benyttet statistiske beregninger som slo fast at den store forskjellen i levetid mellom fjærarmene ikke er tilfeldig. Deretter ble mekaniske egenskaper, kjemisk sammensetning og overflateruhet mellom profiler fra begge leverandørene sammenliknet. Alle parameterene bortsett fra overflateruhet viste seg å være like. Overraskende nok var overflateruheten målt til å være dobbel so grov hos profiler fra Neuman med lengst levetid.

Etter videre studering av tidligere undersøkelser, ble tre rapporter utført av SINTEF oppdaget, som hadde påvist vha av en Erichsentest at profiler fra PG har et hardt og sprøtt overflatesjikt som er 20% minde duktilt sammenliknet med profiler fra Neuman.
Etter en samlet evaluering av alle egenskapene mellom profiler fra PG og Neuman, kunne redusert duktilitet i overflata hos PG-profilene utpekes til å være den eneste forskjellige parameteren mellom profilene. Basert på denne parameteren og kjente teorier innen metallurgi, ble en hypotese utviklet som antar at lav duktilitet i overflata hos PG-profilene er årsaken til den reduserte utmattingslevetiden til fjærarmer produsert av profiler fra PG. Hypotesen går ut på at profilene får en reduksjon i duktiliteten(tøyningskapasiteten) som funksjon av deformasjonsgraden under kaldformingsprosessen til fjærarmene. Etterfugt av ytterligere reduksjon i duktiliteten under utherding pga økende hardhet, vil en god del av tøyningskapasiteten i materialet bli brukt opp. Når PG-profilene med et hardt og sprøtt overflatesjikt som er 20% mindre duktilt i utgangspunktet, går gjennom disse prosessene, vil dette sjiktet bli mer sprøtt sammenliknet med Neuman-profilene med 20% mer tøyningskapasitet i overflata. Dette fører til at utmattingsfastheten i overflata faller og lokal plastisering av materilalet vil derfor starte tidligere hos PG-profilene under sykliske laster. Materialet blir raskere trøtt, sprekkinitieringsfasen blir kortere, og utmatting starter dermed tidligere hos et materiale med redusert duktilitet i overflata.
Det ble videre konstruert forslag til nytt design med større utmatting og aksial bucklingskapasitet, samtidig som komponentvekten ble redusert med 8% . Disse målene ble nådd ved å bruke geometrisk utforming til å redusere høye lokale spenninger i kritiske områder i fjærarmen.

Forord

Dette prosjektet er utført ved seksjon for teknologi og ledelse på Høgskolen i Gjøvik, på oppdrag fra Raufoss Technology AS og er resultat av et halvt år med intens arbeid. Jeg har vært spesielt heldig som har vært omringet av dyktige mennesker som har bistått meg og vært til inspirasjon under utviklingsprosessen.
Jeg vil takke min veileder Terje Bokalrud ved Høgskolen I Gjøvik som har gitt meg gode råd og presis veiledning underveis og hjulpet meg med teorier innen utmatting. Mine veiledere på Raufoss Technology AS, Øystein A. Ruste som har gitt meg uvurderlig støtte innen elementanalyse og teoretiske beregninger, og Dr. Axel Kolsgaard som har gitt meg nyttige råd og oppmuntret meg hele veien. Jeg vil også takke Prof. Ola Jensrud, Dr. Steinar Sørbø og Thorbjørn Høiland for innsiktfull veiledning innen utmatting og materialvitenskap. Jeg takker samtidig mine kolleger Bjørn I. Fresvik, Rune Waaler, Stig Å. Dæhlin, Rannveig H. Ekløv, Thomas B. Johnsen og Kyrre O. Hanssen som har støttet meg under dette prosjektarbeidet.
Jeg retter til slutt en spesiell takk til min tidligere sjef Trygve Ruste som gav meg sjansen til å studere ved siden av jobben og har vært en inspirasjonskilde for meg.

Sted/Dato_____

_____
Ali Khajehgani

Innholdsfortegnelse

1 Innledning……... 1
1.1 Organisering av rapporten……..……1
1.2 Presentasjon av oppdragsgiver…….…… 1
1.3 Definisjon av oppgaven…….. 1
1.3.1 Bakgrunn……...…….. 1
1.3.2 Problemformulering…..…….…….. 2
1.3.3 Prosjektmål……... 2
1.3.4 Avgrensninger……... 2
1.4 Rapportens målgruppe……... 2
1.5 Valgte arbeidsformer…….…… 3
1.6 Faglig bakgrunn……...…….. 3
1.7 Terminologi……... 4
2 Teoretisk grunnlag…….……7
2.1 Elementmetoden…….……... 7
2.2 Utmatting…….…….. 7
2.3 Statisktikk…….. 8
3 Gjennomføring……... 9
3.1. Produktet…….……... 9
3.2 Produktets funksjon…….…….. 9
3.3 Materialet……..…… 10
3.4 Varmebehandling…….. 10
3.5 Fremstillingsprosessen…….. 11
3.5.1 Beskrivelse av operasjoner……... 12
3.6 Metoder……...……... 13
3.6.1 3D-modellering…….…… 13
3.6.2 FEM-analyser……13
3.6.2.1 Bucklingsanalyse av dagens design…… 13
3.6.2.2 Utmattingsanalyse av dagens design…… 15
3.6.3 Videreutvikling av dagens design……..…….. 17
3.6.3.1 Problemløsning…….…… 17
3.6.3.2 Utfordringer knyttet til nytt design……... 19
3.6.3.2.1 Videreutvikling av nytt design…….. 19
3.6.3.2.2 Spenninger i flensene og tverrforbindelse……. 19
3.6.3.2.3 Tverrforbindelsen…….. 20
3.6.3.2.4 Self-pirece nagling…… 20
3.6.3.3 Utmattingsanalyse av nytt design……..…….. 21
3.6.3.4 Bucklingsanalyse av nytt deisgn…….. 22
3.6.3.5 Prosessimulering av nytt design…….….. 22
4 Resultater…….……...…….. 24
4.1 Studier av tidligere utmattingstester……..…….…….. 24
4.2 Utmattingshypotese…….….. 25
4.3 Utmattingsanalyse av dagens design ……..…….. 25
4.4 Bucklingsanalyse av dagens design…….…..26
4.5 Konseptet til nytt design…….…... 26
4.6 Utmattingsanalyse av nytt design…….. 27

4.7 Bucklingsanalyse av nytt design……28
4.8 Prosessimulering……29
5 Diskusjoner……30
5.1 Om utmatting……30
5.2 Redusert utmattingslevetid hos enkelte fjærarmer……32
5.3 FEM-beregninger……32
5.3.1 Sammenlikning av utmattingskapasiteten mellom nytt og dagens design……32
5.3.2 Sammenlikning av aksial bucklingskapasitet mellom nytt og dagens design.. 35
5.3.3 Sammenlikning mellom prosessimulert modell og 3D CAD-modell……35
5.4 Sammenlikning mellom nytt og dagens design……36
5.5 Vurdering av mulige svakheter ved nytt design……36
5.6 Anbefalinger til videre arbeid……36
6 Konklusjoner……37

Vedleggsliste

Vedlegg A Materialspesifikasjon……39
Vedlegg B Sammenlikning av overflateruhet……40
Vedlegg C Fremstillingsprosessen til fjærarmen……41
Vedlegg D Diverse forslag til nytt design……42
Vedlegg E Fysisk utmattingstest……43
Vedlegg F Resultater fra utmattingsanalysen av nytt design……45
Vedlegg G Resultater fra utmattingsanalysen av dagens design……50
Vedlegg H Statistiske beregninger……54
Vedlegg I Self-pierce nagleteknologi……56
Vedlegg J Resultater fra bucklingsanalyse av dagens design……58
Vedlegg K Illustrasjon av utmattingshypotesen……60
Vedlegg L Resultater fra mellomberegninger av nytt design……61
Vedlegg M Konsept til nytt design……63
Vedlegg N Resultater fra bucklingsanalyse av nytt design……64
Vedlegg O Prosessimulering……66
Vedlegg P Forskjeller mellom konstruksjonsdetaljen og utmattingsprøvestaver……69
Vedlegg Q Fiskebeinsdiagram……70
Vedlegg R Fremdriftsplan……71
Vedlegg S Forskningsskisse……72
Vedlegg T Forskningsdesign……76
Vedlegg U Litteraturliste……80

1 Innledning

1.1 Organisering av rapporten

Rapportens oppbygging er slik at kapitel 1 og dets underkapitler tar for seg i hovedsak prosjektets bakgrunn, problemformulering og målsettingene. Kapitel 2 forteller om teorier som er lagt til grunn for utviklingsarbeidet i prosjektet. Kapitel 3 som inneholder gjennomføringskapitlene, introduserer først produktet og dets funksjon og deretter kort om materialet og fremstillingsprosessen til produktet. Resten av underkapitlene gir detaljert beskrivelse av metoder som er brukt for å nå målene i prosjektet. kapitel 4 tar for seg oppnådde resultater av analyser som er beskrevet under kapitel 3. I kapitel 5 er resultatene diskutert og sammenliknet med hverandre for å kunne trekke konklusjoner i kapitel 6. Det er viktig å påpeke at vedleggene spiller en viktig rolle i denne rapporten. Spesielt vedleggene som er generert i forbindelse med resultatkapitlene, inneholder kommentarer og illustrasjoner som hjelper til å gi en bedre forståelse av problemstillinger.

1.2 Presentasjon av oppdragsgiver

Raufoss Technology AS er en av verdens ledende utviklere og produsenter av lettvekts hjulopphengskompoenenter til personbiler. Raufoss leverer i dag hjuloppheng til mange forskjellige bilmerker verden over. Blant bedriftens viktige kunder, kan man finne General Motors og Kia motor company. Bedriften har samtidig flere løpende utviklingsprosjekter mot anerkjente bilprodusenter som Daimler, Honda, Ford og volvo. Bedriften har Ca 130 ansatte globalt og har sitt hovedkvarter på Raufoss som består av utviklingsavdeling og produksjon. Raufoss Technology har også produksjonsenheter i Canda og Kina for å forsyne Asia og nord-Amerika med komponenter.

1.3 Definisjon av oppgaven

1.3.1 Bakgrunn

Bakre hjulopphenget er en forbindelse mellom bakre hjulet og bilens chassis, som har i oppgave å holde hjulet på plass og må samtidig tåle bilens vekt som blir overført til det i form av stokastiske dynamiske belastninger via ei stålfjær. Bakre hjulopphenget produseres i aluminium med en ekstrudert åpen profil som utgangspunkt, og kan deles i to designmessige hovedgrupper: Høyt og lavt fjærsete. En løsning med lavt fjærsete betyr at bilens stålfjær ligger så lavt ned som mulig, normalt helt ned mot grensen til definert bakkeklaring.
Raufoss Technology har i dag løsninger på begge typene, men lavt fjærsete løsningen som har stort markedspotensialet, må utvikles videre for å bli konkurransedyktig.

1.3.2 Problemformulering

Bakre hjuloppheng med lavt fjærsete heretter kalt fjærarm, har i dag en begrenset utmattingskapasitet med stor spredning i kapasiteten i forhold til det som er beregnet. Det vil si at noen av fjærarmene har vesentlig kortere levetid enn andre under den fysiske utmattingstesten, når levetid defineres som antall sykler til brudd.

1.3.3 Prosjektmål

Målet med dette prosjektet er å identifisere og analysere faktorer som påvirker utmattingslevetiden til fjærarmene, for å kunne forklare årsaken til den store spredningen i utmattingslevetiden blant fjærarmene. Videre skal det konstrueres forslag til et nytt design med økt utmatting og aksial bucklingskapasitet, uten at vekten til fjærarmen øker. Dette skal oppnås ved å bruke geometrisk utforming til å redusere høye lokale spenninger i kritiske områder i konstruksjonen. Siden det er et krav fra bedriften at nytt design må kunne produseres i eksisterende produksjonsprosess, skal produksjonsprosessen til nytt design simuleres vha elementmetoden, for å verifisere at designet er mulig å produsere i eksisterende produksjonsprosess. Prosessimuleringen skal samtidig gi oversikt over hvilke endringer som må gjøres i eksisterende prosesser for å kunne produsere det nye designet.

1.3.4 Avgrensninger

Avgrensninger i dette prosjektet er først og fremst foretatt med tanke på tilgjengelig tid og resurser. Avgrensningene dreier seg om empiriske forsøk i forbindelse med verifisering av teorien om redusert utmattingslevetid hos enkelte fjærarmer, og prototypefremstilling av det nye designet. Disse aktivitetene har ikke vært mulig å gjennomføre delvis pga tidsmangel og delvis av økonomiske årsaker. Prototypefremstilling av nytt design ville for eksempel krevd bestilling profil og nye verktøy som tar mange uker å fremstille og vil koste en 5 sifferet sum. Utmattingstesting av dagens fjærarmer har heller ikke vært mulig pga av mangel på tid og testkapasitet. Men bedriften er positiv til å gjennomføre disse forsøkene i nær framtid.

1.4 Rapportens målgruppe

Målgruppen for denne rapporten er først og fremst seksjon for teknologi og ledelse ved Høgskolen I Gjøvik og oppdragsgiver Raufoss Technology AS. Rapporten vil også være interessant for studenter som studerer IDT eller maskinrelaterte ingeniørstudier ved høgskoler og universiteter i Norge. Rapporten er bygd opp på den måten at det skal være mulig å etterprøve arbeidet som er utført.

1.5 Valgte arbeidsformer

For å skaffe nødvendig informasjon til å kunne løse oppgaven, har intervjuer spilt en viktig rolle i dette prosjektet. Siden jeg er ansatt ved bedriften, har jeg nesten hatt kontinuerlig dialog med sentrale personer. Dette lettet veldig på arbeidet på den måten at jeg fikk rask respons da jeg trengte hjelp, og fikk i tillegg følelsen av å jobbe i gruppe selv om jeg jobbet individuelt med prosjektet. Dokumentstudie har også vært en sentral aktivitet under prosjektarbeidet. Jeg hadde full tilgang til bedriftens databaser hvor jeg kunne finne relevant data, noe som sparte meg for veldig mye tid. Litteraturstudier spesielt innen feltet utmatting er også blant arbeidsformene som er brukt underveis i dette prosjektet.

1.6 Faglig bakgrunn

Mitt teoretiske bakgrunn er 3årig bachelor i ingeniørfaget Industriell design og teknologiledelse ved Høgskolen I Gjøvik samt 2årig maskin/konstruksjon ved Gjøvik Tekniske Fagskole. Jeg har i tillegg tolv års praksis erfaring fra industrien. 5 år som CNC-operatør med fagbrev og 7 år som konstruktør ved Raufoss Chassis Technology AS.

1.7 Terminologilise

B

-Buckling Kenkking

-Bucklingsanalyse En analyse der knekkfastheten til en konstruksjon beregnes.

C

-Chassis Bilens undersell. Bilens karosseri og andre hjulopphengskomponenter blir montert til understellet.

E

-Ekstrudering En prosess der oppvarmet materialet i form av bolter blir presset gjennom et verktøy i en hydraulisk presse. Resultatet blir en profil som kommer ut på andre siden. Profilene kan ekstruders i forskjellige fasonger. For eks: hulprofil

-Elastisk tøyning Tøyninger under materialets flytegrense

F

-Fasthetsegenskaper Materialets styrke som kan uttrykkes i forskjellige former, for eks: hardhet, flytegrense og strekkfasthet kan betraktes som materialets fasthetsegenskaper.

-FEM-analyser Beregning vha elementmetoden. Forkortelsen står for Finite Element Method.

-Flatemodellering Skape geometri vha teoretiske flater i et CAD-systetm.

-Forskyvning Forflytning i mm

G

-Grensebetingelse Restriksjoner på antall frihetsgrader.

I

-Innherding En prosess der materialet blir varmet opp til en viss temperatur under smeltepunktet(avhengig av legering) og blir holdt ved denne temperaturen til det blir dannet en blandkrystallstruktur i atomgitteret. Deretter blir materialet bråkjølt til romtemperatur for å fryse denne tilstanden. På den måten får man kontroll over materialets tilstand for videre behandling. Innherding er en forutsetning for å kunne varmeutherde materialet slik at ønskede mekaniske egenskaper blir nådd.

K

-Kaldforming En prosess der materialet blir formet i romtemperatur.

L

-Lastkonfigurasjon Lastenes størrelse, retning og kombinasjon

-Legering Blanding av to eller flere metaller(kan også inneholde ikke-metalliske elementer). Legeringselementene blandes slik at ønskede mekaniske og elektrokjemiske egenskaper kan oppnås.

-Lineær FEM-analyse En elementanalyse der responsen i et system er proporsonal med pådraget i systemet.
For eks: spenningen er proporsjonal med den påførte lasten(Hook`s lov)

M

-Mesh Et elementnett som legges på geometrien i et FEM-program og skal representere geometriens fysiske egenskaper. Det kan gis forskjellige egenskaper til elementnettet som for eks: materialegenskaper.

-Modellering Her betyr det å skape en teoretisk geometri av et virkelig produkt vha data assistert design.

O

-Overflateruhet Et mål på hvor grov overflata til et objekt er.(se kapitel 5.1)

P

-Plastisk tøyning Tøyninger over materialets flytegrense

-Prosessimulering Simulering av fremstillingsprosessen til et produkt for eks vha elementmetoden.

S

-Solidmodellering Bruke solide objekter til å skape ønsket geometri i et CAD-system.

T

-Tverrforbindelse En forbindelse som er brukt til å kople sammen øvre flensene i profilen på tvers for å stive opp strukturen.

-Tøyning $\varepsilon=\sigma/E$ Ubenevnt størrelse

-Tøyningskapasitet Et mål på hvor mye et materiale kan bli tøyd før et brudd oppstår.

U

-U-lineær FEM-analyse En elementanalyse der responsen i et system ikke er proporsonal med pådraget i systemet.

-Utmattingslaster Varierende/vekslende belastninger som utsetter konstruksjoner for gradvis slitetasje og fører til brudd i konstruksjoner.

-Utmattingskapasitet Konstruksjonens evne til å motstå varierende belastning

V

-Varmeutherding En varmebehandlingsprosess der materialet kan oppnå ønskede egenskaper som for eks, økt hardhet, flytegrense og strekkfasthet.

2 Teoretisk grunnlag

2.1 Elementmetoden

Elementmetoden er benyttet som hovedmetode for beregninger i dette prosjektet. Det er beregningsprogrammet Abaqus[1] som er brukt til å utføre strukturelle beregninger og formesimulering av fjærarmen. Abaqus standard er benyttet til å utføre strukturelle elastisk-plastiske ulineære analyser og Abaqus explicit er benyttet til å simulere deler av formeprosessen til fjærarmen. Standard og explicit er to forskjellige metoder for likningsløsning i programet Abaqus. Standard metoden egner seg best til statiske beregninger mens explicit egner seg best til analyser der store forskyvninger skal simuleres. Ulinære analyser med plastisk materialmodell er benyttet fordi det har vært av interesse å studere plastiske tøyninger(ε_p) i materialet.
Det er etter krav[17] fra kunden kjørt to typer strukturelle FEM-beregninger, en bukclingsanalyse som skal verifisere den aksiale bucklingskapasiteten til fjærarmen under en sideveis kollisjon og en utmattingsanalyse som skal predikere levetiden til fjærarmen. Utmattingsanalysen er basert på den fysiske utmattingstesten(se vedlegg E), dvs lastkonfigurasjon og grensebetingelser i utmattingsanalysen er lik utmattingstesten.
Begge analysene er kjørt av både eksisterende og nytt design av fjærarmen med eksakt samme vilkår for å få et sammenlikningsgrunnlag til å kunne verifisere kapasitetsøkning i nytt design. Analysevilkårene for buckling og utmattingsanalysen er beskrevet under sine respektive kapitler. Abaqus explicit er brukt til å simulere deler av formeprosessen til nytt design. Hensikten med denne analysen er å verifisere at det nye designet er mulig å produsere i bedriftens eksisterende produksjonsprosess(se vedlegg O).

2.2 Utmatting

Som nevnt i problemformuleringen, har dagens fjærarmer en begrenset utmattingskkapasitet med stor variasjon i kapasiteten. Det er slik at noen av fjærarmene lever vesentlig kortere enn andre under den fysiske utmattingstesten[4], når levetid defineres som antall sykler til brudd.
I dette prosjektet bygger konklusjoner og hypoteser om redusert utmattingskapasitet til enkelte fjærarmer, på studier og analyser av tidligere arbeid på feltet samt studier av litteratur om materiallære [2] og utmatting [3].
Som en start på forskningsarbeidet, ble 30 rapporter fra tidligere utmattingstester[4] av fjærarmene studert. Det ble oppdaget at fjærarmene produseres av profiler fra to forskjellige leverandører, PG og Neuman. Derfor ble Mekaniske egenskaper[5] og spesielt overflateruheten [6] mellom profiler fra begge leverandørene sammenliknet. Mekaniske egenskaper så ut til å være like men det viste seg at overflateruheten til profiler fra Neuman er dobbel så grov som profiler fra PG(se vedlegg B), noe som etter kjente teorier innen utmatting [3] kunne vært årsaken til den reduserte utmattingslevetiden til enkelte fjærarmer. For å slå fast at grovere overflate hos Neuman-profilene er årsaken til den reduserte levetiden til enkelte fjærarmer, ble utmattingstestene sortert etter leverandør, men overraskende nok viste det seg at fjærarmer basert på PG-profiler med dobbel så fin overflate, hadde en signifikant lavere levetid enn fjærarmer basert på Neuman-profiler med grovest overflate. Dette understreker at det må være andre parametere enn overflateruhet som reduserer utmattingslevetiden til fjærarmer fremstilt av profiler fra PG.

Ved hjelp av statistiske metoder som er beskrevet under kapittel 3.6 ble det påvist at den signifikante forskjellen i levetid mellom leverandørene, ikke er tilfeldig, noe som intensiverte jakten på andre parametere som kunne forklare den reduserte utmattingslevetiden til fjærarmer fremstilt av profiler fra PG.
Tre tidligere undersøkelser utført av SINTEF[7] ble oppdaget, som hadde påvist vha en Erichsentest at profilene fra PG og Neuman har ulik overflatetekstur. PG-profilene hadde vist seg å ha et hardt og sprøtt overflatetekstur som er 20% mindre duktil sammenliknet med Neuman-profilene. Dette betyr at PG-profilene har 20% mindre tøyningskapsitet($\Delta\varepsilon$) i overflata og dermed sprekker lenge før Neuman-profilene under samme belastning . Det harde overflatesjiktet skyldes i følge SINTEF forskjellige ekstruderingsparametere på profilverket. Disse kan være pressehastighet og forhold i ekstruderingsverktøyets geometri. Undersøkelsene hadde vært utført i T4 tilstand, dvs etter innherding men før kaldforming.
Etter en samlet evaluering av egenskapene til profiler fra begge leverandørene, kunne jeg identifisere lav duktilitet i overflata hos PG-profilene, som den eneste forskjellige parameteren mellom leverandørene, Derfor kan dette være en indikasjon på at denne parameteren påvirker utmattingskapasiteten til fjærarmer basert på PG-profiler.
Basert på denne parameteren og kjente metallurgiske fenomener, har jeg utviklet en hypotese som setter den lave duktiliteten og den redusert utmattingskapasiteten til PG-profilene i sammenheng. Hypotesen går ut på at når profilene blir utsatt for store plastiske deformasjoner under kaldformingsprosessen til fjærarmene, vil materialets tøyningskapasitet ($\Delta\varepsilon$) bli redusert som funksjon av deformasjonsgraden [2,8]. Etterfulgt av ytterligere tap av tøyningskapasitet under utherding(T6) pga økende hardhet, vil dette føre til at materialet blir sprøere[2]. Når PG-profilene med et hardt og sprøtt overflatesjikt som er 20% mindre duktilt i utgangspunktet går gjennom disse prosessene(kaldforming og utherding), vil dette sjiktet bli mer sprøtt sammenliknet med Neuman-profilene med 20% mer tøyningskapasitet($\Delta\varepsilon$) i overflata. Dette fører til at tøyningskapasiteten($\Delta\varepsilon$) i det sprøe overflatskiktet hos PG-profilene blir raskere brukt opp under sykliske laster og lokal plastisering av materialet starter dermed tidligere. Mikrosprekker initieres som følge av syklisk plastisering av materialet, sprekkinitieringsfasen blir kortere og utmatting starter dermed raskere hos et materialet med mindre tøyningskapasitet i overflata.
For beregninger av utmattingslevetiden til nytt design ble resultater fra elementanalysen beskrevet under kapittel 3.5 plottet inn i et Haigh-diagram[15] der antall sykler til brudd kunne leses av. Haigh-diagrammet er utviklet fra flere SN-kurver som er basert på empiriske forsøk på prøvestaver.

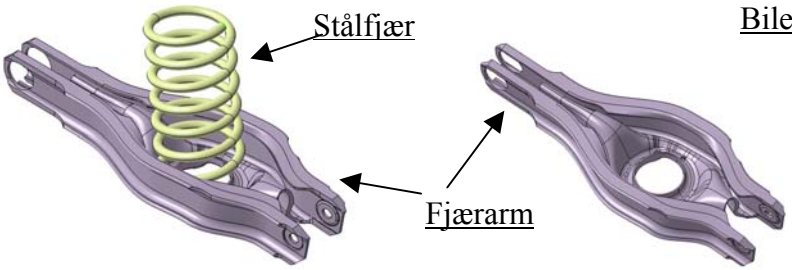
2.3 Statistikk

Det er benyttet statistiske verktøy for å slå fast at den signifikante forskjellen i levetid mellom PG og Neuman-profilene ikke er tilfeldige. I den forbindelsen har jeg valgt å bruke en tosidig Students t-test [12] pga få antall tilgjengelige observasjoner(utmattingstester) med ukjent standardavvik. Det er også foretatt en 95% konfidensintervall for forventet antall sykler til brudd. Alle Statistiske operasjoner er utført vha Microsoft Excel.

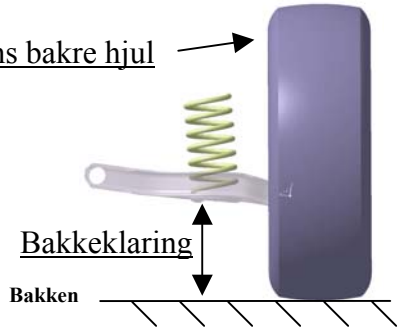
3 Gjennomføring

3.1 Produktet

Produktet er en bakre fjærarm, som sitter på en Hyundai Opirus. Fjærarmene produseres i flere tusen eksemplarer hvert år på Raufoss, og transporters til sør Korea der de blir montert på bilene. Fjærarmen går under kategorien lavt fjærsete konsept. Det betyr at produktets geometri gjør det mulig at bilens stålfjær kan sitte lavt ned nær bakken, noe som er veldig vanlig i de fleste personbilene. Dette gir fjærarmen stor markedspotensialet og større konkurransefortrinn framfor de andre fjærarmskonseptene til bedriften som ikke gir samme muligheten. Utfordringen med denne fjærarmen er at den har per i dag en begrenset utmattingskapasitet. Denne kapasiteten må økes for at fjærarmen skal kunne konkurrere med stålløsninger fra konkurrentene.



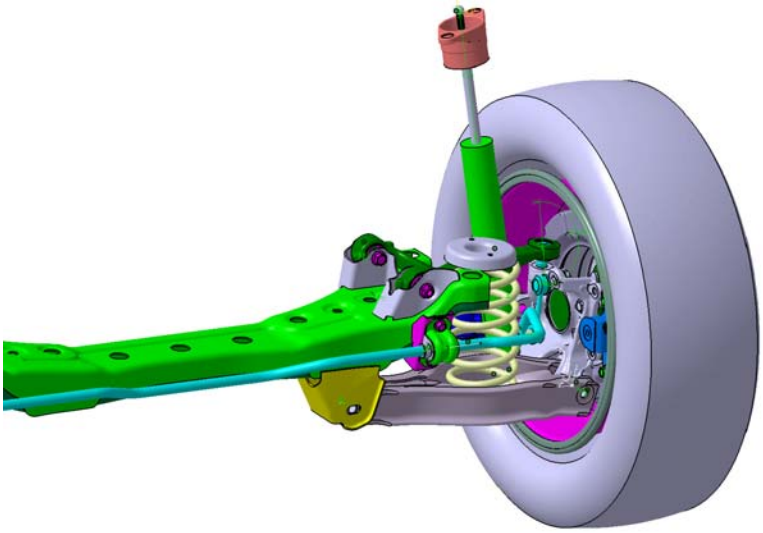
Figur 3.1 Illustrerer fjærarmen med og uten montert stålfjær



Figur 3.2 Illustrerer fjærarmen med påmontert hjul

3.2 Produktets funksjon

Fjærarmen er en forbindelse mellom bakre hjulet og bilens chassis, og har som oppgave å holde hjulet på plass. Fjærarmen må samtidig tåle bilens vekt som blir overført til den via ei stålfjær. Under kjøring blir fjærarmen utsatt for stokastiske sykliske belastninger også kalt utmattingslaster. Derfor skal den være dimensjonert til å tåle disse belastningene, ut bilens levetid. Det stilles strenge krav til fjærarmens strukturelle kapasitet siden feiling av armen under kjøring kan i verste fall bety å miste hjulet og dermed kan forårsake katastrofale hendelser med døden til følge.



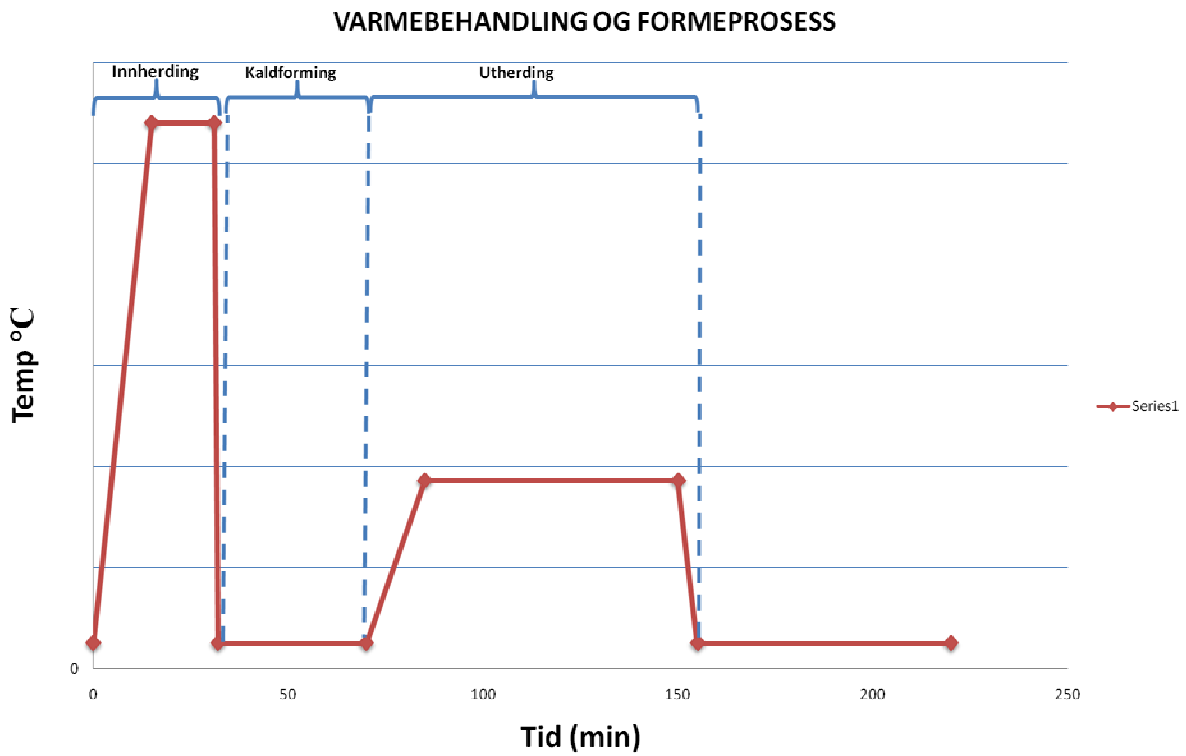
Figur 3.3 Illustrerer sammenstilling av bilens chassis der fjærarmen inngår

3.3 Materialet

Materialet som benyttes i fjærarmen er en aluminiumslegering fra AA6000-serien med betegnelsen RA6082 og kjemiske formelen AlMgSi. Denne er en herdbar knalegering som oppnår høye fasthetsegenskaper ved kaldforming og varmebehandling. For detaljer om fasthetsegenskapene og kjemisk sammensetning til materialet(se vedlegg A).

3.4 Varmebehandling

Materialet blir levert som ekstruderte profiler i tilstand F (as fabricated) fra profilleverandørene. For å få kontroll over materialets tilstand i forbindelse med utherding, må profilene gjennom en ny varmebehandlingsprosess. Fremstillingsprosessen består av innherding, bråkjøling, kaldforming og varmeutherding, dvs T4 og T6 tilstand. Profilene entrer innherdingsovnen i romtempratur og blir varmet opp til 540 °C. Etter en bestemt tid ved denne temperaturen, dannes det en α-blandkrystallstruktur[2] i atomgitteret. Materialet blir deretter bråkjølt for å fryse denne tilstanden. Materialet er nå i en ustabil tilstand og er samtidig blitt duktilt pga den nye atomstrukturen i gitteret. Denne tilstanden utnyttes til å kaldforme profilene. På den måten blir formeprosessen enklere og mindre energikrevnde. Etter kaldformingen blir fjærarmene varmeutherdet ved 186°C i 3 timer for å øke fasthetsegenskapene som $R_{p0,2}$, Rm og hardheten. Under utherding som også kalles utfellingsherding, vil det utfelles en hard og finfordelt masse i grunnstrukturen til aluminiumen som blokkerer dislokasjonsbevegelsene og gjør at flytegrensa, strekkfastheten og hardheten øker[2]. Skjematisk illustrasjon av varmebehandling og formeprosessen er presentert i figur 3.4 under.

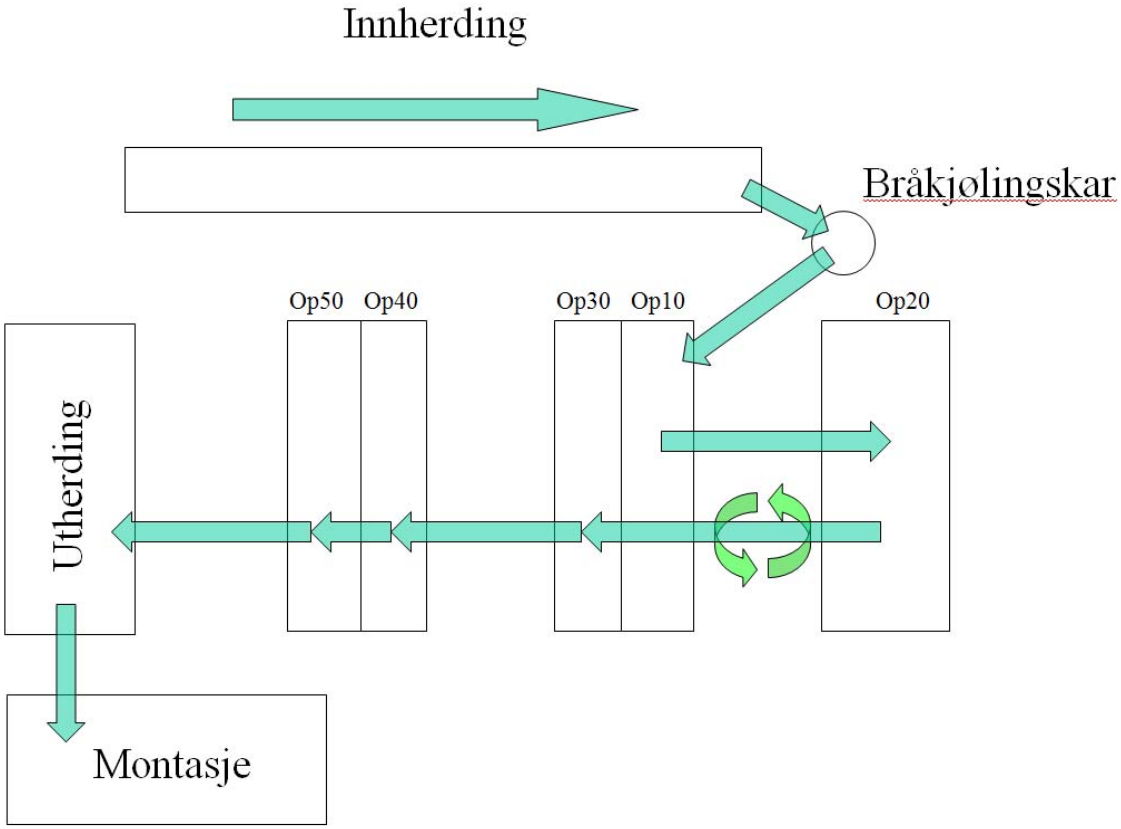


Figur 3.4 Illustrerer varmebehandling og formeprosessen til fjærarmen

3.5 Fremstillingsprosess

Fjærarmene produseres med en hul aluminiumsprofil som utgangspunkt(se figur 3.5). Etter at råprofilene har gått gjennom innherdingsprosessen og blitt bråkjølt til romtemperatur, blir de matet videre inni formelinja der de gjennom 5 kaldformingstrinn som består av stanse, strekkbøye, og pregeoperasjoner, får sin endelige form som fjærarmer (se figur 3.7).
Etter kaldformingsprosessen blir fjærarmene transportert til utherdingsovnen der de blir utherdet slik at ønskede mekaniske egenskaper blir oppnådd. Figur 3.6 viser en skjematisk illustrasjon av produksjonsprosessen til fjærarmene.

Figur 3.5 Illustrerer profiltverrsnittet til venstre og full lengde av råprofilen til høyre



Figur 3.6 viser en skjematisk illustrasjon av produksjonsprosessen

3.5.1 Operasjonsbeskrivelse

Kaldformingsoperasjonene som er illustrert skjematisk i figur 3.6, er beskrevet i detaljer under dette kapitelet.

1. I operasjon 10 blir øvre flenser på profilen stanset.
2. Profilen transporteres videre til operasjon 20 vha en robot der den blir strekkbøyd og nedre flenser og profilens bunnvegg blir stanset.
3. I operasjon 30 blir profilen delt i 2.
4. I operasjon 40 skjer det flere pregeoperasjoner, Det store fjærsetepreget i midten av fjærarmen blir satt og profilen blir formet sideveis samtidig som to runde preg i gaffelåpningen blir satt.
5. I operasjon 50 blir opplagringshullene stanset og profilendene trimmet.

Se vedlegg C for forstørret bilde av stadiene.

Konfidensiell informasjon er sensurert

Figur 3.7 illustrerer 5 stadier profilen må gjennom for å få den endelige formen som en fjærarm

3.6 Metoder

3.6.1 3D-modellering

3D-modellering har vært en sentral aktivitet i dette prosjektet. Catia V5 R16 er brukt til modellering av nytt fjærarmdesign og Unigraphics NX5 er benyttet til konstruksjon av verktøydeler til formesimulering av designet. Siden et nytt fjærarmdesign vil medfører geometriske endringer i eksisterende produksjonsprosess til fjærarmen, har modellering av nytt design tatt utgangspunkt i dagens fjærarmgeometri og endringer er kun gjort i områder av geometrien som har vært nødvendig å endre på, for å introdusere minst mulig endringer og usikkerheter i dagens produksjonsprosess.
Metoder som er brukt til å modellere 3D-geometrien til fjærarmen, har stort sett bestått av flatemodellering pga av den komplekse geometrien til fjærarmen. Det er også brukt solidmodellering i mindre grad. Arbeidsmetodikken har vært slik at etter hver designendring i Catia, ble 3D-geometrien importert i Abaqus via nøytralformatet STEP for å kjøre FEM-beregninger på designet.

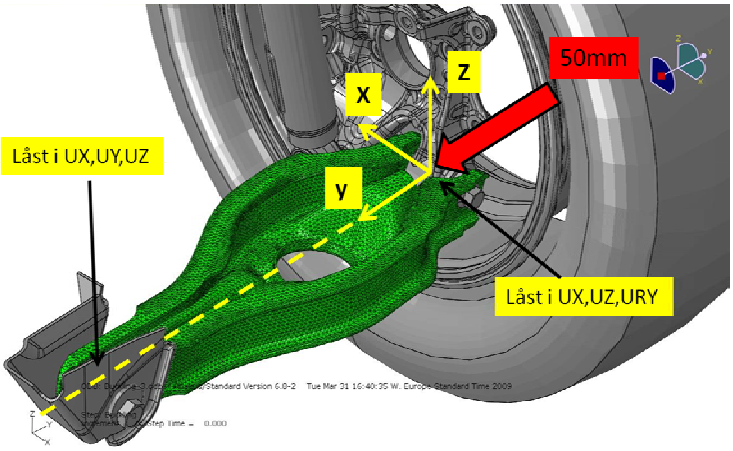
3.6.2 FEM-analyser

I utviklingsfasen til fjærarmen blir det bygd teoretiske 3D-modeller som gjenspeiler reell geometri av fjærarmen i full skala. 3D-geometrien blir deretter dimensjonert basert på belastninger som er definert av kunden. Det kreves ofte flere iterasjoner med modellendring og FEM-beregninger for å oppnå et optimal design som er verken for sterk eller for svak. Det blir ofte kjørt flere typer analyser av 3D-geometrien til fjærarmen vha elementmetoden, for å verifisere kapasiteten til fjærarmen i hht kundens krav. I dette tilfelle er det kjørt 2 typer FEM-analyser. En bucklingsanalyse som skal verifisere fjærarmens aksiale bucklingskapasitet og en utmattingsanalyse som skal predikere fjærarmens utmattingslevetid. Analysene er beskrevet i detaljer i sine respektive kapitler.

3.6.2.1 Bucklingsanalyse av dagens design

I analysen beregnes fjærarmens aksiale bucklingskapasitet. Det stilles krav fra kunden at fjærarmen skal ha en viss aksial bucklingskapasitet under en sideveis kollisjon. Dvs at fjærarmen skal knekke ved en gitt last under en kolliosjon. Bucklingskapasiteten til fjærarmen skal heller ikke være for høy, for da vil komponenter lenger inn i bilen som er dyrere å skifte, bli ødelagt under en kollisjon. Her er bucklingskravet satt lik kapasiteten til dagens fjærarm som er på et minimum. Dvs at nytt design bør helst ha høyere eller lik bucklingskapasitet som dagens fjærarm.

Analysevilkår:
Type: u-lineær elastisk-plastisk
Materialmodell: T6 (se vedlegg A)
Elementtype: Solide kvadratiske tetrahedon elementer
Elementstørrelse: 4mm over hele geometrien
Grensebetingelser: Vist i figur 3.8
Lastkonfigurasjon: 50mm i Y-retning (se figur 3.8)



Figur 3.8 viser grensebetingelsene og lastens angrepslinje lang Y-aksen

For å beregne bucklingskapasiteten til fjærarmen, er det satt på en forskyvning på 50mm ved opplagringen på hjulenden(se figur 3.8), som angriper langs y-aksen i positiv retning og skal simulere en sideveis kollisjon som deformerer hjulet 50mm innover i bilen. Deretter kan lasten ved buckling leses av fra analysen og brukes som bucklingskapasiteten til fjærarmen.
Denne analysen ble først gjort av dagens design og deretter av nytt design for å ha et sammenlikningsgrunnlag som kan verifisere forbedringer i nytt design. Resultater av denne analysen er beskrevet i vedlegg J.

F_b=Bucklingslast (N)
K= Fjærarmens stivhet (N/mm)
X=forskyvning i Y-retningen (mm)

F_b=K*X

3.6.2.2 Utmattingsanalyse av dagens design

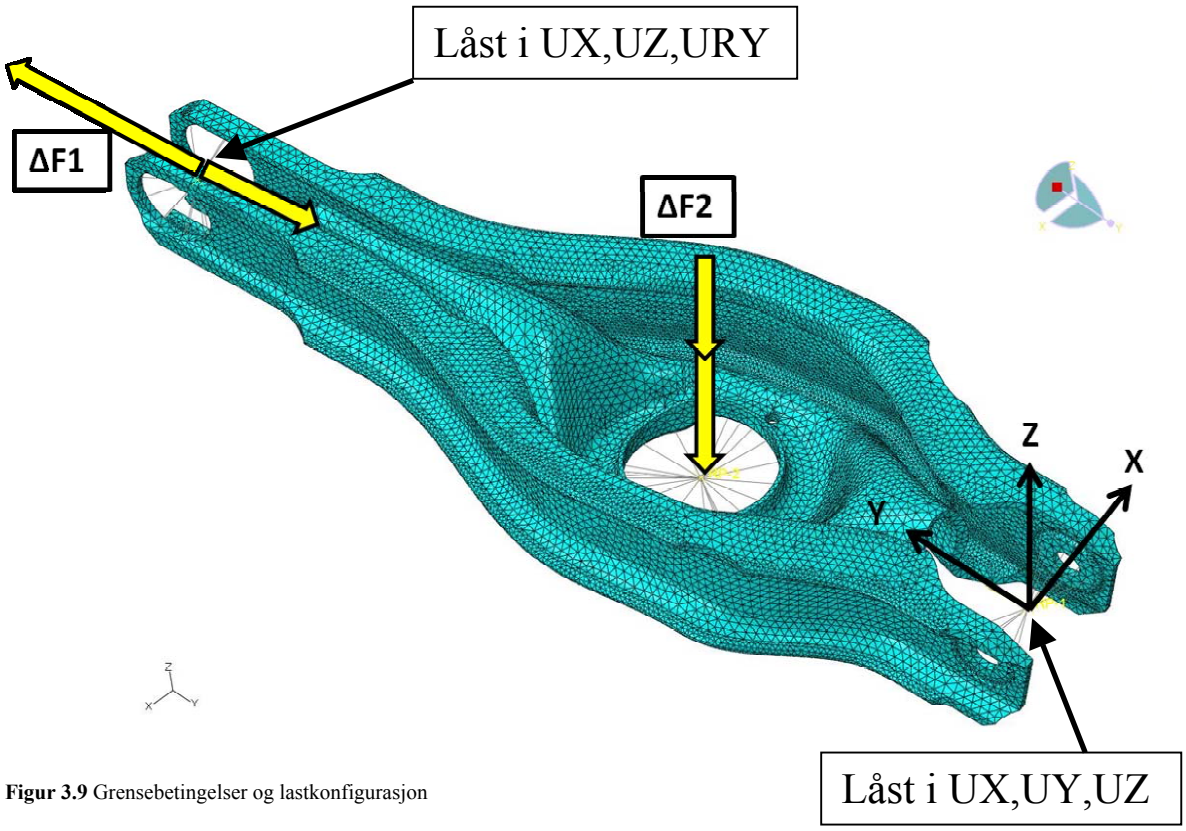
Utmattingsanalysen i dette kapitelet er basert på den fysiske utmattingstesten(se vedlegg E). Dvs lastkonfigurasjonen og grensebetingelsene er eksakt lik utmattingstesten. Denne analysen er utført for å beregne utmattingslevetiden til fjærarmen og samtidig sjekke om analysen korrelerer med den fysiske testen.

Analysevilkår:

Type: u-lineær elastisk-plastisk
Materialmodell: T6 (se vedlegg A)
Elementtype: Solide kvadratiske tetrahedon elementer
Elementstørrelse: 4mm globalt og 2mm lokalt i områder der sprekken initieres
Grensebetingelser: Vist i figur 3.9

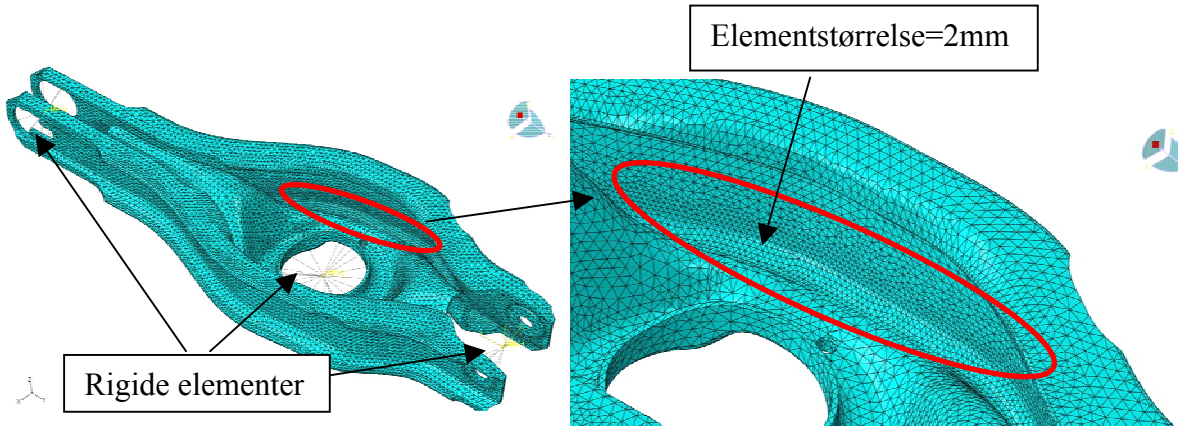
Laster:

	Lateral	Vertical	Frequency	Remarks
F1(N)	-736 ~ 7300		4Hz	F1/F2: Load at same time
F2(N)		-2943 ~ -8535		



Figur 3.9 Grensebetingelser og lastkonfigurasjon

Geometrien er meshet med mindre elementstørrelse lokalt i områder der sprekken initieres under den fysiske utmattingstesten(se vedlegg E). Det er for å kunne fange opp riktig spenningsnivå i disse kritiske områdene(se figur3.10). Opplagringene er koplet vha rigide elementer som går gjennom referansepunkter. Grensebetingelsene og lastene er deretter satt på referansepunktene. Kreftene virker på referansepunktene og blir distribuert til geometrien via de rigide elementene.



Figur 3.10 Lokal elementstørrelse er på 2mm

For beregning av utmattingslevetiden til fjærarmen, ble det benyttet et Haigh-diagram. Haigh er basert på flere SN-kurver som er utviklet fra empiriske forsøk på prøvestaver. Diagrammet som er benyttet her er redusert mht overflateruhet. Fremgangsåten for beregning av utmattingslevetiden vha Haigh er slik at verdier for $\Delta\sigma$ og σ_m leses fra elementanalysen og plottes som henholdsvis Y og X-verider i Haigh-diagrammet og antall sykler til brudd N_f kan predikeres til å ligge i et intervall. For eksempel mellom 200000 og 500000 sykler. Resultater til denne analysen er beskrevet i vedlegg G.

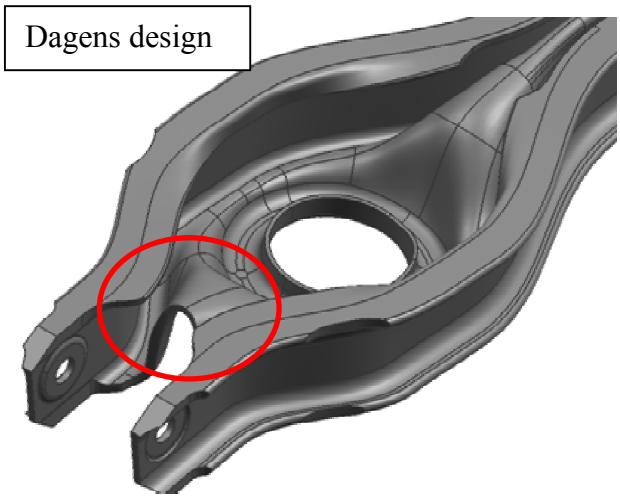
3.6.3 Videreutvikling av dagens design

For å kunne videreutvikle dagens design til å få økt utmatting og bucklingskapasitet, var det nødvendig å forstå mekanismen som forårsaker høye lokale spenninger i områder der sprekken oppstår. I den forbindelsen ble tidligere umattingstester(se vedlegg E) studert. Det ble lagt spesielt merke til sprekkvekstens retning. Siden det er et kjent fenomen at propagerende sprekker har en tendens til å orientere seg normal på spenningsretningen[14], ble utmattingsanalysen(se vedlegg G) sjekket for å se om spenningene virket normal på sprekkvekstens retning. Dette viste seg å være tilfelle(se figur 3.22 i vedlegg G).
Siden profilen er åpen, vil vekslende laster, spesielt F2 som virker vertikal på konstruksjonen, gjøre at strukturen jobber sideveis, Profilveggene bøyer seg utover og forårsaker strekkspenninger innvendig i radien som virker normal på ekstruderingsretningen og fører til sprekkinitiering (se figur 3.23 i vedlegg G).

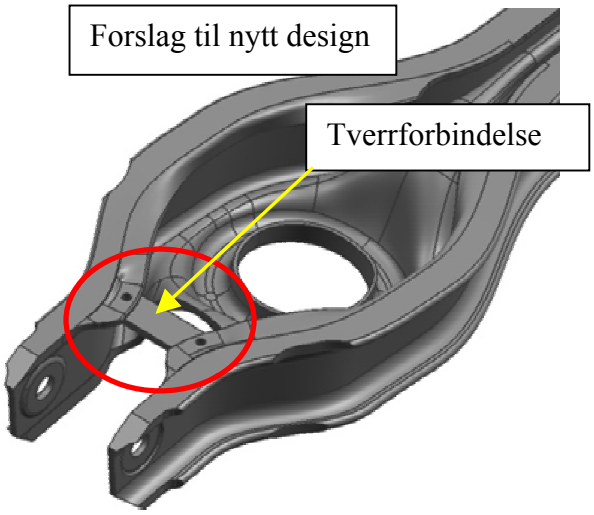
3.6.3.1 Problemløsning

Med sikte på å motarbeide mekanismen som forårsaker høye lokale spenninger som resulterer i sprekkinitiering, ble det modellert flere forslag til utforming av ny fjærarm. Alle forslagene hadde som mål å hindre den sideveise bevegelsen som forårsaker strekkspenninger innvendig i fjærarmen, ved å stive opp fjærarmen på forskjellige måter(se vedlegg D).
Etter vurdering av alle forslagene ved å se dem i forhold til dagens produksjonsprosess, viste det seg at ingen av forslagene kunne lett implementeres i dagens produksjon uten større investeringer. Derfor måtte et nytt konsept utvikles som enkelt kunne implementeres i dagens produksjonsprosess(kapittel 3.5).
Et fiskebeindiagram ble benyttet til å vurdere to nye forslag(se vedlegg Q). Det ene forslaget gikk ut på å øke stivheten i fjærarmen ved å øke godstykkelsen i profilen, mens det andre var å nagle en tverrforbindelse til øvre flensene i fjærarmen slik at den sideveise forskyvningen illustrert i vedlegg G, figur 3.25 ble mindre og dermed lokale spenninger forårsaket av denne forskyvningen ble redusert. Begge forslagene tok utgangspunkt i dagens fjærarmgeometri. Fordeler og ulemper ved disse forslagene ble vurdert(se vedlegg Q), det viste seg at et konsept med en tverrforbindelse vil være mest gunstig med tanke på vekt, pris og miljø. Deretter ble et forenklet forslag med tverrforbindelse modellert i CATIA V5 og bergenet i Abaqus for å se om det gav noe positiv respons på de høye lokale spenningene. Beregningene gav svært gode resultater, Spenningene ble redusert med 25% (se vedlegg F) noe som betyr en merkbar forbedring i utmattingskapasiteten. Denne analysen ble kjørt med samme vilkår som utmattingsanalysen i kapittel 3.6.2.2 Derfor er analysemetoden ikke illustrert på nytt under dette kapittelet.

Figur 3.11 viser dagens design og figur 3.12 viser forslag til nytt design med en tverrforbindelse som nagles på øvre flensene til profilen og stiver opp strukturen.

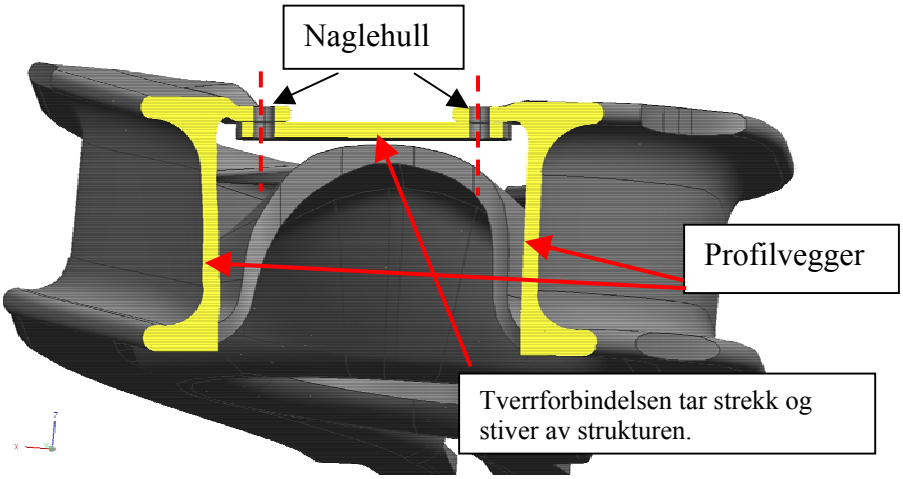


Figur 3.11 viser dagens fjærarm



Figur 3.12 viser en tverrforbindelse som kopler øvre flensene i fjærarmen sammen og stiver opp fjærarmen.

Figur 3.13 viser et snitt tatt midt i tverrforbindelsen for å illustrere funksjonen til forbindelsen. Tverrforbindelsen virker som et strekkstag som nagles til øvre flensene i fjærarmen og hindrer at profilveggene jobber sideveis ut og inn under syklisk belastning. På den måten vil lokale spenninger(se figur 3.24 i vedlegg G) som forårsaker sprekkinitiering bli redusert og levetiden til fjærarmen øker.



Figur 3.13 viser forslag til nytt design med montert tverrforbindelse

3.6.3.2 Utfordringer knyttet til nytt design

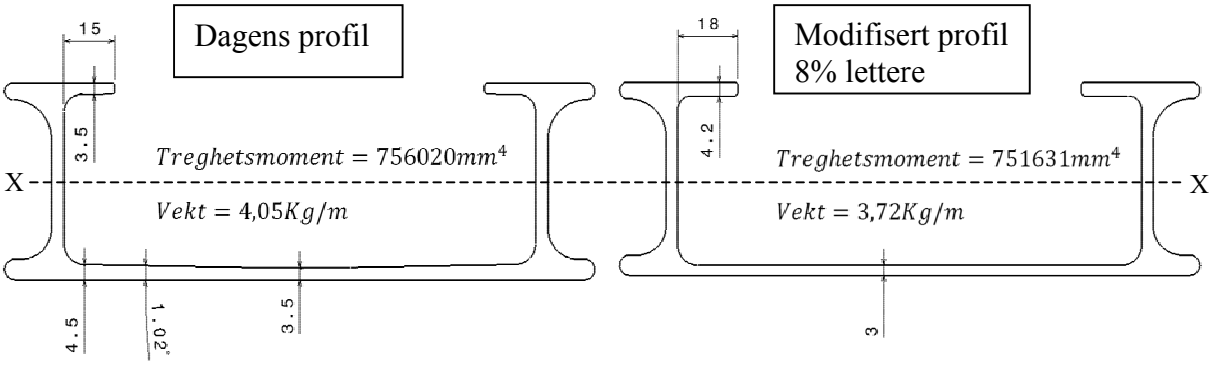
Under en designgjennomgang sammen med bedriften, ble fordeler og ulemper ved det nye konseptet vurdert. Det var spesielt 2 punkter som ble diskutert. Det første var kostnader knyttet til en ekstra påmontert komponent dvs tverrforbindelsen (se figur 3.13) som gjør at stykkprisen til fjærarmen vil gå opp. Og den andre utfordringen er knyttet til nagling av en løs tverrforbindelse på fjærarmene i dagens produksjonsprosess. En tradisjonell nagleforbindelse vil kreve forstansing av hull i tverrforbindelsen og flensene som må synkroniseres før nagla kan settes. En slik synkronisering krever fine posisjonstolleranser som ikke er mulig å få til i produksjonsprosessen til fjærarmene. Det må i tilfelle investeres i dyre spesialutstyr i montasjelinjen til fjærarmen for å kunne få til en tradisjonell nagling, noe som ikke er ønskelig. Det ble i tillegg observert høye lokale strekkspenninger over flyt i flensene og tverrforbindelsen nær naglene. Disse spenningene oppstår pga global bøying av strukturen som bøyer flensene oppover og forårsaker strekkspenninger(se figur 3.30 i vedlegg L).

3.6.3.2.1 Videreutvikling av nytt design

Det nye konseptet med tverrforbindelse ble videreutviklet med hensyn på utfordringer nevnt i kapitel 3.6.3.2. Videreutviklingsprosessen var i hovedsak konsentrert om 3 utfordringer. Det første var spenningene som hadde oppstått i flensene og tverrforbindelsen pga global bøying av strukturen(se figur 3.30 i vedlegg L). Det andre var å finne en måte å stive opp fjærarmen på uten å måtte kjøpe en ekstra løs tverrforbindelse. Og til slutt, hvilke andre festemetoder enn tradisjonell nagling kunne brukes til å feste en evt. tverrforbindelse til flensene.

3.6.3.2.2 Spenninger i flensene og tverrforbindelsen

Den første utfordringen som måtte løses, var å få vekk strekkspenningene som hadde oppstått i tverrforbindelsen og oppunder flensene pga bøying(se figur 3.30 i vedlegg L). Etter flere iterasjoner med modellendring og beregninger fant jeg ut at, ved å flytte tverrforbindelsen på oversiden av flensene, ble bøyemomentet reversert og strekkspenningene ble gjort om til trykkspenninger, samtidig som spenningsnivået falt betydelig(se figur 3.31 og 3.32 i vedlegg L). Samtidig oppstod det 2 nye mindre felt ytterst i flensene med strekkspenninger nær materialets flytegrense(se figur 3.33 i vedlegg L). Disse spenningene ble redusert ved å forsterke flensene. Spenningene ble redusert til et akseptabelt nivå ved å øke lengden og tykkelsen til flensene med henholdsvis 3 og 0,7mm(se figur 3.14).



Figur 3.14 viser modifisert profil til høyre. Materialet er fjernet fra profilens bunnvegg og lagt til øvre flensene

Materialet som ble lagt til øvre flensene gjorde at profilvekten økte. For å kompensere for denne vektøkningen, ble det fjernet materialet fra profilens bunnvegg(se figur 3.14). Denne vektfordelingen ble gjort med hensyn på profilens treghetsmoment om X-aksen. Vektfordelingen ble gjort på den måten at treghetsmomentet forble uendret mens vekta ble redusert med 8%. Prinsippet er som for en enkel bjelketeori, siden bøying skjer om X-aksen (stiplet linjen i figur 3.14), vil de vertikale profilveggene gi den største motstanden mot bøying, mens den horisontale bunnveggen i profilen bærer nesten ingen last. Derfor kan materialet fjernes fra bunnveggen og legges til flensene uten at treghetsmomentet om X-aksen endrer seg merkbart.

3.6.3.2.3 Tverrforbindelsen

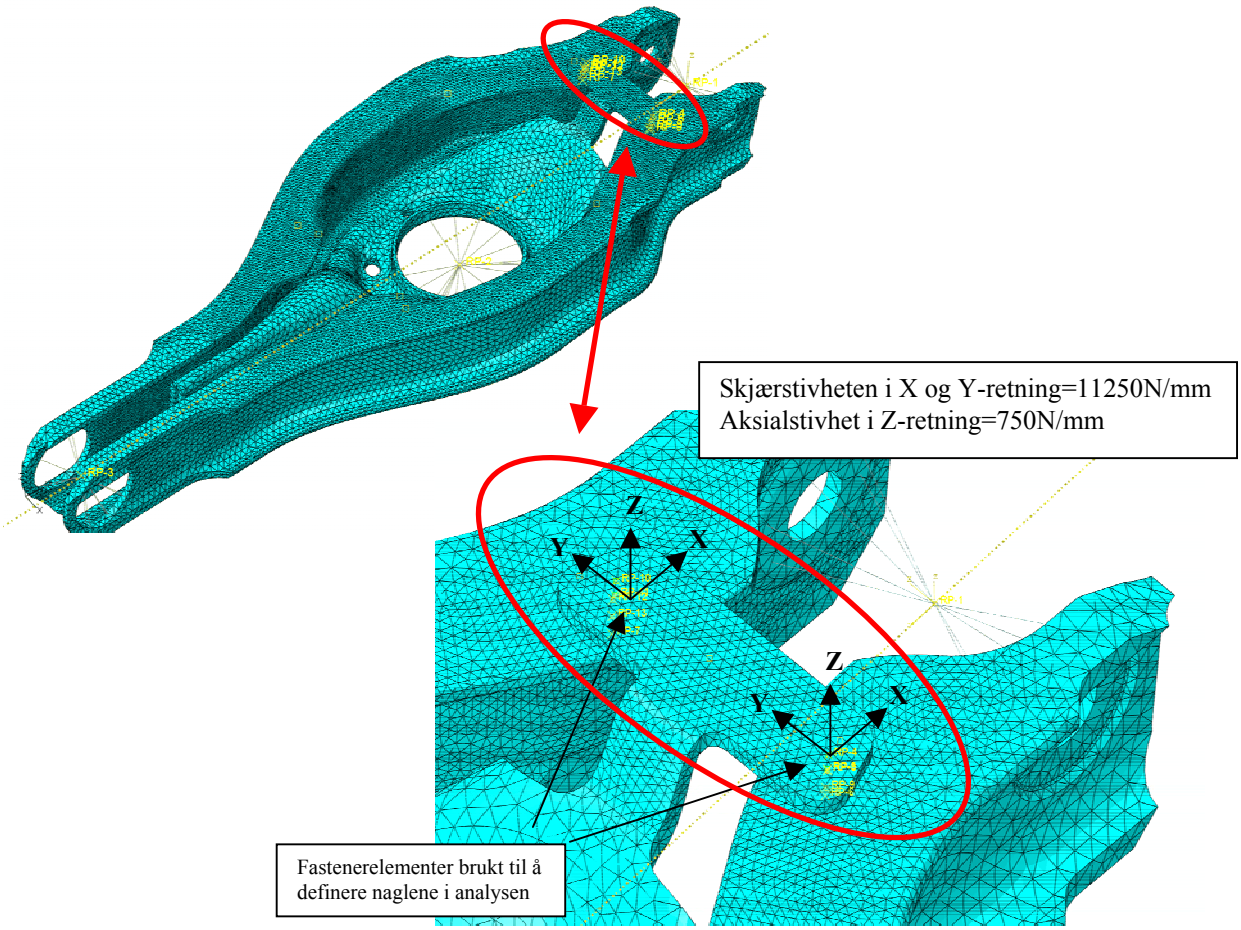
Med tanke på kostnader knyttet til kjøp av en løs tverrforbindelse og montasjeutfordringer knyttet til den, ble konseptet videreutviklet slik at materialet fra selve fjærarmen ble utnyttet til å lage tverrforbindelsen. Under studier av FEM-analysen(se vedlegg L), ble det lagt merke til et området i fjærarmen som hadde betydelig lavere spenninger enn resten av strukturen under full belastning(se figur 3.29 i vedlegg L). Materialet i dette lavspente området som ikke har noen funksjon, ble utnyttet til å lage en tverrforbindelse som skal stive opp strukturen. For å få til dette, ble effekter fra 2 operasjoner i produksjonsprosessen utnyttet, dvs operasjon 20 og 40 (se kapitel 3.5.1). I operasjon 20 blir profilens bunnvegg klipt og i operasjon 40 blir profilen skvist sammen sideveis slik at profilens bunnvegg folder oppover(se figur 3.34 i vedlegg M). Denne effekten blir utnyttet på den måten at det blir klipt en fasong som likner en tverrforbindelse i profilens bunnvegg i operasjon 20, og når profilen blir skvist sideveis i operasjon 40, vil denne tverrforbindelsesfasongen løfte seg opp over flensene og blir posisjonert på plass vha et ekstra verktøy. Tverrforbindelsen kan deretter nagles fast på flense (se figur 3.35 i vedlegg M). Denne prosessen er simulert vha elementmetoden og vil bli drøftet separat i kapitel 3.6.3.5.

3.6.3.2.4 Self-pierce nagling

For å feste tverrforbindelsen til flensene, ble en spesiell nagleteknologi vurdert. Denne nagleteknologien som ikke krever forstansing av hull slik en tradisjonell nagleforbindelse krever, kan settes nærmest hvor som helst uten noe krav til posisjonstoleranser. Prinsippet er slik at en stålnagle trenges gjennom 2 eller tre lag med materialet vha spesialutstyr som kan fås i forskjellige fasonger og størrelser. Forbindelsen gir veldig gode festeegenskaper som tåler store skjærkrefter. Denne teknologien brukes i dag til å sammenføye utmattingsutsatte komponenter i automotive industerien. Ut fra leverandørens opplysninger, har nagleforbindelsen i tillegg gode korrosjonsegenskaper pga at stålnaglene er overflatebehandlet. Naglene skal holde 270 timer i salttåke. I følge leverandøren gir nagleforbindelsen best resultater ved sammenføying av 2 lag med aluminium, slik det er i vårt tilfelle. Se vedlegg I for detaljert beskrivelse av naglemetoden og fasthetsegenskapene til nagleforbindelsen. Fasthetsegenskapene som skjær og aksialstivheten til nagleforbindelsen, er opplyst fra leverandøren. Disse er brukt i elementanalysen for å kontrollere at kreftene i nagleforbindelsen ikke overskrider forbindelsens kapasitet.

3.6.3.3 Utmattingsanalyse av nytt design

Utmattingsanalysen av nytt design er kjørt med samme grensebetingelser, last konfigurasjon, elementstørrelse og elementtype som analysen av dagens design(se kapittel 3.6.2.2). Eneste forskjellen er at i nytt design er det brukt 2X 5mm self-pierce nagler til å feste tverrforbindesen til øvre flenser i profilen. Disse naglene er definert vha spesielle fastenerelementer i Abaqus med reell skjær og aksialstivhet som er opplyst fra nagleleverandøren. Skjærstivheten er gitt i X og Y-retning og aksialstivheten er gitt i Z-retning til elementene, basert på leverandørens beskrivelse av nagleforbindelsens kapasitet i respektive retninger(se vedlegg I). Deretter er kreftene i naglene målt under maks belastning for å kontrollere at de ikke overskrider naglenes kapasitet. Se vedlegg I for detaljerte opplysninger om nagleteknologien.



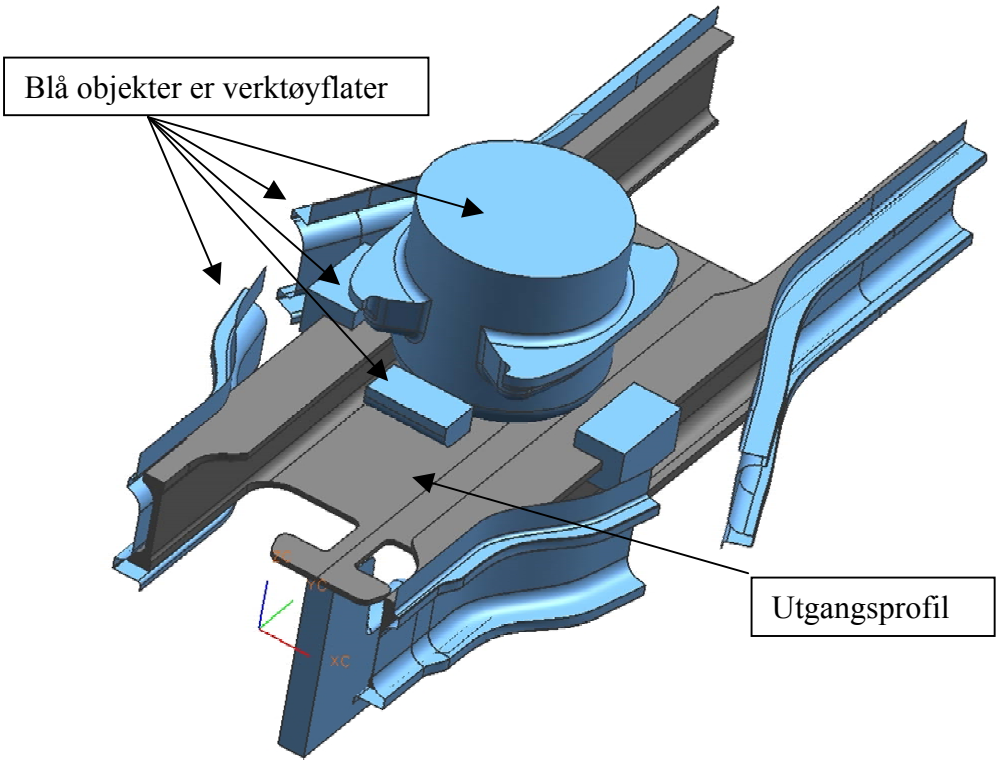
Figur 3.15 viser nagledefinisjonen i utmattingsanalysen av nytt design

3.6.3.4 Bucklingsanalyse av nytt design

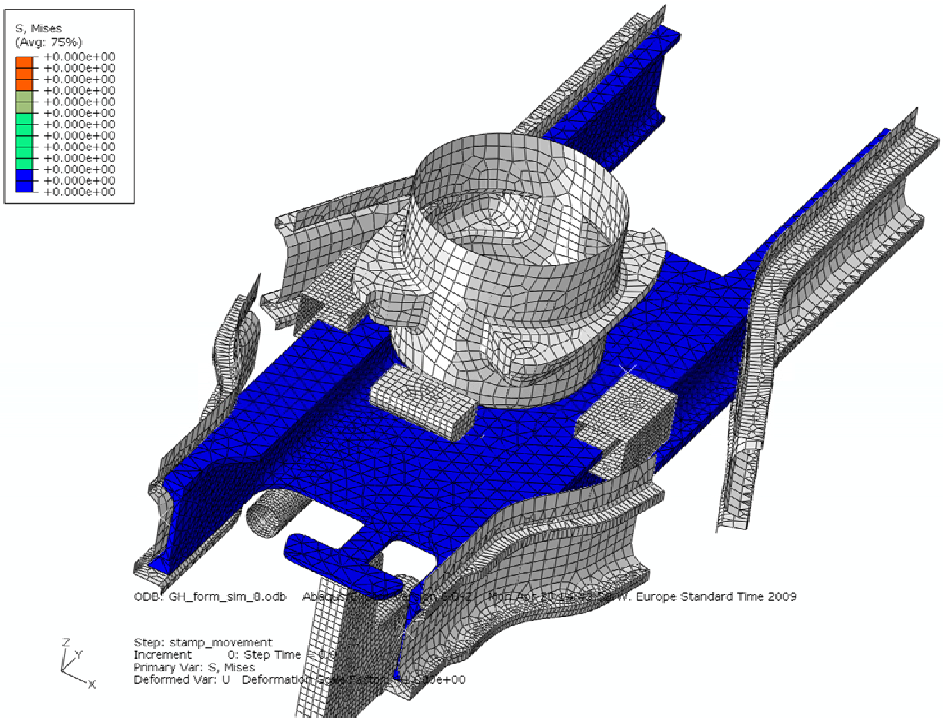
Bucklingsanalysen av nytt design er kjørt med eksakt samme vilkår som bucklingsanalysen av dagens design som er beskrevet under kapittel 3.6.2.1 og er derfor ikke beskrevet på nytt under dette kapitelet. Analysene er kjørt med samme vilkår for å ha et sammenlikningsgrunnlag som kan brukes til å bekrefte forbedringer i nytt design. Resultater av analysen er beskrevet i vedlegg N.

3.6.3.5 Prosessimulering av nytt design

Abaqus explicit ble benyttet til å simulere formeprosessen til nytt design av fjærarmen. Hensikten med denne analysen er å verifisere at det nyutviklede designet av fjærarmen er mulig å produsere i eksisterende produksjonsverktøy. Simuleringen gir samtidig en oversikt over hvilke endringer som kreves i produksjonsverktøyene for å kunne produsere fjærarmen. For å spare tid ble det gjort forenklinger i simuleringen. Dvs små detaljer som ikke har vært av betydning for å vise konseptet, er blitt eliminert fra simuleringen.
Formesimulering går ut på å etterlikne den fysiske formeprosessen til produktet virtuelt vha elementmetoden, for å kunne avdekke feil og avvik før man produserer fysiske verktøy til flere millioner kroner. På den måten kan man endre verktøyene virtuelt til ønsket geometri blir oppnådd og dermed sparer man dyre endringer på fysiske verktøy. Metoden fungerer slik at, utgangsprofilen til fjærarmen og verktøydelene som skal forme profilen er blitt modellert i Unigraphics NX5. Deretter ble profilen og alle verktøydelene importert i Abaqus via nøytralformatet STEP for simulering. I Abaqus blir profilen først definert som en deformerbar solid og får tilegnet plastisk materialmodell, deretter blir profilen meshet med kvadratiske tetrahedron elementer. I dette tilfelle er profilen meshet med konstant elementstørrelse på 6mm fordi det ikke har vært av interesse å studere noen lokale spenningsfelt i profilen.
Verktøydelene derimot er definert som udeformerbare flater uten materialegenskaper. Grunnen til det er at vi ikke er interessert i å studere deformasjoner i verktøydelene og antar at de er sterke nok til å kunne forme profilen uten at de selv blir skadet. Figur 3.16 illustrerer utgangsprofilen og verktøydelene som skal forme profilen og figur 3.17 viser samme komponentene etter at de er importert i Abaqus via nøytralformatet STEP i meshet tilstand. Resultater fra simuleringen er beskrevet i vedlegg O.



Figur 3.16 viser utgangsprofilen til fjærarmen og verktøydelene som skal forme profilen



Figur 3.17 viser utgangsprofilen og verktøydelene som er importert i Abaqus for formesimulering

4 Resultater

4.1 Studier av tidligere utmattingstester

For å identifisere årsaken til den reduserte utmattingskapasiteten til enkelte fjærarmer, ble et utvalg på 30 tidligere utmattingstester av fjærarmene studert. Det ble oppdaget at fjærarmene produseres av profiler fra to forskjellige leverandører henholdsvis PG og Neuman. Testene ble deretter sortert etter leverandør og det viste seg at halvparten av fjærarmene som tilhørte profiler fra PG, hadde signifikant lavere levetid enn resten av fjærarmene som tilhørte profiler fra Neuman(se diagram 4.1).

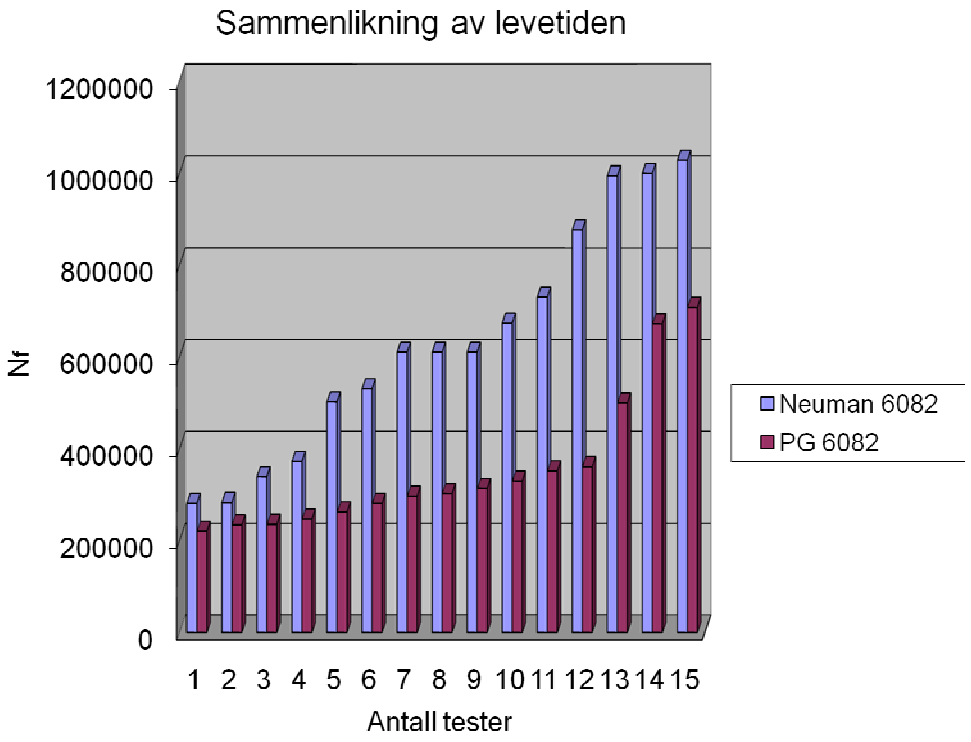


Diagram 4.1 Sammenlikning av levetiden til fjærarmer basert på profiler fra 2 forskjellige leverandører, henholdsvis PG og Neuman

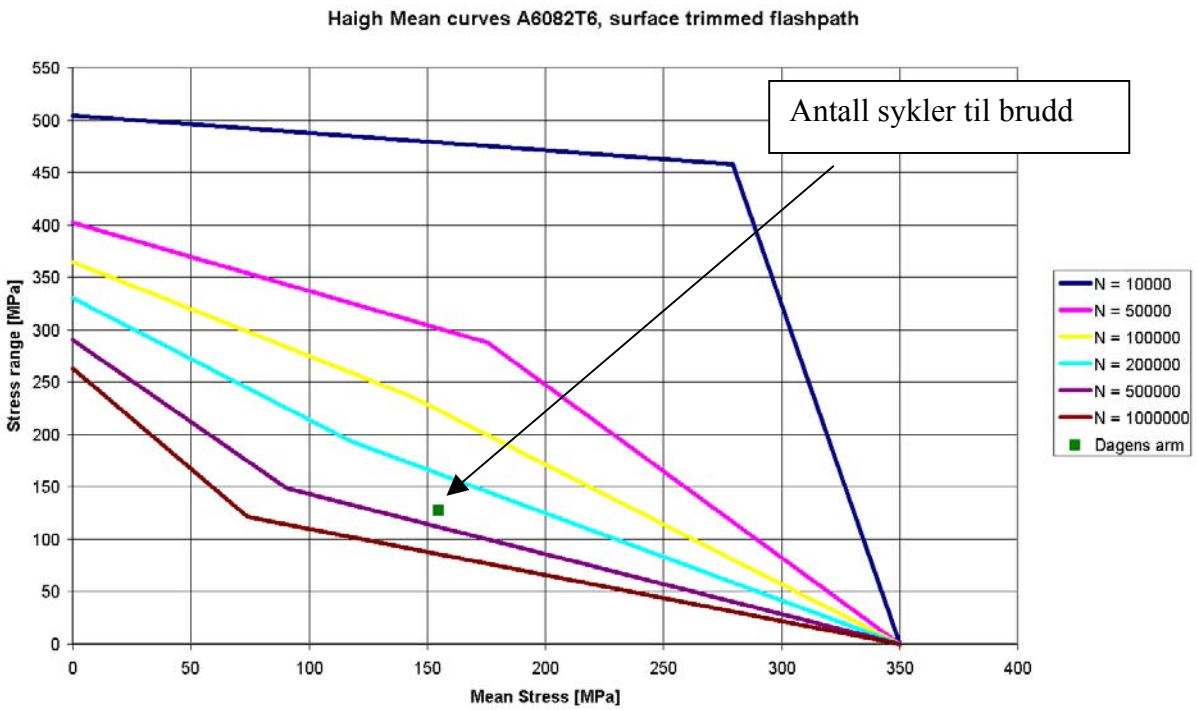
Gjennomsnitt og standardavviket for begge populasjonene(PG og Neuman) ble regnet ut. Det viste seg at gjennomsnittslevetiden for fjærarmer basert på profiler fra PG er 43% lavere enn fjærarmer basert på profiler fra Neuman. Pga av få antall observasjoner og ukjent standardavvik, ble det foretatt en students t-test for å slå fast at denne signifikante forskjellen i levetid ikke er tilfeldig. t-testen viste at forskjellen er meget signifikant og dermed ikke tilfeldig. Alle beregningen er utført i Ms Excel.(se vedlegg H).

4.2 Utmattingshypotese

Basert på studier av tidligere utmattingstester(se vedlegg E) , statistiske beregninger som er nevnt i kapitell 4.1 og teoretisk grunnlag i kapitel 2.2, ble det utviklet en hypotese der lav duktilitet i overflata hos PG-profilene antas å påvirke utmattingslevetiden til fjærarmene som er produsert av PG-profiler, i negativ retning. Som det ble nevnt i kap 2.2 har PG-profilene et hard og sprøtt overflatesjikt som blir enda mer sprøtt når profilene blir kaldbearbeidet og varmeutherdet under produksjonsprosessen. Utmattingsfastheten i det sprøe overflatesjiktet blir derfor ytterligere redusert og sprekkinitiering starter tidligere i overflata når fjærarmene blir utsatt får syklisk belastning sammenliknet med Neuman-profilene som er mer duktile i overflata.

4.3 Utmattingsanalyse av dagens design

Resultatene fra FEM-analysen av dagens fjærarm viser høye lokale strekkspenninger på 231Mpa i samme området som sprekkinitieringen finner sted i fjærarmen under den fysiske utmattingstesten(se figur 3.22 i vedlegg G). Dette beviser at det er korrelasjon mellom elementanalysen og den fysiske utmattingstesten. De høye lokale spenningene oppstår pga at fjærarmen har en åpen struktur som gjør at den kan lett jobbe sideveis når den vertikale fjærlasten F2 virker på den. Den sideveise deformasjonen forårsaker strekkspenninger innvendig i profilen som virker normal på ekstruderingsretningen og fremkaller sprekkinitiering. Denne mekanismen er forklart i detaljer i vedlegg G.
Et Haigh-diagram ble benyttet til å predikere utmattingslevetiden til fjærarmen. Verdier for $\Delta\sigma$ og σ_m fra elementanalysen ble plottet i Haigh-diagrammet og levetiden ble predikert til å ligge mellom 200000 og 500000 sykler før brudd(se figur 4.9)

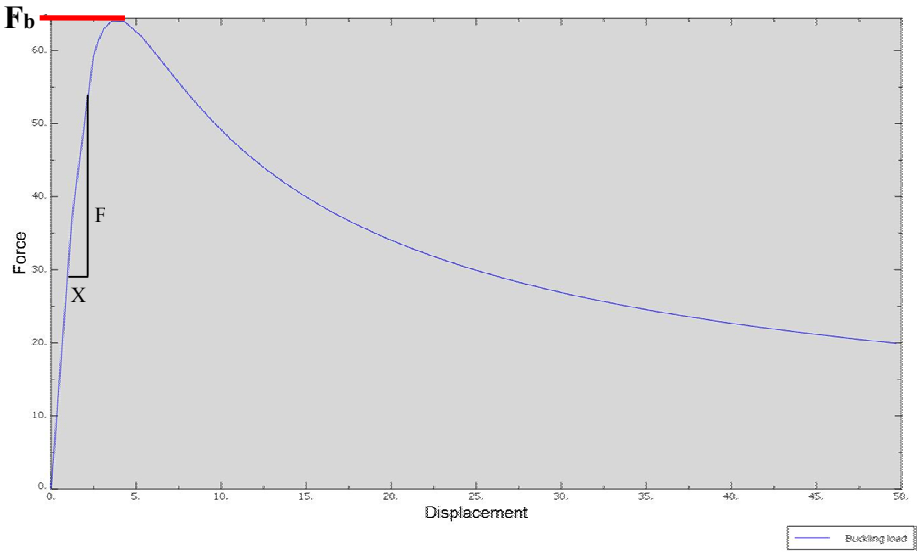


Figur 4.9 Viser utmattingslevetiden til dagens design predikert med et Haigh-diagram

4.4 Bucklingsanalyse av dagens design

Det ble kjørt en bucklingsanalyse av dagens fjærarm for å beregne den aksiale bucklingskapasiteten i fjærarmen under en sideveiskollisjon(se kapitel 3.6.2.1). Kapasiteten ble regnet til 65KN(se figur 4.10). Denne verdien er akseptert av kunden som et minimumskrav, derfor må nytt design ha høyere eller lik kapasitet som dagens design. Vi ser fra figur 4.10 at fjærarmen buckler ved 65KN. Fjærarmens stivhet K er stigningen til den rette delen av kurven før den krummer på toppen. Dvs innenfor det lineære området. Se vedlegg J for fullstendig analyseresultater.

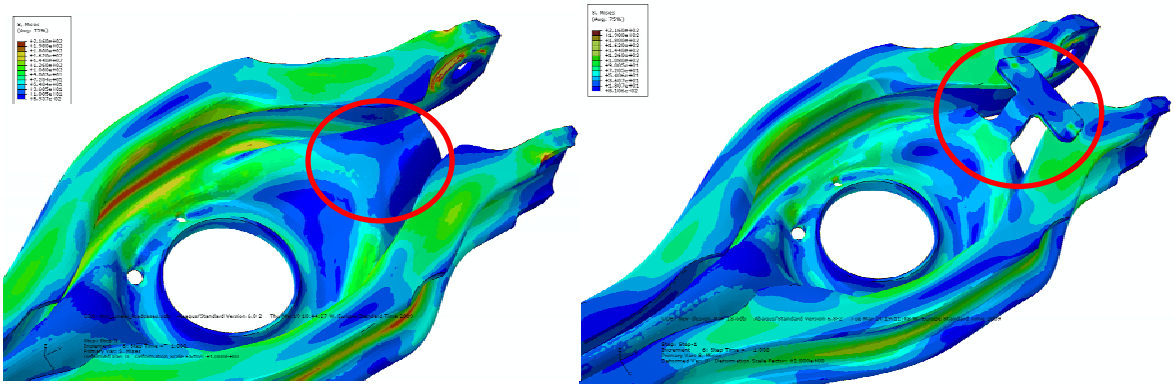
F_b=K*X
K=Fjærarmens stivhet (N/mm)
X=50mm i Y-retningen
F_b=<u>65KN</u>



Figur 4.10 Viser bucklingskapasiteten til dagens design

4.5 Konseptet til nytt design

Med hensyn til prosjektets målsetting, ble fjærarmen videreutviklet til å ha høyere utmatting og aksial bucklingskapasitet. For å øke disse kapasitetene måtte fjærarmens globale stivhet økes slik at forskyvningene i fjærarmen som forårsaket høye lokale spenninger i kritiske områder, ble redusert. For å øke stivheten i fjærarmen, ble det utviklet et nytt konsept hvor materialet fra selve fjærarmen som har ingen funksjon og er fri for spenninger blir utnyttet til å lage en tverrforbindelse som kopler sammen øvre flensene i profilen og stiver opp strukturen.
Tverrforbindelsen virker som et strekkstag og hindrer at strukturen jobber sideveis(se vedlegg F). Tverrforbindelsen nagles fast til flensene vha av en spesiell nagleteknologi som krever ingen forstansing av hull og kan settes uten noe krav til posisjonstolleranser(se vedlegg I).
Figur 4.11 viser det lavspente området i fjærarmen som er brukt til å lage tverrforbindelsen, og vedlegg M viser hvordan tverrforbindelsen blir laget vha av effekter fra to operasjoner i produksjonsprosessen.
Etter at fjærarmen ble stivet opp vha tverrforbindelsen, gikk spenningene i fjærarmen dramatisk ned og gjorde at utgangsprofilen kunne slankes. Resultatet ble at vekten til nytt design ble redusert med 8% til 1,44Kg.



Figur 4.11 Viser det lavspente området i fjærarmen som er utnyttet til å lage en tverrforbindelse som stiver opp strukturen.

4.6 Utmattingsanalyse av nytt design

Tverrforbindelsen i nytt design økte stivheten i fjærarmen og gjorde at spenninger i kritiske områder hvor sprekkinitiering starter, ble redusert til161Mpa(se vedlegg F). Spenningsfallet pga økt stivhet førte til at fjærarmen var plutselig overdimensjonert i forhold til spenningene. Dette gjorde at utgangsprofilen kunne slankes 8% til (se kapitell 3.6.3.2.2). Samtidig som spenninger i kritiske områder ble redusert, oppstod det et mindre felt på undersiden av fjærarmen som hadde 5% høyere spenninger(se figur 4.1 og 4.2 i vedlegg F). Men jeg har likevel valgt å bruke spenningene i kritiske områder på 161Mpa som dimensjonerende i utmattingsberegningene pga at de høyere spenningene på undersiden av fjærarmen, virker parallell med ekstruderingsretningen mens spenningene i kritiske områder på 161Mpa virker normal på ekstruderingsretningen. Utmattingstester viser at kjervfaktoren (SCF) er ca 40% lavere når spenningene virker parallell med profilens fiberretning enn når de virker normal på fiberretningen[9].

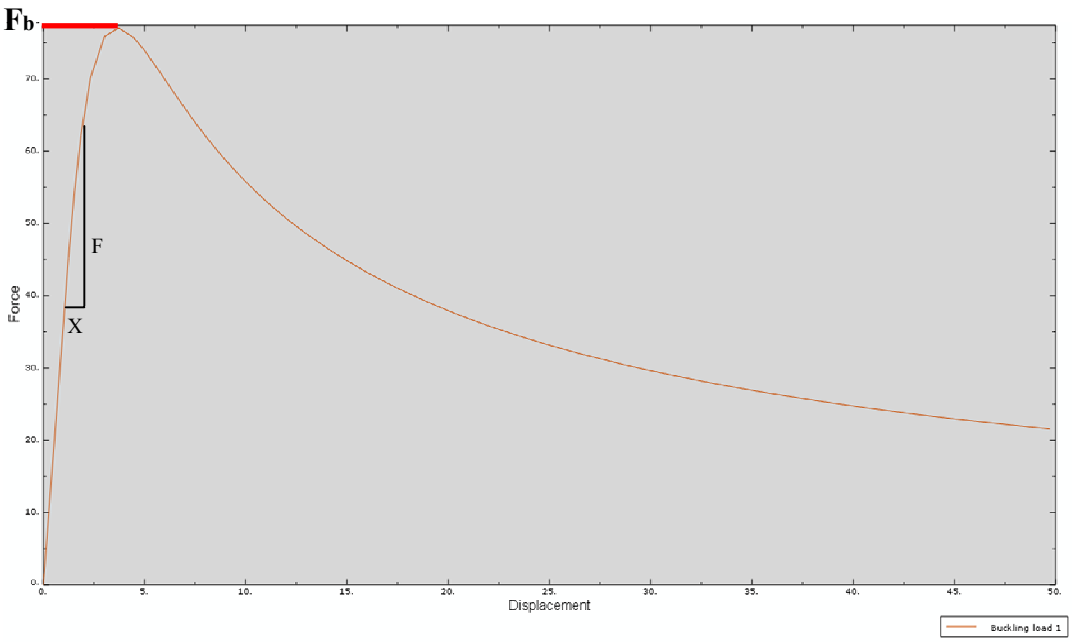
Verdier for $\Delta\sigma$ og σ_m fra elementanalysen ble plottet inn i Haigh-diagrammet og utmattingslevetiden til nytt design ble predikert til å være over 10^6 sykler før brudd(se figur 4.6 i vedlegg F). Denne levetiden vil kun gjelde Neuman-profilene som ikke har problemer med lav duktilitet i overflata.

For å verifisere at nagleforbindelsene holder, ble kreftene gjennom naglene målt i elementanalysen og sjekket mot nagleforbindelsens kapasitet som er opplyst fra kunden. Den største skjærkrafta som ble målt, var på 550N(se figur 4.8 i vedlegg F). Dette ble sjekket mot nagleforbindelsens kapasitet og det viste seg at krafta er ikke i nærheten av hva nagleforbindelsen tåler. Forbindelsen skal i følge leverandøren tåle 9KN før den begynner å gi seg. Aksiale krefter gjennom naglene var målt til 15Mpa altså neglisjerbare.

4.7 Bucklingsanalyse av nytt design

Det ble kjørt en bucklingsanalyse av nytt design for å verifisere økning av aksial bucklingskapasitet i fjærarmen. Kapasiteten ble beregnet til 77 KN (se figur 4.12). Fjærarmens stivhet K er stigningen til den rette delen av kurven før den krummer på toppen. Dvs innenfor det lineære området. Detaljer om beregningsresultatene er beskrevet i vedlegg N.

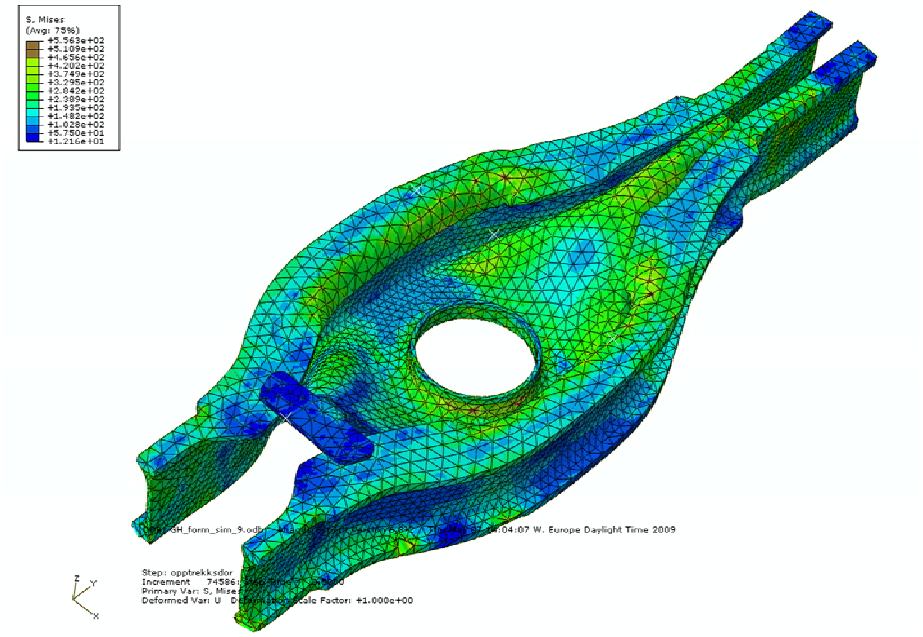
F_b=K*X
K=Fjærarmens stivhet (N/mm)
X=50mm i Y-retningen
F_b=77KN



Figur 4.12 Viser bucklingskapasiteten til nytt design

4.8 Prosessimulering

Prosessimuleringen viser de forskjellige prosesstrinnene som trenges for å kunne fremstille det nye konseptet av fjærarmen. De fleste av trinnene er adoptert fra dagens produksjonsprosess mens det er lagt til noen ekstra trinn for å kunne lage tverrforbindelsen fra materialet i fjærarmen(se vedlegg O). Simuleringen har hatt som formål å belyse disse nye prosesstrinnene som er forskjellig fra dagens prosess. Derfor er prosesstrinn som ikke har hatt betydning for dette formålet, blitt eliminert fra analysen for å spare beregningstiden. Vedlegg O viser alle simulerte prosesstrinn i kronologisk rekkefølge. Figur 4.13 viser resultat av prosessimuleringen.



Figur 4.13 Viser resultat av prosessimuleringen

5 Diskusjoner

5.1 Om utmatting

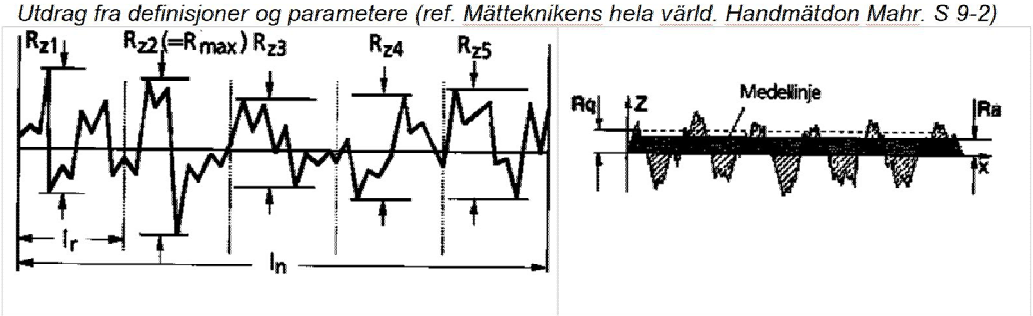
Utmatting er et usikkert fenomen som er påvirket av svært mange variabler. Ytre belastninger, indre spenninger, geometrisk utforming, temperaturer, korrosjon og overflateruhet er noen få eksempler på variablene som kan påvirke utmattingslevetiden til dynamisk påkjente konstruksjoner. Det er utviklet mange forskjellige teorier for å kunne predikere levetiden til konstruksjoner nøyaktig, men det bevises stadig vekk at det ikke er mulig å predikere levetiden 100% nøyaktig pga av svært mange variabler. Det har heldigvis vha av moderne verktøy som elementmetoden blitt mer nøyaktig å beregne levetiden til konstruksjoner, men også her finnes fortsatt mange usikkerheter i bildet som gjør at levetiden ikke kan predikeres med 100% nøyaktighet.

Beregning av utmattingslevetiden til fjærarmene vha elementmetoden har vært en sentral del av dette prosjektarbeidet. Elementmetoden er benyttet til å beregne høye lokale spenninger i teoretisk modell av fjæramen. Resultatene fra beregningene er deretter plottet i et Haigh-diagram for å predikere levetiden til fjærarmene. Haigh-diagrammet som er brukt, er basert på SN-kurver som er utviklet fra empiriske forsøk på glattpolerte prøvestaver og er redusert med hensyn på en overflatefaktor.

Det som er viktig å være klar over, er at der er mange usikkerheter knyttet til bruk av designkurver til å predikere utmattingslevetiden til en konstruksjonsdetalj. Som det ble nevnt foran, er designkurvene basert på data fra mange utmattingstester som er gjort på runde polerte prøvestaver med konstant amplitude i romtemperatur, noe som veldig ofte ikke gjenspeiler konstruksjonsdetaljens virkelige geometri, overflateruhet, lastkonfigurasjonen og lastamplituden. Det er i tillegg miljømessige forhold som temperatursvingninger og korrosjon som prøvestavene ofte ikke tar høyde for.

Når det gjelder geometriske forskjeller, så vil det si at geometrien til konstruksjonsdetaljen vi skal predikere levetiden til, kan være svært forskjellig fra en rund prøvestav. Dette betyr at spenningenes fordeling og retninger i konstruksjonsdetaljen, vil være totalt annerledes enn i en rund prøvestav, noe som gir utslag på utmattingslevetiden til konstruksjonsdetaljen i form av avvik. Andre forhold som er viktig å påpeke er overflateruheten. Det er ofte store avvik mellom overflateruhten til konstruksjonsdetaljen og prøvestavene. Denne forskjellen kan det kompenseres for i designkurvene vha overflatefaktorer som er basert på målte R_a-verider i overflata. Men heller ikke definisjon av R_a-verdi er godt nok til å kunne gjenspeile den reelle overflatetopografien til konstruksjonsdetaljen. R_a-verdien er målte avstander fra topper og bunner til en midtlinje i en overflatetopografi, integrert over en lengde(se figur 5.1), og sier ingen ting om fasongen til imperfeksjonene i overflata. Fasongen har nemlig mye å si for hvor stor spenningsintensitetsfaktoren blir i bunn av kjervene[3]. Tre like konstruksjonsdetaljer med lik R_a-verdi som er utsatt for samme belastning, kan ha totalt forskjellige utmattingslevetider pga av forskjellige spenningsintensitetsfaktorer i bunn av kjervene i overflata(se figur 5.2). Summen av alle disse avvikene som er nevnt foran samt mange andre faktorer som ikke er drøftet her, vil gjøre utslag på utmattingslevetiden og sørger for at levetiden ikke kan predikeres med 100% nøyaktighet. Denne unøyaktigheten er noe vi må leve med så lenge vi jobber med utmatting. I vedlegg P er det laget en oversikt over eksempler på avvik som eksisterer mellom fjæramren og prøvestaver som brukes til å utvikle designkurver.

Utdrag fra definisjoner og parametere (ref. Mätteknikens hela värld. Handmätdon Mahr. S 9-2)

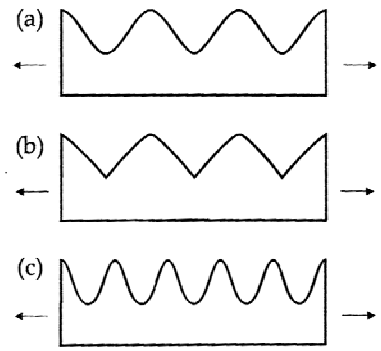


R_a	Midlere overflateavvik (aritmetisk middel av høydekoordinatene innenfor målelengden)	$R_a = \frac{1}{l}\int_0^l \lvert Z(x)\rvert \, dx$
R_z	Profilens maksimale profilhøyde (middelverdi)	$R_z = \frac{1}{n}(R_{z1} + R_{z2} + ... + R_{zn})$
R_{max}	(R_{z1max}) Profilens maksimale profilhøyde innenfor målelengden (l_n)	
l_r	Lengden på hver steg	
l_n	Målelengde	$l_n = 5 \times l_r$

Figur 5.1 viser definisjon på ruhetsverdier

Overflatene (a),(b) og (c) under har alle lik Ra-verdi, men ulik utmattingslevetid pga forskjellige spenningsintensitetsfaktorer i bunn av kjervene[3]. Denne forskjellen i intensitetsfaktoren oppstår pga geometriske forskjeller i bunn av kjervene. Tilfelle (b) vil for eks ha en høyere spenningsintensitetsfaktor enn tilfelle (a) og dermed lavere utmattingslevetid.

$Ra_{(a)} = Ra_{(b)} = Ra_{(c)}$
$Nf_{(a)} \neq Nf_{(b)} \neq Nf_{(c)}$



Figur 5.2 viser 3 like konstruksjonsdetaljer med lik R_a-verdi men ulik utmattingslevetid

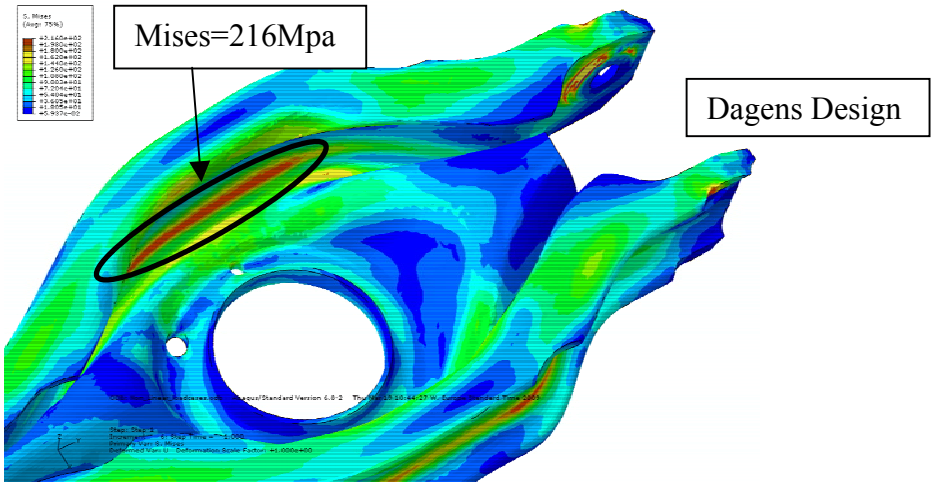
5.2 Redusert utmattingslevetid hos enkelte fjærarmer

Basert på argumentene nevnt i kapitel 2.2, ble det utviklet en hypotese som kan forklare årsaken til den reduserte utmattingslevetiden til enkelte fjærarmer. Hypotesen er basert på kjente metallurgiske fenomener og sammenlikning av mekaniske egenskaper mellom profiler fra PG og Neuman. Siden lav duktilitet i overflata hos PG-profilene viser seg å være den eneste forskjellelige parameteren mellom profilene, og det i tillegg er kjent at profilene mister duktilitet i to faser under produksjonsprosessen av naturlige metallurgiske årsaker, er det sterke indikasjoner på at redusert duktilitet i overflata hos PG-profilene påvirker utmattingslevetiden til fjærarmene produsert av PG-profilene.
Når PG-profilene med et sprøtt overflatesjikt som har 20% mindre tøyningskapasitet i utgangspunktet, går gjennom en rekke prosesser der tøyningskapasiteten i overflata blir ytterligere redusert, vil utmattingsfastheten til dette overflatesjiktet bli enda mindre og fører til at sprekkinitiering i overflata starter tidligere under sykliske laster enn hos et materialet med høyere tøyningskapasitet i overflata. Derfor vil fjærarmer produsert av PG-profilene leve kortere enn fjærarmer produsert avNeuman. Detaljert argumentasjon er beskrevet under kapittel 2.2.
For å dokumentere hypotesens validitet, må det utføres fysiske utmattingstester, noe som ikke har vært mulig å gjennomføre i dette prosjektet. Men det er tilstrekkelig teoretiske argumenter til stede til å kunne anta at lav duktilitet hos PG-profilene er årsaken til den reduserte utmattingslevetiden til fjærarmer produsert av PG-profilene og dermed danne et grunnlag for videre arbeid med problemstillingen.

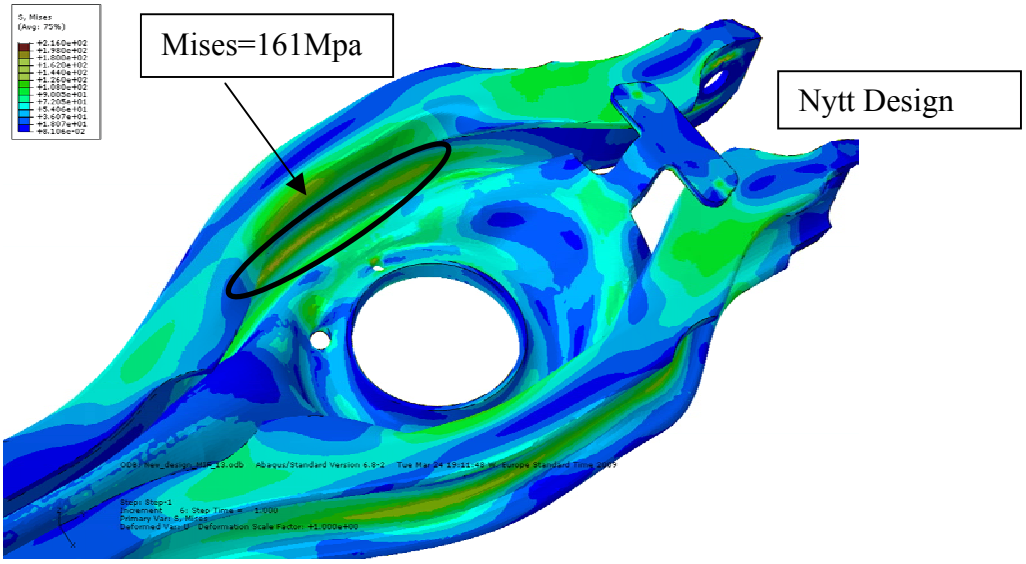
5.3 FEM-beregninger

5.3.1 Sammenlikning av utmattingskapasiteten til nytt og dagens design

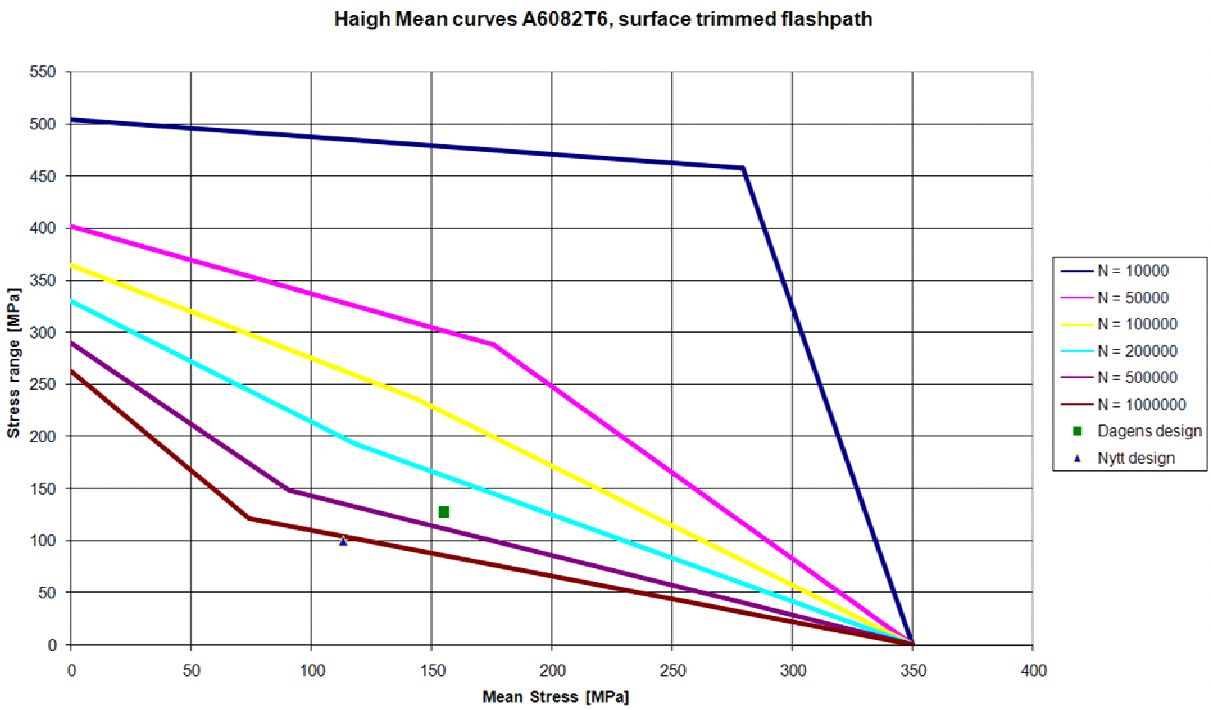
Utmattingsanalysen(se vedlegg G) ble først kjørt av dagens design av fjærarmen for å få en referanse som kunne brukes til å verifisere kapasitetsøkning i nytt design av fjærarmen. Analysene ble kjørt med samme grensebetingelser og lastkonfigurasjon som den fysiske utmattingstesten(se vedlegg E). I utmattingsanalysen av dagens design, ble det observert høye lokale spenninger på 216Mpa i samme område som sprekkinitiering finner sted under den fysiske utmattingstesten(se figur 3.22 i vedlegg G). Utmattingslevetiden ble predikert til å ligge mellom 200000 og 500000 sykler før brudd, noe som korrelerer ganske bra med den reelle gjennomsnittslevetiden til fjærarmer produsert av profiler fra Neuman(se tabell 4.1 i vedlegg H). Grunnen til at predikert levetid vha av Haigh sammenliknes med gjennomsnittslevetiden til fjærarmer produsert av Neuman, er at fjærarmer produsert av PG-profiler har en redusert utmattingslevetid som antas å skyldes lav duktilitet i overflata og derfor blir det feil å sammenlikne med en levetid som antas å være påvirket ev en defekt.
Utmattingsanalysen av nytt design viste at de høye lokale spenningene i kritiske områder var redusert til 161Mpa. Det betyr 25% reduksjon sammenliknet med dagens design(se figur 5.3 og 5.4). Levetiden ble predikert til å være over 10^6 sykler, noe som er en signifikant forbedring sammenliknet med dagens design. Figur 5.5 sammenlikner utmattingslevetiden til nytt og dagens design.



Figur 5.3 viser spenningsnivå i kritiske områder der sprekkinitiering starter i dagens design



Figur 5.4 viser spenningsnivå i kritiske områder der sprekkinitiering starter i nytt design

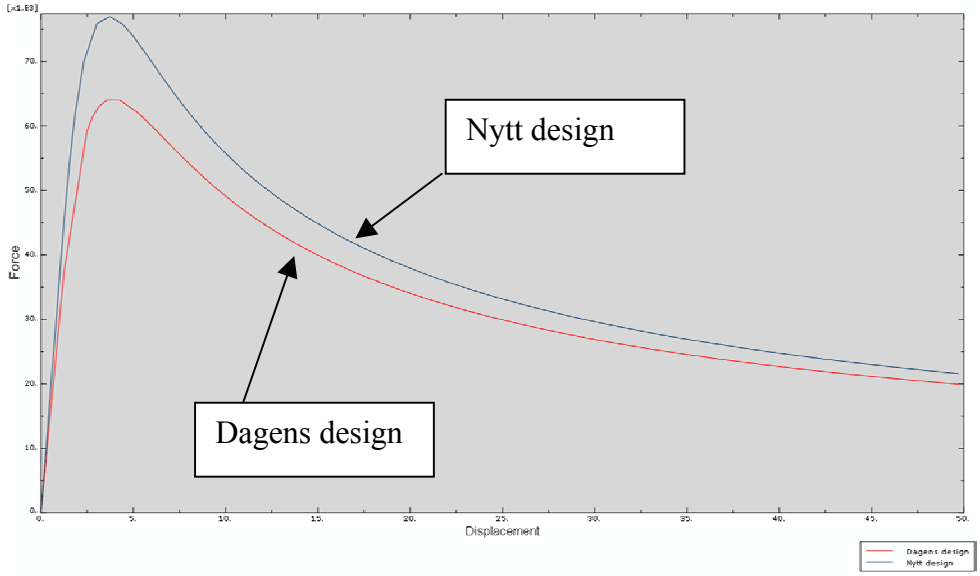


Figur 5.5 sammenlikner predikert utmattingslevetid til nytt og dagens design. Grønn firekant viser levetiden til dagens design og blå trekant viser levetiden til nytt design.

Her må det understrekes at denne forskjellen i levetid mellom fjærarmene vil også eksistere for nytt design, så lenge forskjell i overflateduktiliteten mellom profilene er tilstedet. Dersom lav duktilitet i overflata hos PG-profilene elimineres, så vil fjærarmer produsert av profiler fra PG ha sannsynligvis lengre levetid pga finere overflateruhet(se vedlegg B).

5.3.2 Sammenlikning av aksial bucklingskapasitet mellom nytt og dagens design

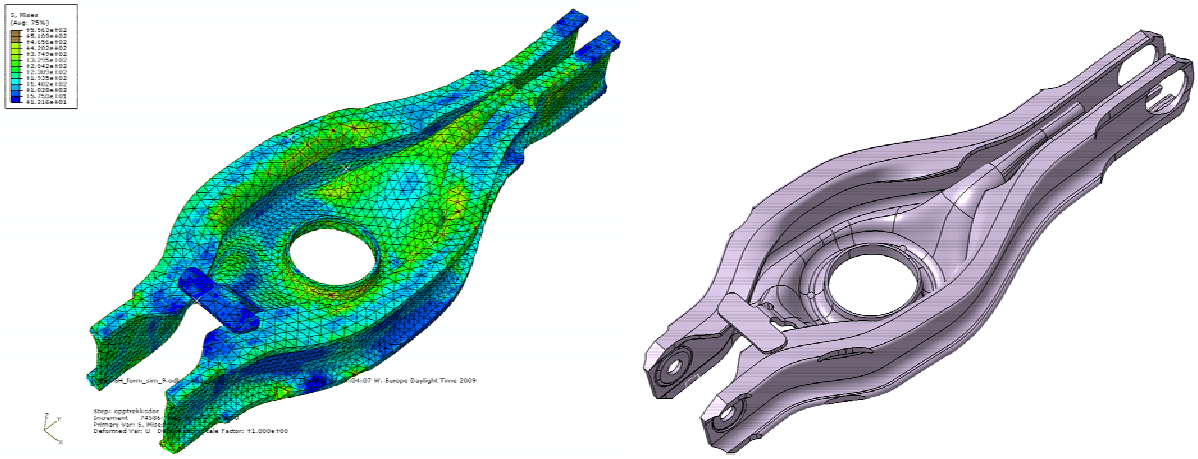
Figur 5.6 sammenlikner den aksiale bucklingskapasiteten til nytt og dagens design. Vi ser fra figuren at dagens design buckler ved 65KN mens nytt design er opp på 77KN før den buckler. Det betyr en økning på 15% i bucklingskapasiteten hos nytt design.



Figur 5.6 Sammenlikner den aksiale bucklingskapasiteten til dagens og nytt design. Rød kurve illustrerer dagens design og blå kurve illustrerer nytt design

5.3.3 Sammenlikning mellom prosessimulert modell og 3D CAD-modell

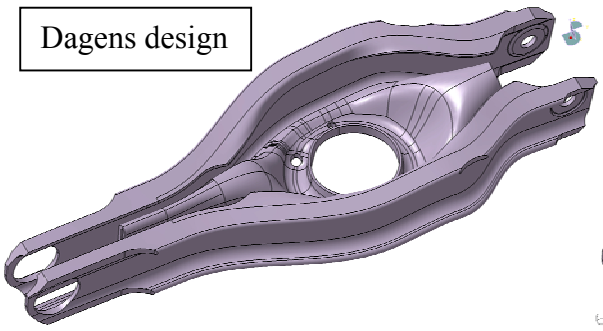
Prosessimuleringen viser hvilke prosesstrinn som trengs for å kunne fremstille det nye designet. Figur 5.7 viser resultatet av prosessimulert modell sammenliknet med 3D-modell som er manuelt modellert i CATIA V5. I prosessimuleringen, er noen prosesstrinn som ikke har vært av betydning, blitt eliminert for å spare beregningstid. Blant eliminerte detaljer er strekkbøytrinnet fra operasjon 20, delingen i operasjon 30 og ende og hullklipp i operasjon 50(se kapitel 3.5.1)

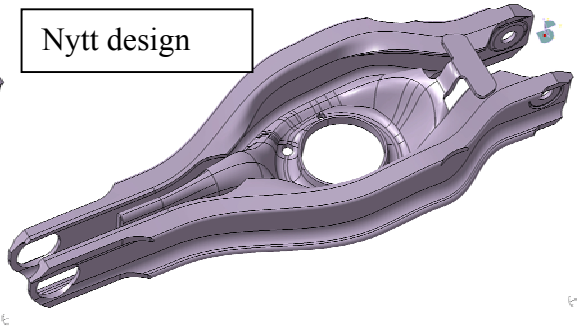


Figur 5.7 Sammenlikner prosessimulert modell vha elementmetoden med 3D CAD-modell som er modellert manuelt i CATIA V5

5.4 Sammenlikning mellom nytt og dagens design

Utviklingsarbeidet resulterte i et nytt design som har over 50% høyere utmattingskapasitet og 15% høyere bucklingskapasitet, samtidlig som vekta er redusert med 8% sammenliknet med dagens design.





Vekt = 1,573 Kg
200000 ≤ N_f ≤ 500000
Bucklingskapasitet = 65 KN

Vekt = 1,44 Kg
N_f = Over 10^6
Bucklingskapasitet = 75 KN

5.5 Vurdering av mulige svakheter ved nytt design

Det er spesielt to faktorer som kan være mulige svakheter ved det nye fjærarmkonseptet. Det første er galvanisk korrosjon i forbindelse med nagleforbindelsen som brukes til festing av tverrforbindelsen til flensene. Siden naglene er av stål og tverrforbindelsen og flensene er av aluminium, så kan stålet akselerere korrosjon i aluminiumen pga av høyere reduksjonspotensialet hos stål. Det er opplyst fra nagleleverandøren at stålnaglene er overflatebehandlet og skal holde 270 timer i salttåke, men det uklarheter rundt hva korrosjonsegenskapene til nagleforbindelsen som helhet er. En annen faktor som kan være noen usikkerheter rundt, er utmattingsegenskapen til nagleforbindelsen. Siden en nagleforbindelse med vår godstykkelseskombinasjon ikke fantes i leverandørens kataloger, er det vanskelig å si med sikkerhet hva utmattingslevetiden til vår nagleforbindelse vil være. Derfor vil det være behov for fysiske tester for å verifisere dette.

5.6 Anbefalinger til videre arbeid

For å dokumentere hypotesen nevnt i kapittel 5.2, må det utføres kontrollerte fysiske utmattingstester. En måte å dokumentere hypotesen på, er å ta ut et utvalg av fjærarmer fra hver leverandør og sjekke dem først for mikrosprekker for å være sikker på at det ikke er allerede initiert sprekker i dem under kaldformingsprosessen. Deretter utmattingsteste begge populasjonene med korte intervall og sjekke for mikrosprekker mellom intervallene. Hypotesen kan beholdes dersom mikrosprekker observeres vesentlig tidligere hos PG-profilene.
Et annet tema som bør sjekkes nærmere, er korrosjonsegenskapene til nagleforbindelsen i det nye designet. Som nevnt under kapitel 5.5, er det uklarheter rundt korrosjonsegenskapene til nagleforbindelsene.

6 Konklusjoner

Konklusjonene i dette prosjektet er basert på vitenskapelige metoder og videreutviklingsarbeidet har konsekvent vært utført med hensyn til prosjektets målsettinger.
Med hensyn til prosjektets målsetting ble faktorer som kunne påvirke utmattingslevetiden til fjærarmene analysert for å kunne forklare årsaken til den reduserte utmattingskapasiteten til enkelte fjærarmer. Det viste seg at fjærarmene produseres av profiler fra to forskjellige leverandører, PG og Neuman. Etter sammenlikning av egenskapene mellom profilene fra PG og Neuman, ble to potensielle parametere identifisert som kunne påvirke levetiden til fjærarmene med redusert levetid. Betydelig grovere overflate(se vedlegg B) hos profiler fra Neuman og lav duktilitet i overflata hos profiler fra PG. Etter nærmere studering kunne ruhetsforskjellen mellom profilene elimineres som en mulig årsak til den reduserte utmattingslevetiden til fjærarmene, fordi profiler med grovest overflate fra Neuman viste seg å ha signifikant lengre levetid enn profiler med finest overflate fra PG. Dermed kunne lav duktilitet i overflata hos PG-profilene utpekes som den eneste forskjellige parameteren mellom fjærarmene. Basert på teoretiske grunnlag i kapitell 2.2 ble en hypotese utviklet som antar at lav duktilitet i overflata hos PG-profilene er årsaken til den reduserte utmattingslevetiden til fjærarmer produsert av profiler levert av PG. Denne hypotesen er ikke blitt dokumentert vha fysiske utmattingstester pga mangel på resurser. Men det er tilstrekkelig teoretisk grunnlag til stede for å kunne anta at hypotesen er reell og retningsgivenende for videre arbeid.
Etter at en mulig årsak til redusert utmattingskapasitet hos fjærarmer basert på profiler fra PG var identifisert, ble et nytt konsept av fjærarmen med høyere utmatting og aksial bucklingskapasitet, utviklet. Målet var å øke disse egenskapene i fjærarmen uten å øke vekten, men resultatet ble et konsept som er t.o.m 8% lettere. Disse målene ble oppnådd ved å utnytte materialet fra selve fjærarmen som ikke hadde noen funksjon og var fri for spenninger, til å stive opp strukturen slik at lokale spenninger i kritiske områder i fjærarmen ble redusert og utmattingslevetiden økte som funksjon av reduserte spenninger.
Det som må understrekes når det gjelder utmattingslevetiden til fjærarmene, er at forskjellen i utmattingslevetiden som eksisterer i dag mellom fjærarmene produsert av profiler fra PG og Neuman, vil fortsette å være tilstede også for nytt design, så lenge duktlitetesforskjellen i overflata mellom profilleverandørene eksisterer. Dersom lav duktilitet i overflata hos PG-profilene(se kapitel 2.2) blir eliminert, vil fjærmer produsert av profiler fra PG ha sannsynligvis høyere utmattingslevetid pga finere overflateruhet(se vedlegg B).
Ut ifra prosjektets målsetting, måtte et nytt design kunne produseres i bedriftens eksisterende produksjonsprosess. For verifisere at det nye designet kan produseres i.h.t til dagens prosessteknologi, ble viktige deler av produksjonsprosessen simulert vha elementmetoden. Under en prosessgjennomgang sammen med bedriften, ble prosessen til det nye designet av fjærarmen godkjent som gjennomførbar. Dermed var det siste målet i prosjektet nådd.