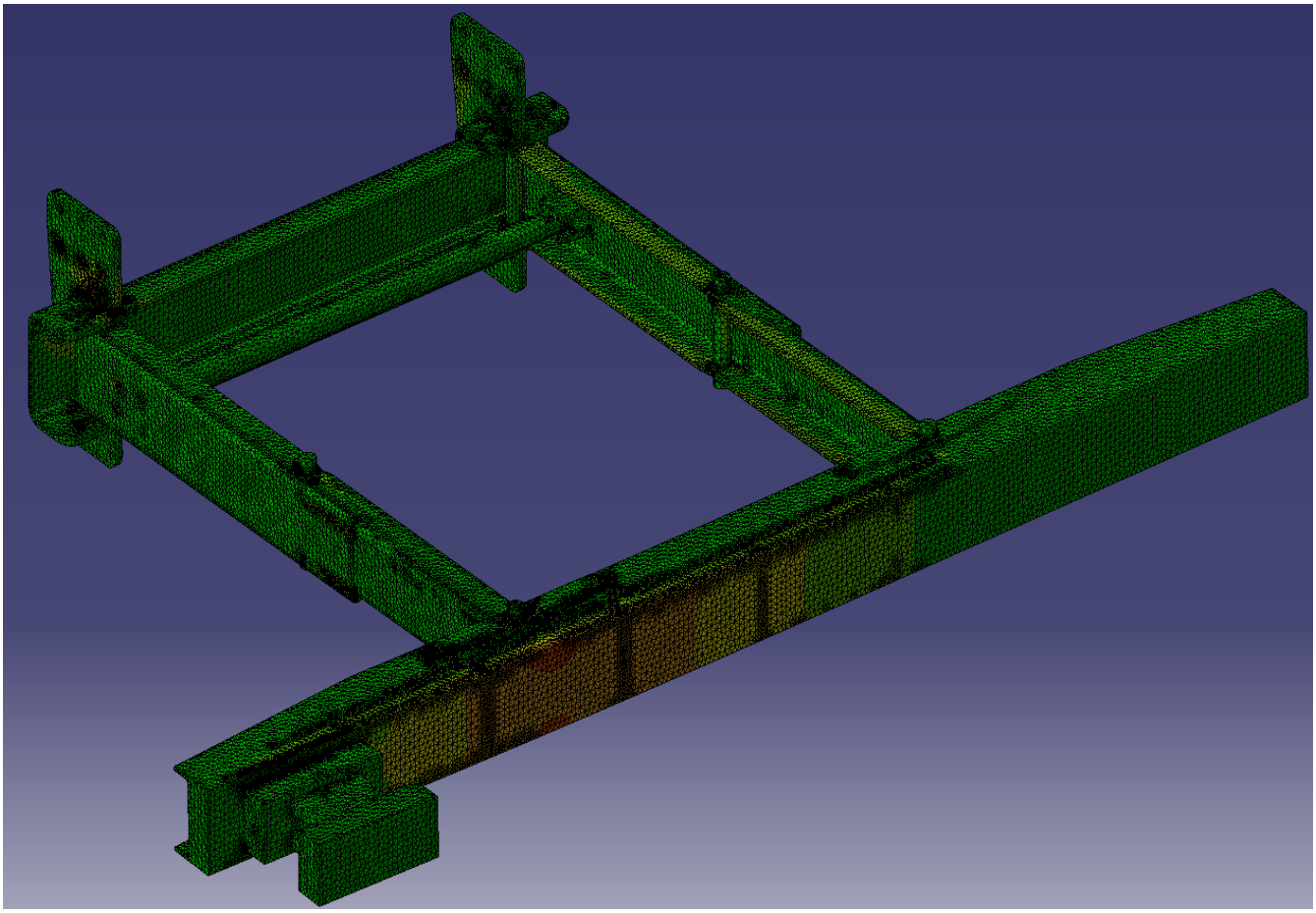
CHALMERS
UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



Utveckling av

Bakre UnderKörningsSkyddsAnordning (UKSA)

Development of Rear Underrun Protection (RUP)

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik

Ali Jalili

Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för dynamik
Chalmers Tekniska Högskola
Göteborg, Sverige 2017

EXAMENSARBETE 2017

Utveckling av UnderKörningsSkyddsAnordning (UKSA)

Development of Rear Underrun Protection (RUP)

Ali Jalili

Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2017

Ali Jalili.
Handledare: Daniel Boström, JOAB.
Examinator: Peter Olsson, Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik, 2017

Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för dynamik
Chalmers Tekniska Högskola
SE-412 96 Göteborg
Sverige
Telefon: +46 (0)31-772 10 00

Omslagsfigur: 3D-modell utav underkörningsskydd till lastbilar

Sammanfattning

Varje år dör människor eller får bestående skador från bilolyckor där en personbil krockar med en lastbil bakifrån. Detta projekt handlar om en UnderKörningsSkyddsAnordning (UKSA) som är avsedd att hindra en personbil från att kunna passera in under bakersta delen av en lastbil vid kollision. Examensarbetet har genomförts i samarbete med JOAB i Göteborg och Mellerud. Syftet var att ta fram och säkerhetsställa styrkan hos UKSA:n m.a.p. kommande skärpta bestämmelser från Transportstyrelsen, jfr. (UNITED NATIONS, Addendum 57-Regulation No.58, July 2016). UKSA-konstruktionen måste, för att kunna certifieras, följa säkerhetsstandardreglerna och vara i stånd att klara alla de förskrivna testerna. I examensarbetet konstruerades 3D FE-modeller av olika varianter av UKSA:n. Egenskaperna hos de olika UKSA-varianterna utforskades, och tre nya förslag på UKSA-balkar togs fram, vilka alla visade sig uppfylla de kommande belastningskraven.

Abstract

Every year people die or get permanent damage from car crashes where a passenger car crashes with a truck from behind. This project is about an Undercarriage Protection (UKSA), designed to prevent a passenger car from being able to pass into the rear underside of a truck during collision. The thesis work has been carried out in collaboration with the company JOAB in Gothenburg and Mellerud. The aim was to develop and secure the strength of the UKSA with regards to forthcoming stricter provisions from the Transport Agency, cf. (UNITED NATIONS, Addendum 57-Regulation No.58, July 2016). In order to be certified, the UKSA design must comply with safety standards and be able to pass all of the prescribed tests. In the degree project, 3D FE-models were constructed of different variants of the UKSA. The characteristics of the different UKSA variants were explored, and three new proposals for UKSA beams were presented, all of which appeared to meet the next load requirements.

Innehåll

Inledning: 1

Bakgrund 1

Syfte: 2

Avgränsningar: 4

Metod: 6

Modellbeskrivning: 6

Formeldefinitioner: 7

Handberäkning: 8

Beräkning av UKS-balken i CATIA V5 11

UKS-balkens Randvillkor: 11

Konvergens: 11

Global Error Rate (%) 12

Maximum Displacement: 13

Maximum Von Mises: 13

Jämförelse av handberäkning och CATIA modellberäkning: 14

Observationer: 15

Hydraulisk Riktpress Anordning: 15

Lastanordningsmekanismer: 16

Ändringar av UKSA 17

Ändring av chassit och infäste 19

Slutliga beräkningar i CATIA V5 19

Finita Elementmetoden (FEM) analys: 20

Referensmodell problem 20

Mesh 21

Test A: Befintlig modell och trycklast 23

Centralbelastad med LAM: 23

Axel D belastad med LAM: 25

Ytterbelastad med LAM: 27

Resultat Fall A: 30

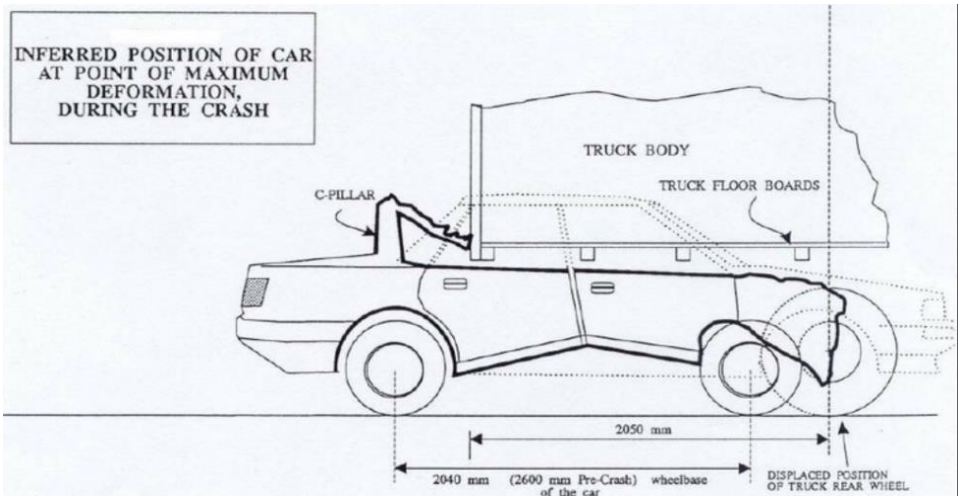
Test B: Befintlig modell med nytt lastkrav 31

Ytterbelastad med LAM: 31
Axel D belastad med LAM:....33
Centralbelastad med LAM:....35
Resultat Fall B: 37
Test C: Ny modell med nya lastkrav....40
Ytterbelastad med LAM: 40
Axel D belastad med LAM:....46
Centralbelastad med LAM:....48
Resultat Fall C: 51
Jämförelse av verkliga test och CATIA:s testkörningar....52
CATIA Testkörning:....52
Verkligt test: 53
Jämförelse resultat:....53
Resultat:....54
Referenser: 55
Bilagor: ....**Fel! Bokmärket är inte definierat.**

Inledning:

Bakgrund

Polisen rapporterade 2483 upphinnandeolyckor under år 2016 och i 691 av dessa olyckor var minst en lastbil inblandad; i 418 av de 691 var också en personbil inblandad. I 105 av dessa 418 olyckor körde en personbil in i baksidan av en lastbil, se (Statistik upphinnandeolyckor, 2016). Denna typ av olyckor leder ofta till att människor omkommer eller får allvarliga skador för livet, jfr. figur 1 nedan, (Rechnitzer & Grzebieta, August 1999).



Figur 1) Principbild för olycka då personbil kolliderar med lastbil bakifrån, (Rechnitzer & Grzebieta, August 1999)

Underkörningsskyddsanordningen (UKSA) monteras baktill på en lastbil för att förhindra allvarligare skador på personbilar och kan kraftigt reducera andelen dödsfall och allvarliga skador vid denna typ av olycka. Figur 2 nedan visar två resultat av att personbilar kör in i en lastbil från baksidan, (Watson, December 2013). På den vänstra bilden hade lastbilen ingen UKSA, och på den högra bilden hade lastbilen UKSA.



Figur 2) Resultatet efter att en personbil krockat med lastbil med UKSA, jämför med Figur 1. (Bildkälla: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Underride_guard_full-width_impact_test.JPG)

Syfte:

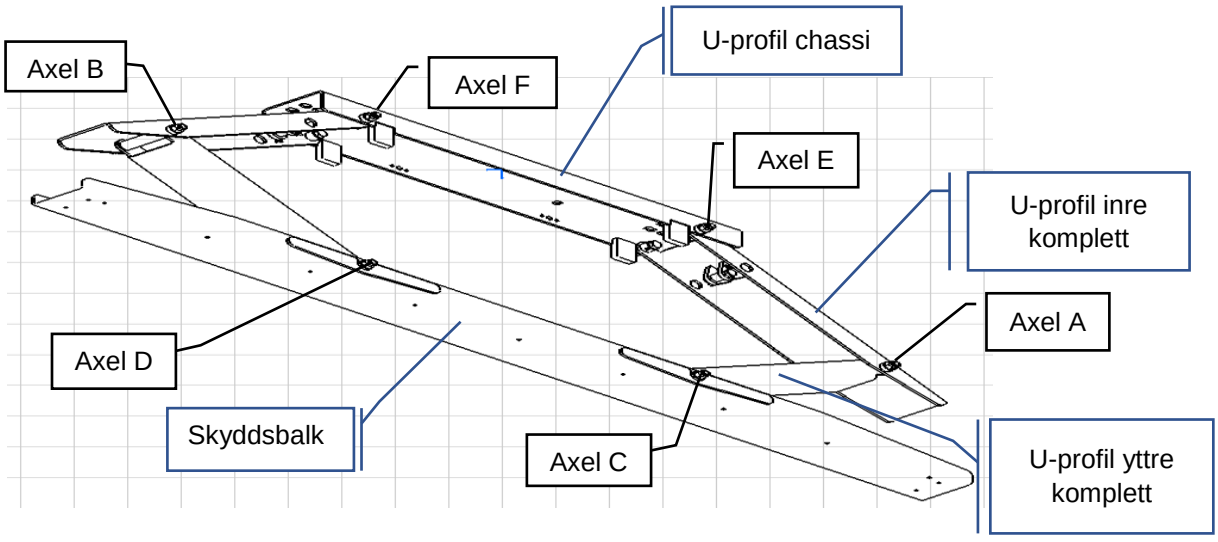
Jan Olsson AB (JOAB) är ett stort företag med en omsättning på drygt 700 miljoner per år. JOAB är ett ledande företag inom påbyggnadsbranschen för lastbilar i Göteborg. Examensarbetets syfte var att JOAB skulle öka säkerhetsstandardregeln på sin befintliga UKSA med avseende på nya belastningsregler från Transportstyrelsen, (UNITED NATIONS, Addendum 57-Regulation No.58, July 2016). UKSA:n ska utsättas för fem olika tryckbelastningar $P_{1Höger}$, $P_{1Vänster}$, $P_{2Höger}$, $P_{2vänster}$ och $P_{3\ mitten}$, se tabell 1 nedan. Finite Element Analysis (FEA-modellering) är en beprövad metod inom simuleringsteknik, och lämplig att använda för att optimera JOAB:s UKSA.

Tabell 1) Transportstyrelsen, 11 juli 2016, Nya belastningsregler

	$P_{1Höger}\ [N]$	$P_{2Höger}\ [N]$	$P_{3Mitten}\ [N]$	$P_{2Vänster}\ [N]$	$P_{1Vänster}\ [N]$
Befintlig Trycklast	49050	88290	49050	88290	49050
Ny trycklast	88290	176580	88290	176580	88290

UKSA:n består av ett chassi i form av en U-profil, två symmetriska yttre U-profiler, två symmetriska inre U-profiler samt en skyddsbalk, se figur 3 nedan. Delarna är hopkopplade m.h.a. sex vridbara axlar på följande sätt:

- Axel A och B är kopplingen mellan symmetrisk yttre U-profil och symmetrisk inre U-profil.
- Axel C och D är kopplingen mellan symmetrisk yttre U-profil och skyddsbalk.
- Axel E och F är kopplingen mellan symmetrisk inre U-profil och U-profil chassi.

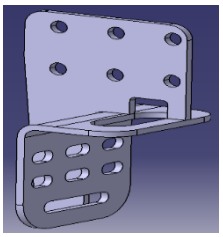


Figur 3) Underkörningsskyddsanordningen (UKSA:n)

Dessutom används två stycken infästen för att koppla anordningen till lastbilens chassi. En hydrauliksats används för att köra in/ut UKSA:n med ett sträckspel på1000[mm], se figur 4 och 5 nedan, hydrauliksats och infäste.



Figur 4) Hydrauliksats



Figur 4) Infäste

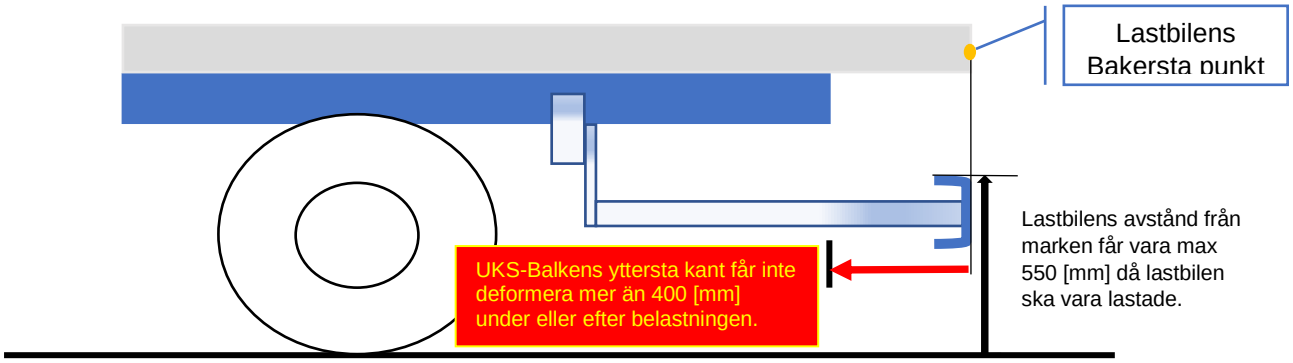
UKSA:s materialegenskaper visas nedan i tabell 2.

Tabell 2) Befintliga UKSA:s materialegenskaper: stjärna indikerar att materialegenskapen (kolumnen längst till vänster) är tillämplig.

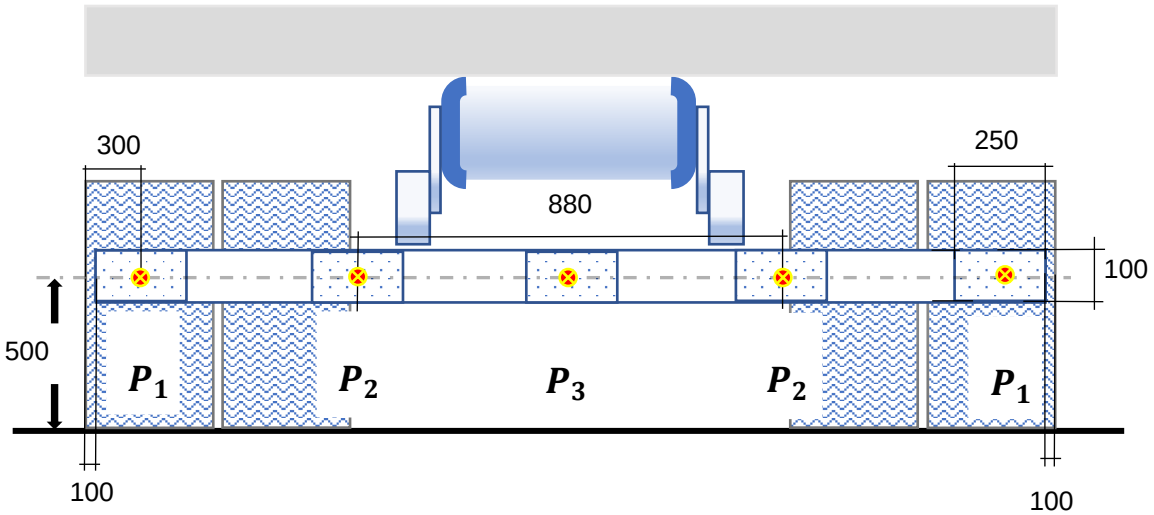
Egenskaper	Chassi U-profil	Två symmetriska U-profil yttre	Två symmetriska U-profil inre	Skyddsbalk U-profil	Två symmetriska Infäste
E-modul: $2{,}1 \times 10^{11}$ m^2	*	*	*	*	*
Densitet: 7860 kg/m^3	*	*	*	*	*
Poisson Ratio: 0,3	*	*	*	*	*
Sträckgräns: $3{,}55 \times 10^8$ N/m^2	*	*	*		*
Sträckgräns: $6{,}5 \times 10^8$ N/m^2				*	

Avgränsningar:

I figur 6 nedan visas en sidovy av lastbil med underkörningsskydd i utgångsläget. Enligt de nya kraven får avståndet mellan UKS-balken och fordonets bakersta punkt vid deformation inte överskrida 400 mm i någon av punkterna P_1, P_2 och P_3, vid belastning bakifrån med någon av de angivna trycklasterna. UKSA:n förutsätts därvid initialt vara i driftläge och förbunden med chassits tvärbalkar eller motsvarande.

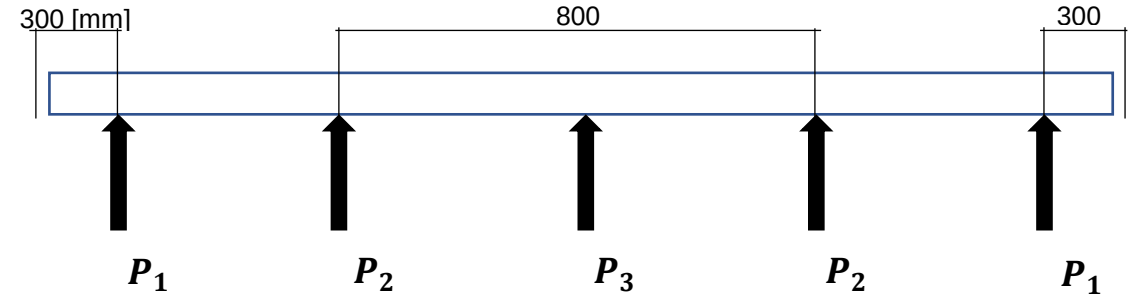


Figur 6) Deformationskrav på UKS-Balken



Figur 7) Trycklastspositionerna (P_{1-3}) på UKSA, Enhet [mm]

De i de nya bestämmelserna angivna belastningarnas angreppspunkter framgår av figur 7 och figur 8. Lasterna skall verka vinkelrätt mot UKS-balkens längsriktning och parallellt med marken.



Figur 8) vy ovan, placering av Tryckpunkterna på UKS

Projektet har delats upp i tre delprojekt. Delprojekten är avsedda att genomföras i ordning då resultaten av ett delprojekt är indata till nästa delprojekt på följande sätt:

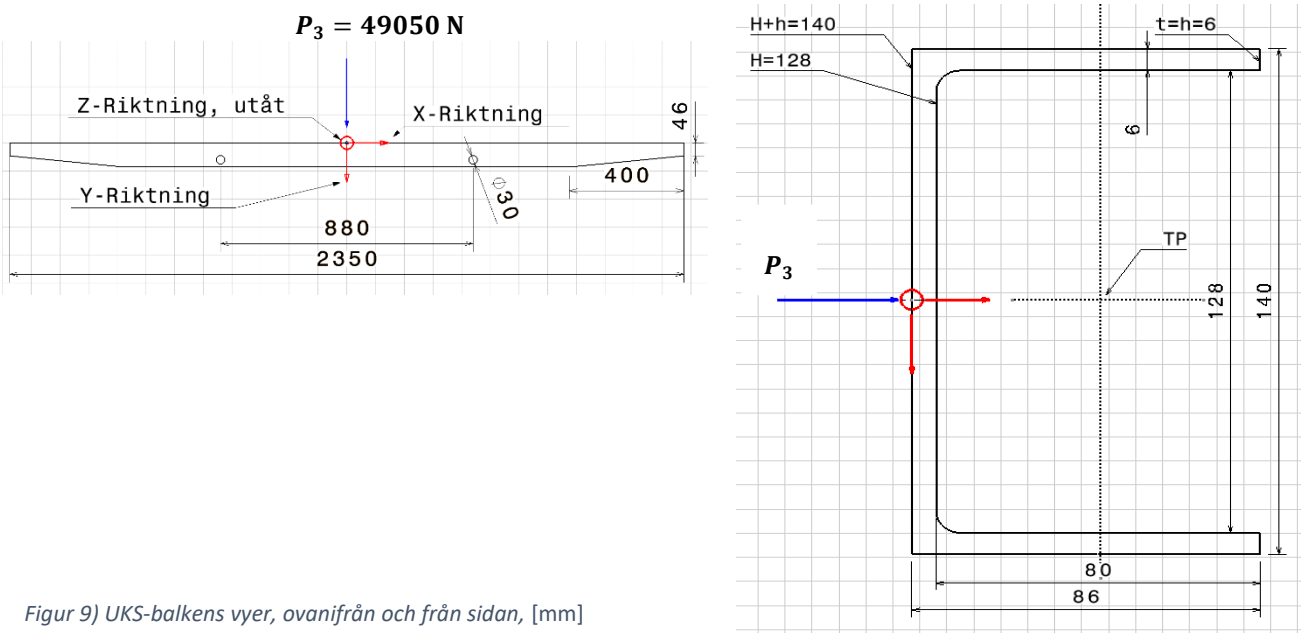
A. FE-beräkningar och analys av befintlig konstruktion med laster och infästning som anges i gällande standard.
B. FE-beräkningar och analys av befintlig konstruktion med laster och infästning som anges i den kommande standarden.
C. Analys av svagheter och förslag till ny konstruktion som skall uppfylla kraven i den nya standarden.

Metod:

FE-beräkningarna utförs m.h.a. den kommersiella programvaran CATIA. För jämförelse genomförs först en förenklad handberäkning i ett fall för att kontrollera CATIA:s resultat i samma fall.

Modellbeskrivning:

Handberäkningen (HB) genomförs för underkörningsskyddsbalken (UKS-balken). Resultatet av HB bör ungefärligt överensstämma med CATIA:s GPS solidmodell och dess värdeberäkningar, se figur 9 nedan.



Figur 9) UKS-balkens vyer, ovanifrån och från sidan, [mm]

Formeldefinitioner:

$\mathbf{M_b = Maximalt\ böjmoment\ [Nm]}$

$\mathbf{z = Avstånd\ från\ neutrallinjen\ till\ ytterkant\ [mm]}$

$\mathbf{Z = Böjmotstånd\ av\ tvär\ av\ balken\ [m^3]}$

$\mathbf{I_z = Yttröghetsmoment\ [mm^4]}$

$\mathbf{B = Bredd\ på\ tvärsnittet\ [mm]}$

$\mathbf{(H + h) = Höjd\ på\ tvärsnittet\ [mm]}$

$\boldsymbol{\sigma^{max}_{principal} = Maximal\ huvudspänning\ [MPa]}$

$\boldsymbol{\delta_{max} = Maximal\ förskjutning\ [mm]}$

$\mathbf{P_3 = Area\ pålagda\ last\ (250 * 100)[mm]}$

$\mathbf{L = Längd\ [mm]}$

$\mathbf{E = Emodul\ för\ stål\ [GPa]}$

$\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max} = Maximal\ effektivspänning\ [MPa]}$

$\boldsymbol{\sigma_x = Max\ spänning\ i\ xled\ [MPa]}$

$\boldsymbol{\sigma_y = Max\ spänning\ i\ yled\ [MPa]}$

$\boldsymbol{\sigma_z = Max\ spänning\ i\ zled\ [MPa]}$

$\boldsymbol{\tau_{xy} = Max\ skjuvspänning\ i\ xyplanet\ \left[\frac{N}{m^2}\right]}$

$\boldsymbol{\tau_{ys} = Max\ skjuvspänning\ i\ yzplanet\ \left[\frac{N}{m^2}\right]}$

$\boldsymbol{\tau_{zx} = Max\ skjuvspänning\ i\ zxplanet\ \left[\frac{N}{m^2}\right]}$

$\mathbf{\mu = Jouravskifaktor\ för\ rektangulärt\ tvärsnitt\ []}$

$\mathbf{T = Tvärkraft\ [N]}$

$\mathbf{A_T = Tvärsnittsarea,\ [mm^2]}$

$\mathbf{R_d = R_c = Reaktionskrafter\ [N]}$

$\mathbf{H = 128\ [mm]}$

$\mathbf{B = 86\ [mm]}$

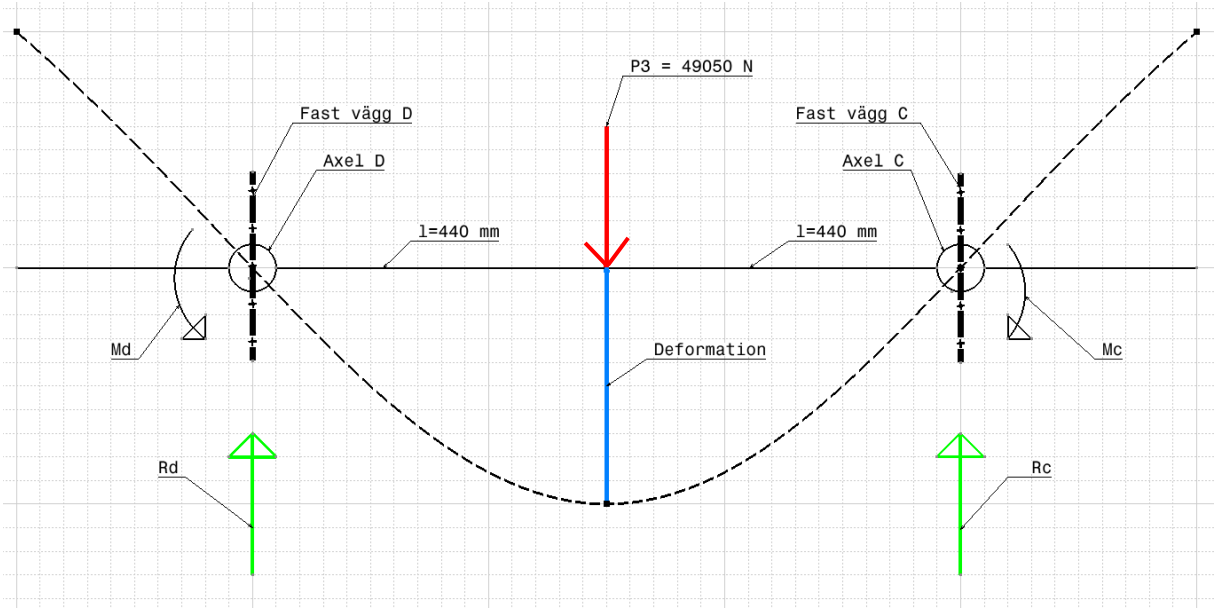
$\mathbf{t = B = h = 6\ [mm]}$

$\mathbf{L = 2350\ [mm]}$

$\mathbf{P_3 = 49050\ [N]}$

Handberäkning:

Modellberäkningen genomförs bara mellan två fasta väggar, D och C, med ömsesidiga avståndet 880 mm. Trycklasten, $\boldsymbol{P_3 = 49050\ \mathbf{N}}$ angriper i mitten av balken. Den maximala huvudspänningen inträffar vid D- och C-axlarna eftersom det största vridmoment inträffar där på grund av trycklasten, P, se figur 10 nedan.



Figur 10) vy ovanifrån, modellen Fritt upplagd, skyddsbalk belastad på mitten

Jämviktsekvationerna uppställs för hela balken. Modellen är symmetrisk:

$\boldsymbol{R_c = R_d}$ och $\boldsymbol{M_b(\mathbf{x}) = M_d(\mathbf{x})}$. Se figur [10] ovan.

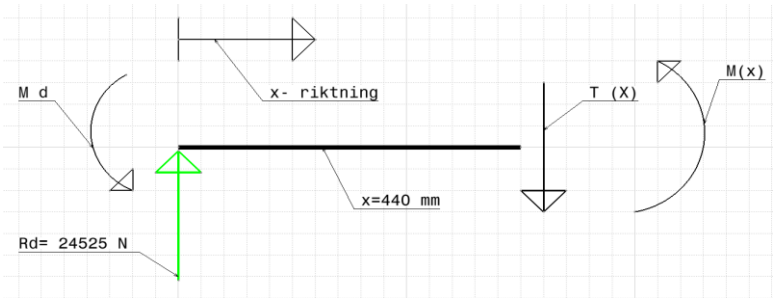
EKN 1) vertikala stöd kraftjämvikt, $\sum F = 0$, (Olsson, 2005)

$\uparrow$: $\boldsymbol{P_3 - R_d - R_c(= R_d) = 0}$ => $\boldsymbol{R_c = R_d = P_3/2 = 24525\ \mathbf{N}}$

EKN 2) Böjmoment jämvikt, $\sum M = 0$, (Olsson, 2005)

$\curvearrowright$: $\boldsymbol{l = 0,440\ \mathbf{m}}$ => $\boldsymbol{M_b(0,440) = M_d(\mathbf{x}) = \frac{P_3 * l}{8} = 269,775\ \mathbf{Nm}}$

Delsnitt av modellen används att för att bestämma tvärkraften T(x), och böjmoment M(x), som funktioner av snittets avstånd x från väggen D, se figur 11 nedan.



Figur 11) Delsnitt av skyddsbalken

.

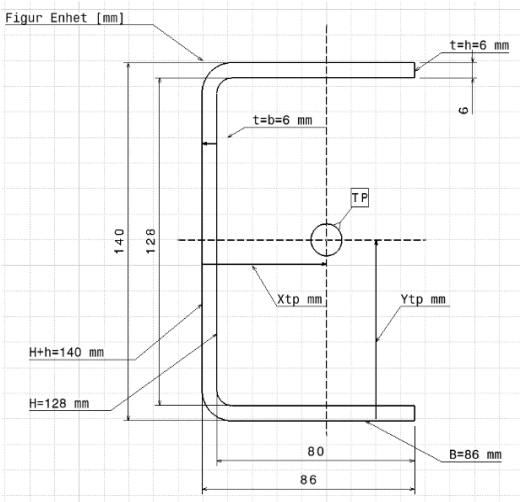
EKN 3) Vertikal kraftjämvikt, (Olsson, 2005)

$$\downarrow: \boldsymbol{T(x) - R_d = 0} \quad => \quad \boldsymbol{T(x) = 24525\ N}$$

EKN 4) Momentjämvikt m.a.p. ändpunkten vid x=0,440 [m], (Olsson, 2005)

$$\curvearrowleft: \boldsymbol{M(x) + Md - R_d x = 0} \quad => \boldsymbol{M(0,440) = -Md + R_d x = 16186,5\ Nm}$$

Yttröghetsmomentet beräknas sedan för balkens C-formade tvärsnitt.



Figur 12) Balkens tvärs mått och tyngdpunkten

EKN 5) Tröghetsmoment map. x-riktning, (Dahlberg, 2001)

$$\boldsymbol{J_{xx} = \frac{BH^3}{12} + \left[\frac{BH^3}{12} + \frac{hB(h+H)^2}{4}\right] = 5684320\ mm^4}$$

Huvudspänningen p.g.a. böjmomenten kräver längden från neutrallinjen till överkanten.

EKN 6) Avstånd från neutrallinjen till ytterkant, (Dahlberg, 2001), se figur [12].

$$\boldsymbol{z = 0,070\ m}$$

EKN 7) Böjmotstånd för tvärbalken, m.h.a. EKN 5), (Dahlberg, 2001)

$$\boldsymbol{Z = \frac{J_{xx}}{z} = 81,2046\ [m^3]}$$

EKN 8) Tvärarean, se figur [12]

$$\boldsymbol{A_T = 2 * B * b + H * b = 1800\ mm^2}$$

EKN 9) Tyngdpunktens x-koordinat, i kombination med EKN 8), (Dahlberg, 2001)

$$x_{TP} = \frac{2 * h * \frac{B^2}{2} + \frac{b^2 * H}{2}}{A_T} = 25,9333 \text{ mm}$$

EKN 10) Tyngdpunktsavstånd, y-axel, (Dahlberg, 2001)

$$y_{TP} = \frac{H}{2} + h = 70 \text{ mm}$$

Huvudspänningen är vid de kritiska punkterna C och D p.g.a. böjmoment och L=0,440 [MM].

EKN 11) Huvudspänning, vid kritiska punkter, m.h.a. EKN 7), (Dahlberg, 2001)

$$\sigma_{principal}^{max}(0,440) = \frac{P_3 * l}{8 * Z} = 324,82 \times 10^6 \text{N/m}^2$$

Balkens deformation p.g.a. lasten beräknas sedan.

EKN 12) Maximala förskjutningen, m.h.a. EKN 7), (Dahlberg, 2001)

$$\delta_{max} = \frac{P_3 L^3}{192EI} = 0,001818\text{m} = 1,818 \text{ mm}$$

Effektivspänning enligt von Mises

$$\sigma_{max}^{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3\tau_{xy}^2 + 3\tau_{yz}^2 + 3\tau_{zx}^2}$$

De spänningarna som är betydande för hållfastheten är tryckspänningen i y-led och skjuvspänningen i xz-planet. De andra spänningarna är försumbara. Detta är p.g.a. att planets spänningstillstånd förekommer samt att belastningen bara sker i ett led. (Olsson, 2005)

$$\sigma_{max}^{vM} = \sqrt{\sigma_y^2 + \cancel{\sigma_x^2} + \cancel{\sigma_z^2} - \cancel{\sigma_x\sigma_y} - \cancel{\sigma_y\sigma_z} - \cancel{\sigma_z\sigma_x} + \cancel{3\tau_{xy}^2} + 3\tau_{xz}^2 + \cancel{3\tau_{zy}^2}}$$

För att kunna beräkna den maximala skjuvspänningen behöver följande faktorer användas: $\mu = 1,5$, $T = 24525 \text{ N}$ och $A_T = 1800\text{mm}^2$

EKN 13) Skjuvspänningen, använd de beräknade faktorerna ovan, (Dahlberg, 2001)

$$\tau_{xz} = \mu\tau_{yz} = \mu\frac{T}{A} = 20437500 \text{ N/m}^2$$

Maximala huvudspänningen i y-riktningen är:

EKN 14) Maximala huvudspänning, (Dahlberg, 2001)

$$\sigma_y = \sigma_{principal}^{max} = 324,82 * 10^6 \text{N/m}^2$$

Den maximala effektivspänningen är:

EKN 15) Von Mises, in med EKN 13 och 14, (Dahlberg, 2001)

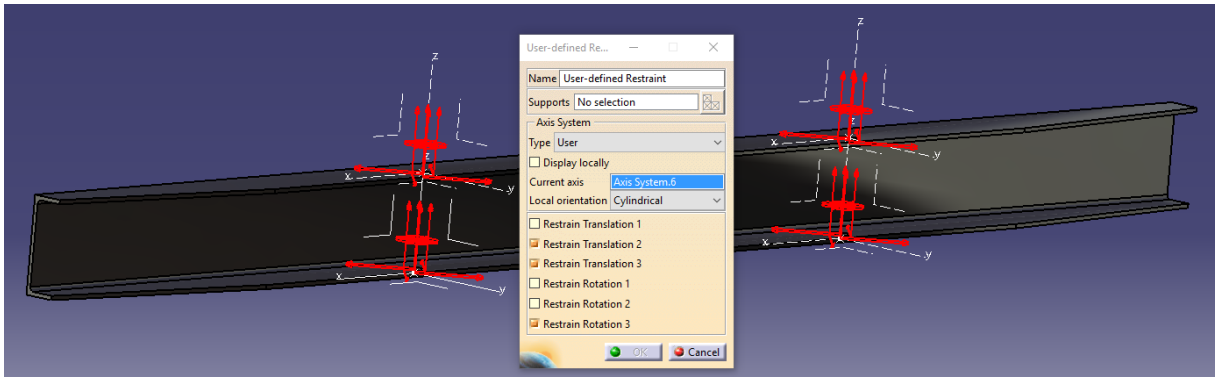
$$\sigma_{max}^{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{yz}^2} = 326,71 * 10^6 \mathrm{N/m^2}$$

Beräkning av UKS-balken i CATIA V5

Finita Elementmetoden (FE-modellering) är en numerisk metod som används till att analysera modeller i programmet CATIA V5. Den befintliga UKS-balken (med materialdata, se tabell 2 ovan) ska konstrueras som en 3D-solidmodell i CATIA och belastas med en trycklast på 49050 N i y-riktningen på punkt $\boldsymbol{P_3}$ (se figur 7 och 8 ovan). UKS-balken modelleras enklare i CATIA-programmet för att minska beräkningstid och spara hårddiskutrymme.

UKS-balkens Randvillkor:

Modellen hålls fast med symmetriska randvillkor. Axlarna C och D (se axlarnas position i figur 3) innehåller två hål vardera. De fyra hålen ligger symmetriskt både storleks- och avståndsmässigt. Axlarna hålls fast radiellt, tangentiellt och i Z-axelns riktning, medan de har en frihetsgrad runt Z-axeln som definieras genom CATIA V5: User-defined Restraint, se figur 13 nedan.



Figur 13) Randvillkor för UKS-balken.

Konvergens:

Meshstorleken söktes till UKS-balken med olika ”mesh size” vid horisontell trycklast. Modellen konvergerande vid 293 479 element och en Global Size 5 [mm], Sag 0,5 [mm]. Innan dessa, prövades modellen med olika Global Size och Sag. CATIA V5 beräkningarna stannade efter nio upprepningar och resultatet kan ses i diagram 1. Diagrammet uppvisar effektivspänning, huvudspänning, global

felberäkning och deformation av den tryckbelastade UKS-balk som visade sig konvergera mellan åttonde och nionde iterationsförsöket.

Global Error Rate (%)

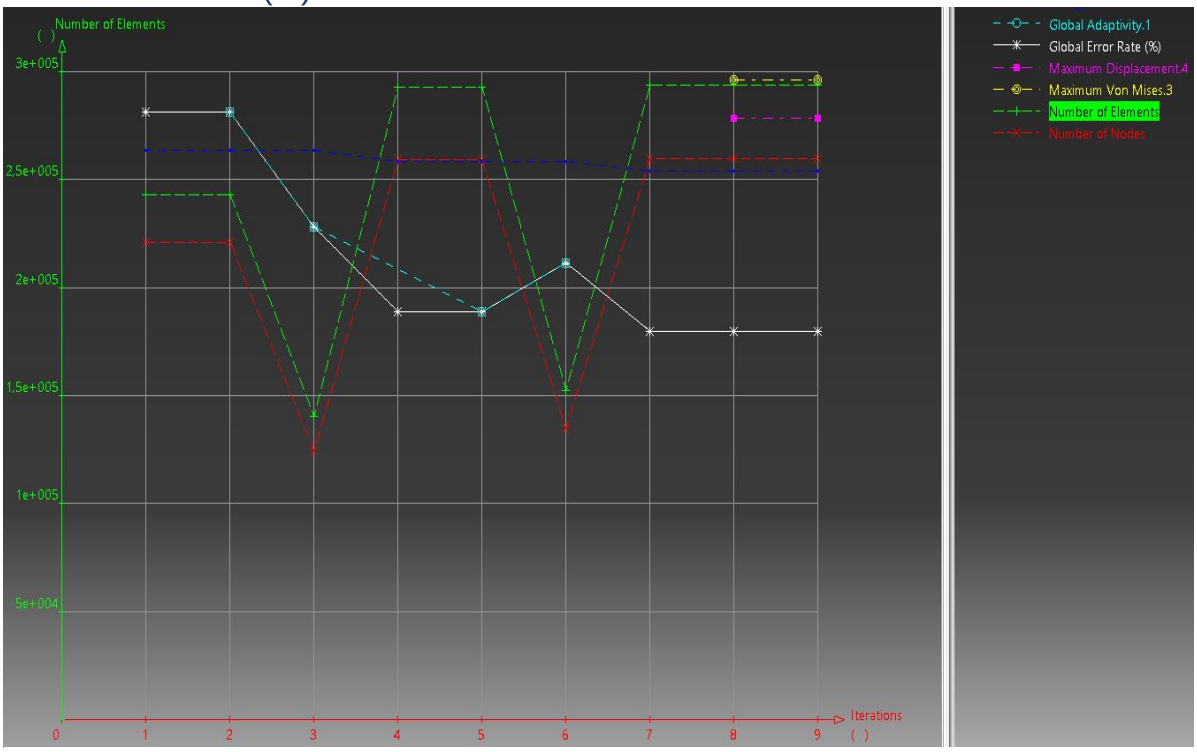


Diagram 1) Antal element

Globala felberäkningen är låg, 1.19 % vilket kan ses i diagram 2, och värdet ligger långt under den tillåtna gränsen 10%, (Pointer, 2004).

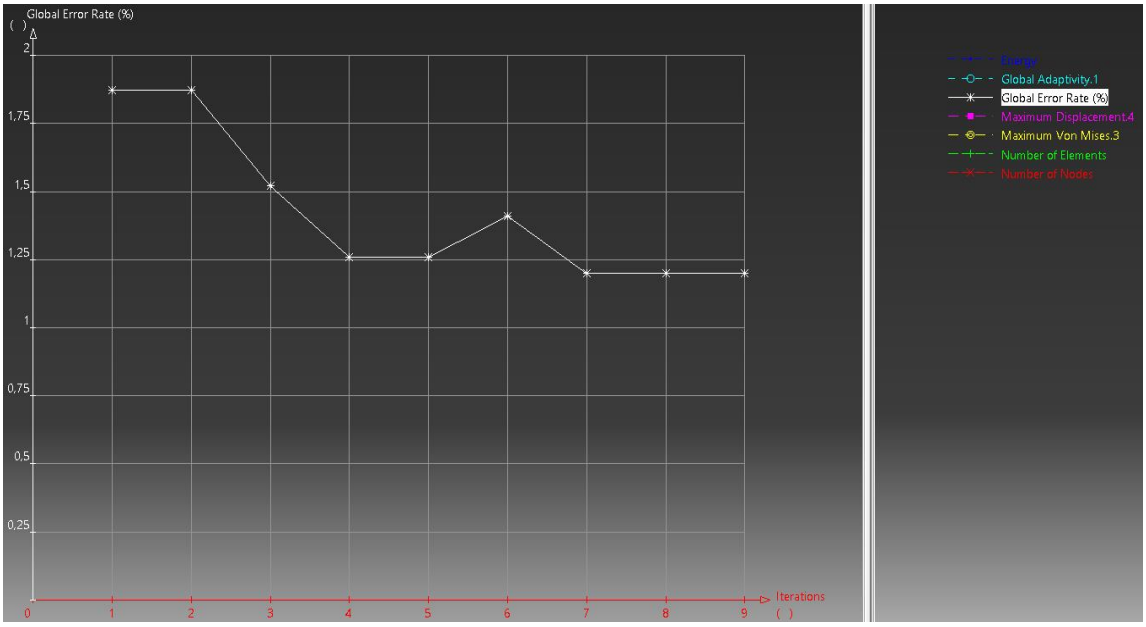


Diagram 2) Feluppskattning

Maximum Displacement:

Deformationen blev som högst 2,31 [mm] och kurvan konvergerade mellan åttonde och nionde iterationen, se diagram 3 nedan.

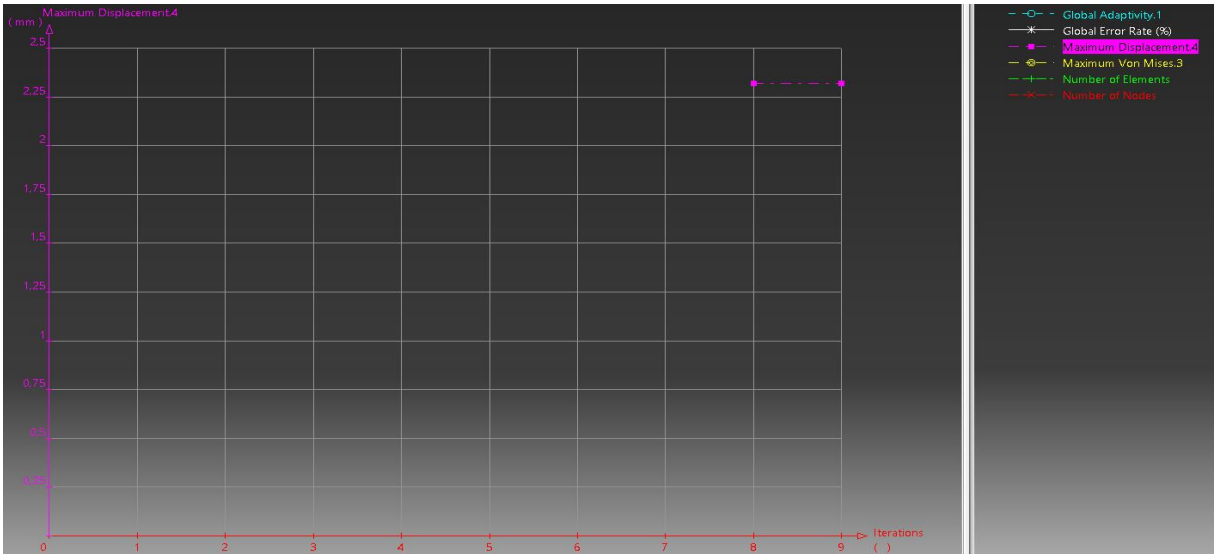


Diagram 3) Deformation av UKS-balken

Maximum Von Mises:

Max-effektivspänningen 6,9*10^8 MPa hittades mellan åttonde till nionde iterationen, se diagram 4 nedan.

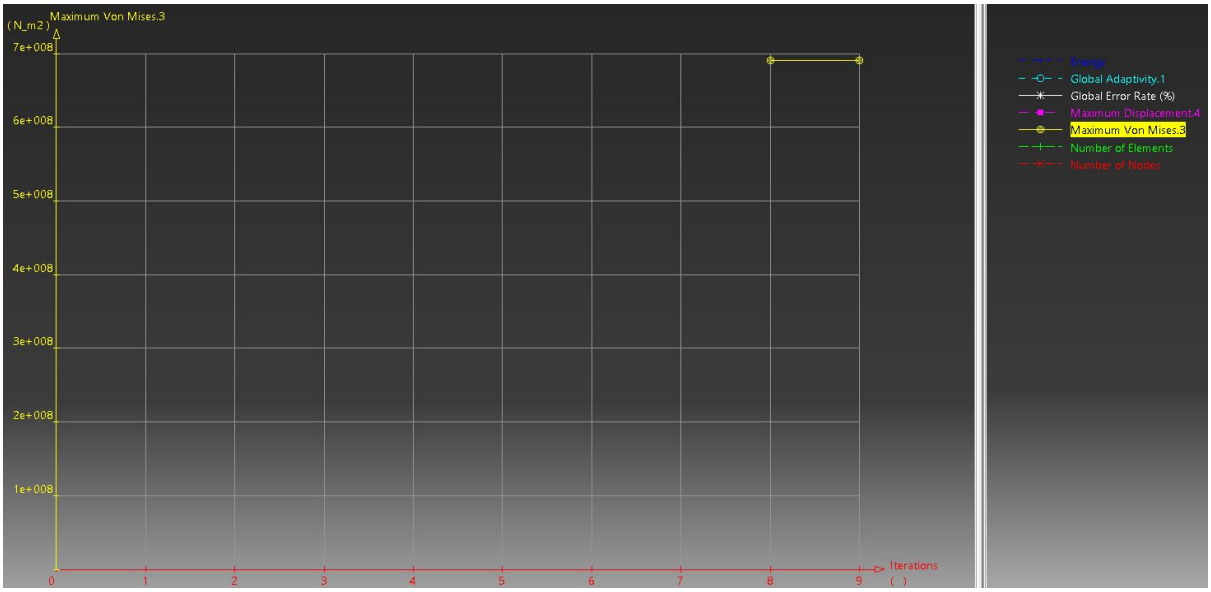


Diagram 4) Von Mises

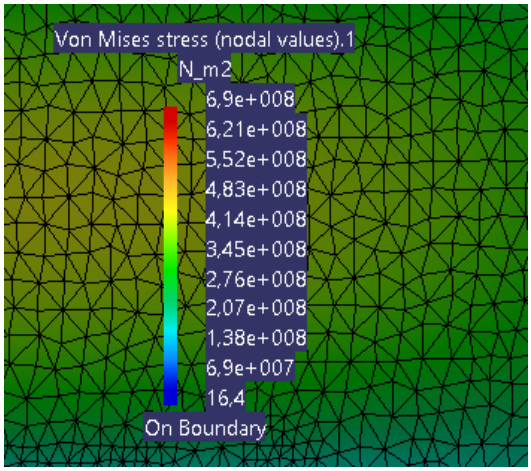
Jämförelse av handberäkning och CATIA modellberäkning:

Hand- och CATIA-beräkningar överensstämmer bra och har ungefär samma effektivspänning, huvudspänning och deformationer. Skillnaden mellan hand- och CATIA-beräkningar är följande:

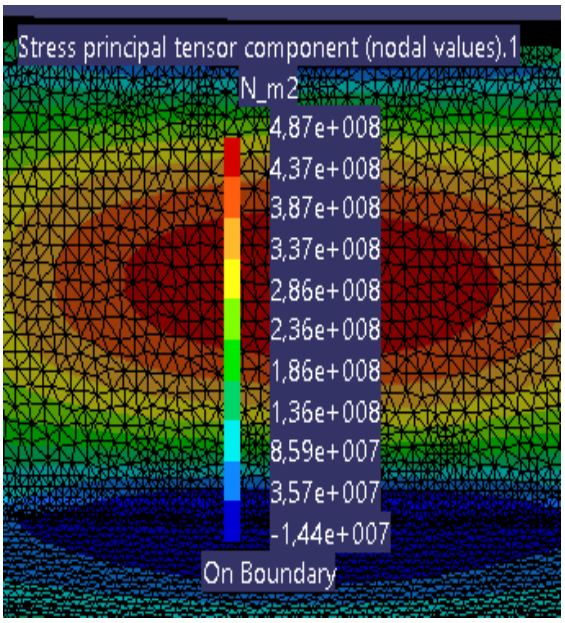
- Handberäkningsbalken är fritt upplagd och fastspänd mellan två fasta punkter. Resultatet av beräkningarna kan ses i tabell 3 nedan.
- UKS-balkens modell förenklades och konstruerades i CATIA-programmet så att det krävdes kortare beräkningstid (100 Sekunder), minnesutrymme (5,4*10^5 kilo-bytes of memory) och hårddiskutrymme (6,64*10^6 kilo-bytes of disk). CATIA:s beräkningsresultat av balken visas i delfigurer 1, 2 och 3 nedan.

Tabell 3) Handberäkningar

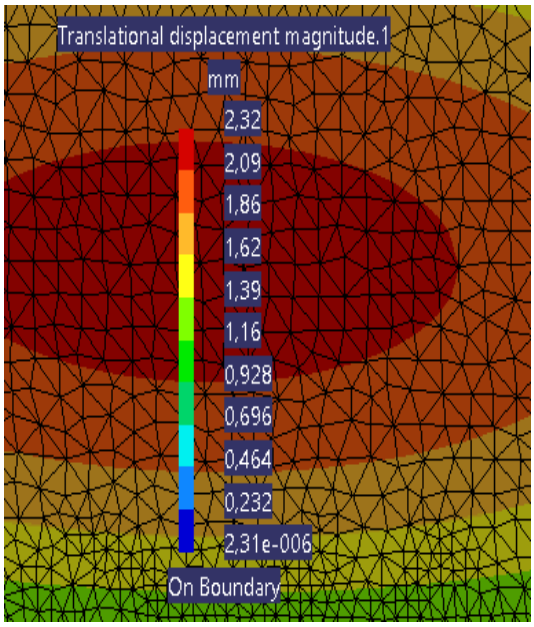
$\sigma_{max}^{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{yz}^2} = 326,71 * 10^6 \ \mathrm{N/m^2}$
$\sigma_x = \sigma_{principal}^{max} = 324,82 * 10^6 \ \mathrm{N/m^2}$
$\delta_{max} = \frac{P_3 L^3}{192EI} = 0,001818\mathrm{m} = 1,818 \ \mathrm{mm}$



Del figur 1) Insidan av balken efter belastning

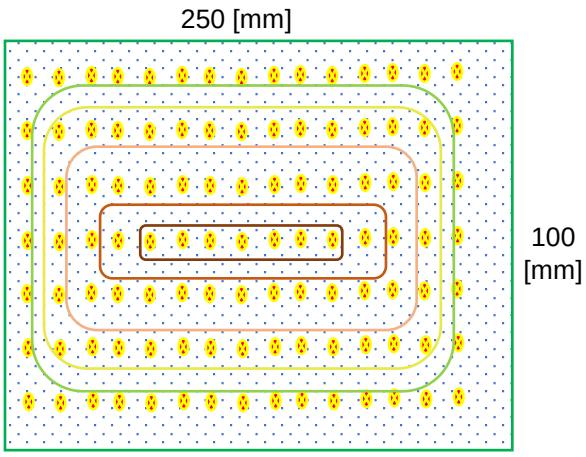


Del figur 2) Insidan av balken efter belastning

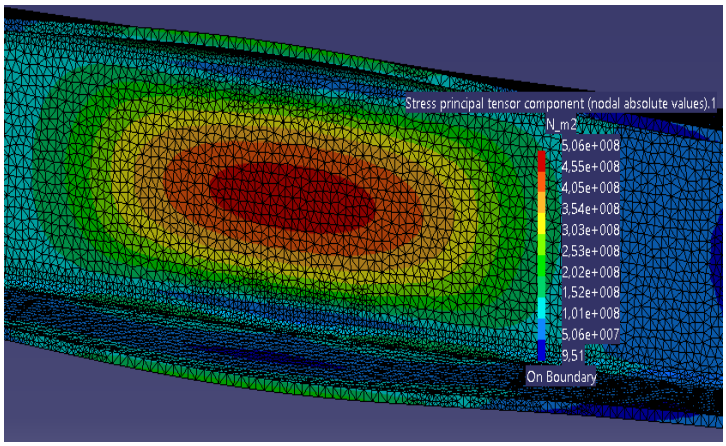


Del figur 3) Insidan av balken efter belastning

Trycklasten, $\boldsymbol{P_3}$ påverkar endast en punkt på mitten av UKS-balken i handberäkningsmodellen och antas som en fritt upplagd balk, se figur 7. Men i CATIA-programmet påverkas balken av en utspridd trycklast $\boldsymbol{P_3}$ på mitten av UKS-balken med en begränsade area 250*100=25000 mm^2, se figur 14 nedan. Trycklasten trycker mer i mittenområdet av den begränsade arean än i ytterkanterna av arean, se figur 15 nedan. Detta kan liknas till spänningskoncentration. Både hand- och CATIA-beräkningar ligger under UKS-balkens sträckgräns ($\boldsymbol{R_{p0.2} = 650\ MPa}$). Eftersom CATIAS beräkningsresultat är tillräckligt nära handberäkningsresultaten så kan CATIA användas uteslutande för följande beräkningar.



Figur 14) Direkt tryckarea på Mitten av UKS-Balken



Figur 15) UKS-balken, efter belastningen i 3D bild från insidan av C-formade balken

Observationer:

Hydraulisk Riktpress Anordning:

UKSA belastades och prövades med en Hydraulisk Riktpress-Anordning (HRA) hos JOAB:s verkstad i Mullered. HRA är flyttbar och kan ställas på olika tryckpunkter. UKSA var monterad på ett liknande lastbilschassi i JOAB:s verkstad i Mullered, se figur 16 nedan. För en bättre förståelse av hur JOAB:s Riktpress-anordning är konstruerad, se figur 17 nedan, (Hyreslandslaget).



Figur 16) JOABs verkstad i Mullered, UKSA och hydrauliska riktpress-anordning (HRA)



Figur 17) Bilden visar principen för hydrauliska Riktpress-anordning (HRA)

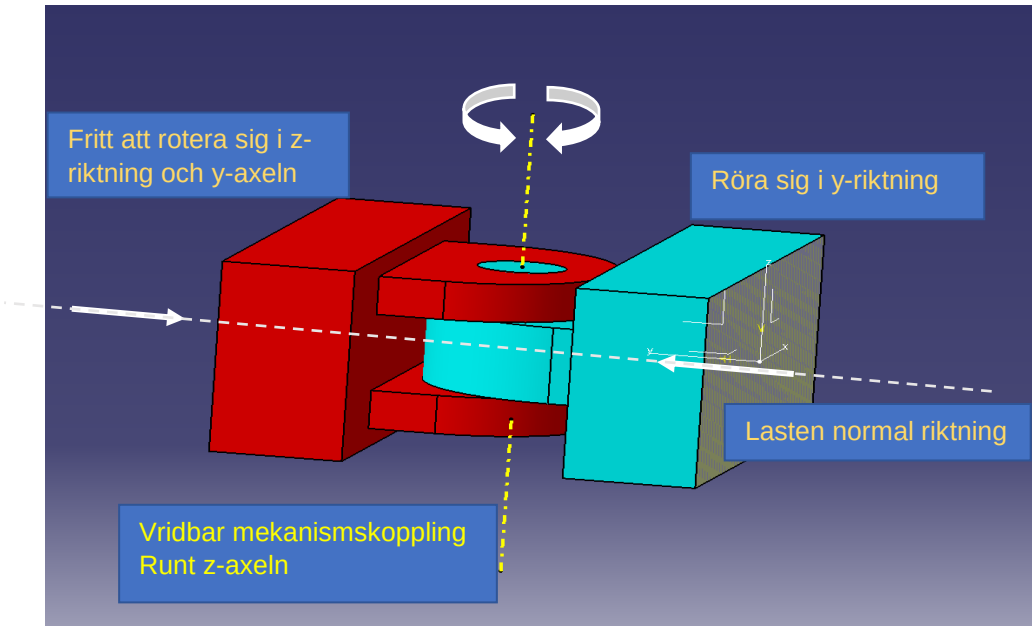
HRA trycker på en punkt på framsidan av plåten som har bredd (= 250 mm), höjd (=100 mm) och tjocklek (=20 mm) medan tryckpunktskraften omvandlas till en jämnt fördelat area tryck på andra sidan av plåten. Plåtens tryckarea pressas på UKS-balken, se figur 18 nedan.



*Figur 18) UKSA, HRA och plåten 250*100*20*

Lastanordningsmekanismer:

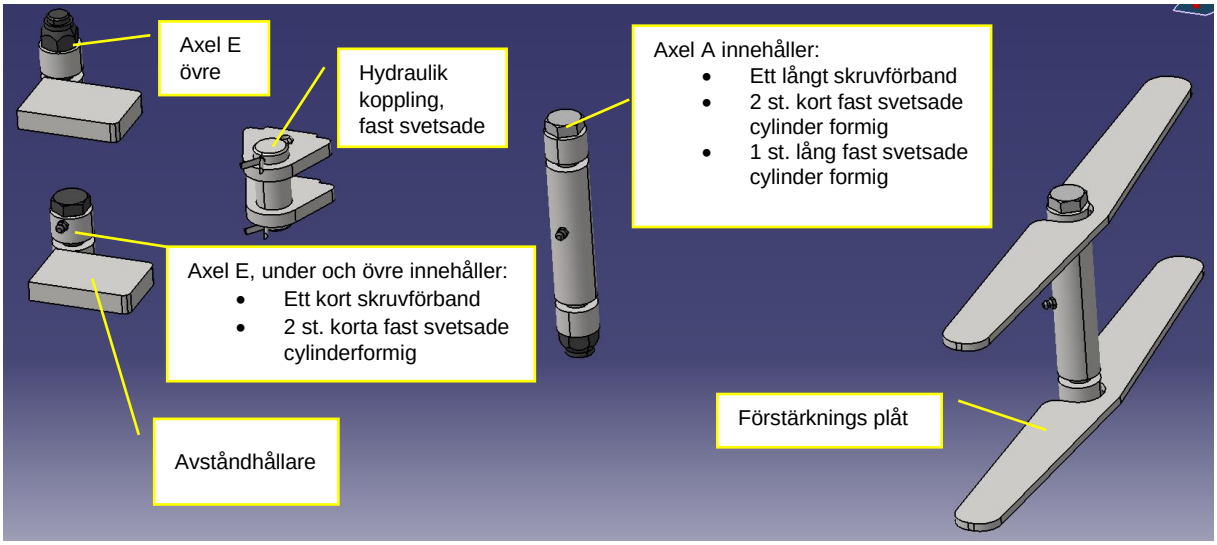
I CATIA-programmet ersattes HRA med en LastAnordningsMekanism (LAM) för att belasta modellen. LAM består av två rektangulära plåtar (Area: 250*100 [mm]) som är ihopkopplade med en vridbar mekanismkoppling. LAM ser till att kraften håller sig i normal riktning under belastningsprocessen. LAM modellerades i CATIA med materialsträckgräns, $\boldsymbol{R_{p0.2} = 355\ \mathbf{MPa}}$, se figur 19 nedan.



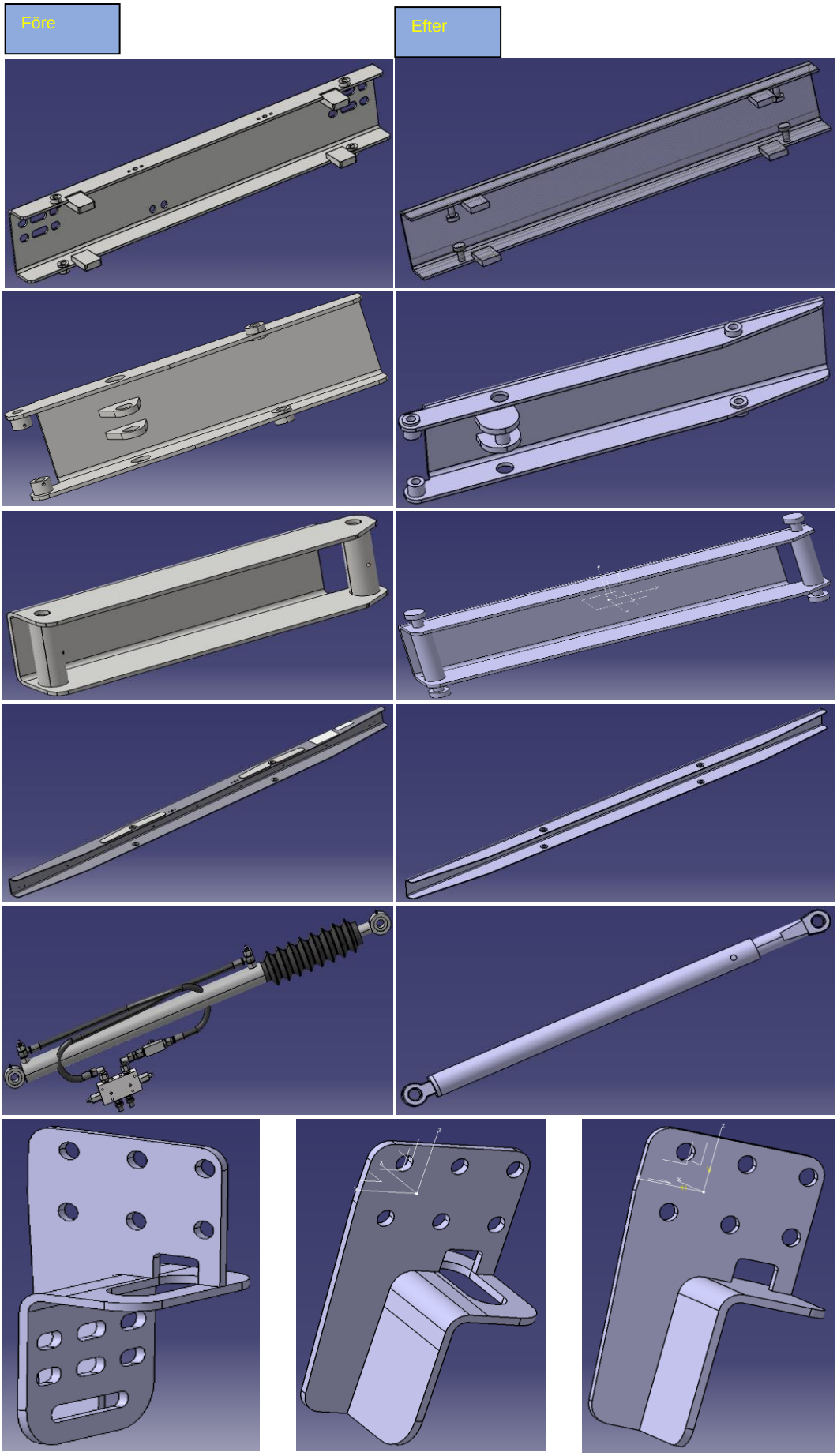
Figur 19) Lastanordningsmekanismer, LAM

Ändringar av UKSA

UKSA:n består utav många delar som gör CATIA beräkningen mer komplicerad. Anordningen har olika extra delar t.ex. olika längdtyper av skruvförband som används till axlar och monteringar av UKSA:n. Dessutom existerar det olika typer av små komponenter som är fastsvetsade på modellen samt fyra stycken förstärkningsplåtar som tillkommer för att förstärka runt axlar C och D. Åtta stycken brickor och sexton korta skruvförband används för att montera fast UKSA:n med lastbilens chassi. I figur 20 nedan visas hur dessa extra delar var modellerade i CATIA ursprungligen. För att göra beräkningen mindre komplicerad, förenklades dessa bitar i modellen, vilket kan ses i figur 21.



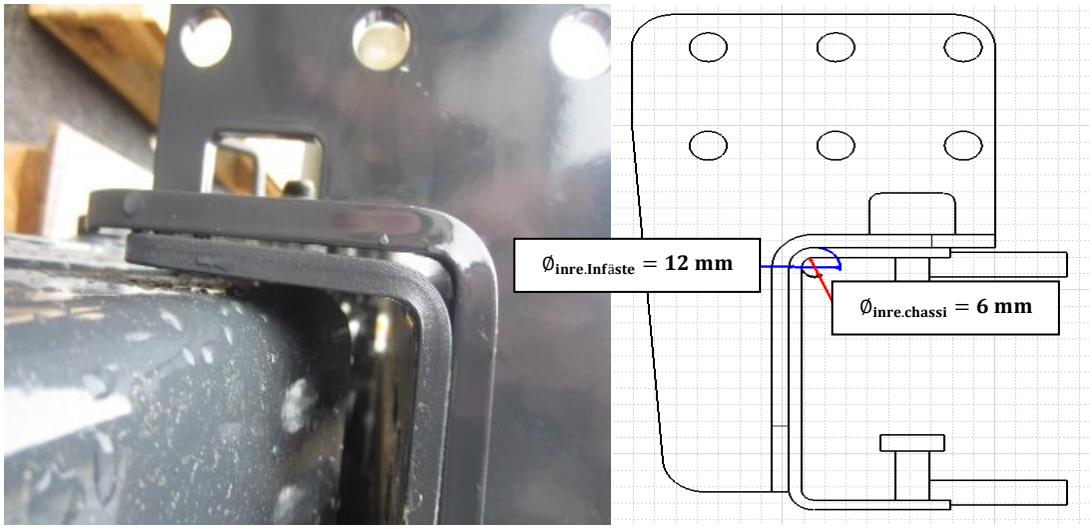
Figur 20) Bilden visar hälften av de skruvförband och fastsvetsade plåtar som är en del av UKSA. Resten befinner sig på andra hälften av UKSA:n och är identiska med de som visas här.



Figur 21) Före, Originaldelar och Efter, den förenklade delar

Ändring av chassit och infäste

Chassits inre radie är $\emptyset_{inre.chassi} = \mathbf{6mm}$ och yttersta radien blev $\emptyset_{inre.chassi} = \mathbf{12\ mm}$. Dessutom, ändrades infästets inre bockningsradie från $\emptyset_{inre.Infäste} = \mathbf{6\ mm}$ till $\emptyset_{inre.Infäste} = \mathbf{12\ mm}$ p.g.a. att de tidigare inte satt bra ihop, se figur 22 nedan.



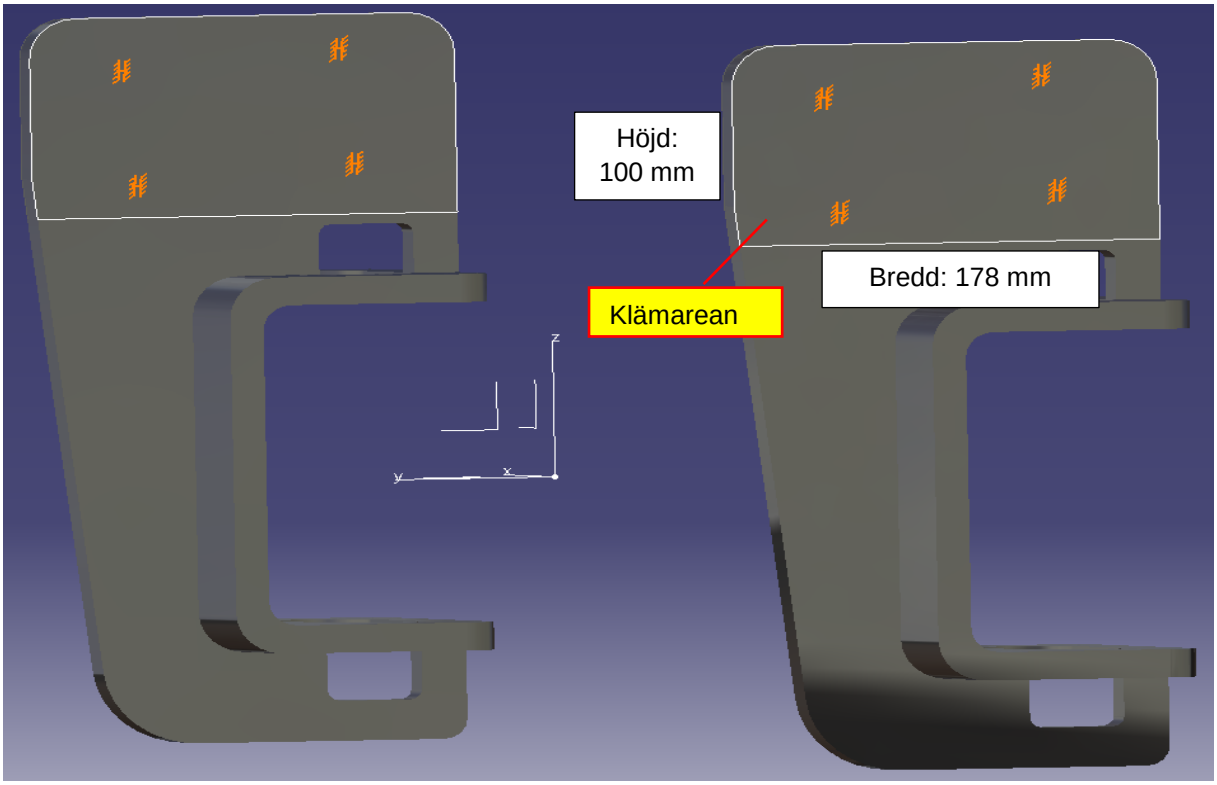
Figur 22) Chassi och Infäste

Slutliga beräkningar i CATIA V5

I detta avsnitt presenteras resultaten av beräkningarna på de tre olika testfallen som definierades under rubrik Avgränsningar. Hur CATIA används för att skapa meshen förklaras också.

Finita Elementmetoden (FEM) analys:

Modellerna ska studeras med avseende på trycklastsriktningen C11 i CATIA-programmet (lastriktning längs med y-axeln). Definitionen av lokala koordinatsystemet i CATIA är u = x-axel, v = y-axel och w = z-axel. Båda infästningarna är fixerade i modellen, m.h.a. Clamp,  från Restraints toolbar i CATIA V5 vilket modellerar att de är ihopskruvade med lastbilens chassi, se figur 23 nedan. Klämarean i figuren refererar till den area som skruvas fast mot lastbilchassit. Hela infästet i figur 23 är den nya modellen som ska användas under test C. Testfall A och B använder sig istället av den gamla modellen presenterad in figur 22.



figur 23) Klämområdet: Insida och utsida av infästen och Clamp

Referensmodell problem

Referensmodellen konstruerades i AutoCAD-programmet hos JOAB. Modellen överfördes med stp-filformaten (STEP 3D CAD-Filer) till CATIA-programmet. Det fanns ett stort problem att använda stp-filformaten. Det gick inte att öppna Solid och Geometriska uppsättningar av modellen i CATIA och detta ledde till att man inte kunde ändra någonting av modellen. Därför behövde modellen omritas och konstrueras helt från början i CATIA.

Mesh

När man belastar UKSA:n med olika trycklastspositioner uppkommer effektivspänning, huvudspänning och deformation. Det är viktigt att beräkna de relevanta spänningarna med en hög precision. Alla spänningar är inte betydande för hela systemet. De betydande spänningarna uppkommer vid axlar, chassi och infästen, och därför användes Adaptive Mesh Refinement kommandot i CATIA-menyns toolbar först för att skapa en mesh elementnät. Meshen blir dock inte perfekt eftersom meshens elementnät blir för detaljrikt. Man kan sänka detaljen på olika sätt, men måste se till att man inte sänker den där det är relevant för beräkningarna.

Lösningen är att använda en adaptiv mesh elementnät med reducerande storlek av mesh elementet runt de områdena där resultatet har stor betydelse. Adaptiv mesh nätets storlek blir större på de områden där modellen har plana ytor eller där resultaten inte är viktiga. Med andra ord, förändras nätet i de områden där de lokala felberäkningarna är stora. För att se huruvida lösningen har konvergerat, kan man utföra adaptivity beräkning med Ytterlastspositionen P_1. Raffineringsiterationen grundas på resultatvärdena mellan de två senaste iterationerna, se under rubrik Konvergens t.ex., sidan 11.

Steg två är att man låter en adaptiv mesh själv välja storleken av meshen i olika delar av modellen. Programmet korrigerar meshen automatiskt på ett rimligt sätt så att mesh storleken inte påverkar resultatet negativt, (Ansys, Inc. 1998. Kapital 3: Adaptive Meshing).

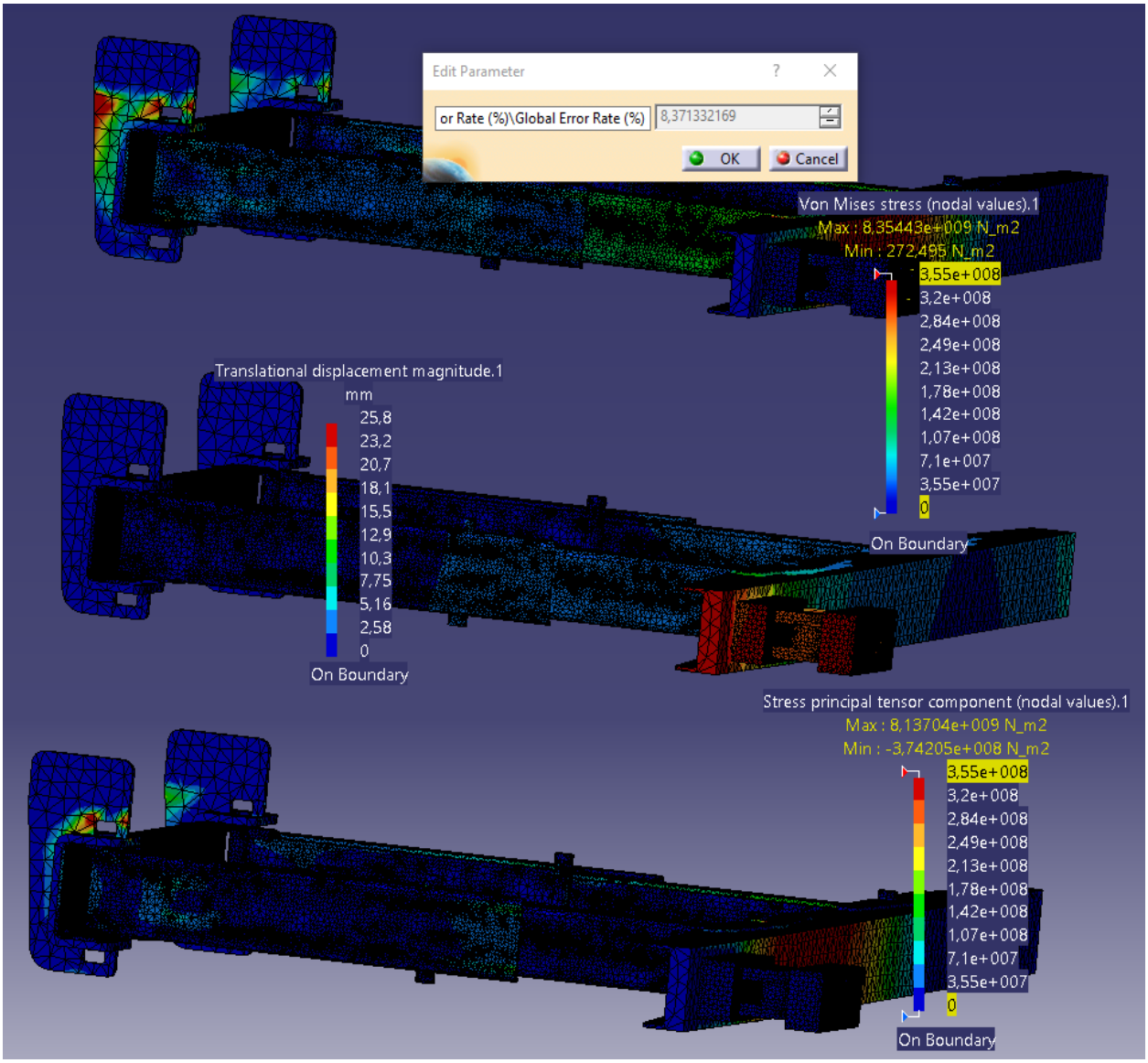
Slutligen väljer man rimliga mesh storlekar automatiskt vilket görs genom Discretization Error, (Pointer, 2004). Med hjälp av kommandot (New Adaptivity Entity) från CATIA-programmet skapas rätt mesh storlek på följande sätt:

- Programmet undersöker först att förflytta varje nod i meshen m.a.p. de ansatta randvillkoren och trycklasten.
- Modellen visas sedan upp med en approximativ bild som visar var spänningarna uppkommer i varje element med hänsyn till nodernas förflyttning.

Programmets valda mesh beräkning hade en feluppskattning på (8,37%) med 1 016 787 element, vilket tog sex timmar att beräkna, se tabell 4 och figur 23 på nästa sida. För att reducera beräkningstiden och antal mesh element testades olika värden på global size och global sag. Skillnaden mellan programmets meshstorlek och den valda meshstorleken är att den valda meshstorleken fick en bättre global feluppskattning (väldigt nära 8 %) med 921 995 element samt att det reducerade beräkningstiden till femtiofem minuter.

Tabell 4) Sökta meshstorlek

Komponenternas meshstorlek [mm]				
	New Adaptivity Entity, antal element 1016787		Valda meshstorleken, antal element 921995	
	Global size	Global sag	Global size	Global sag
Chassit	26,63	2	5	2
U-profil yttre	26,63	2	5	2
U-profil inre	26,63	2	5	2
UKS-balk	26,63	2	5	2
Infäste	26,63	2	5	2
Hyd. stora rör	3	2	3	2
Hyd. minsta rör	3	1	3	1
Hyd. pinne	3	1	3	1



Figur 23) Programmets beräkningar m.a.p. feluppskattning (8,37 %)

Test A: Befintlig modell och trycklast

En analys av befintlig konstruktion genomfördes med laster och infästning som anges i den befintliga standarden. Modellen konstruerades i CATIA V5.

Centralbelastad med LAM:

Nedan visas resultaten när UKSA är belastad på tryckpunkt $\boldsymbol{P_3}$ med en trycklast på 49050 N.

Global och lokal deformation:

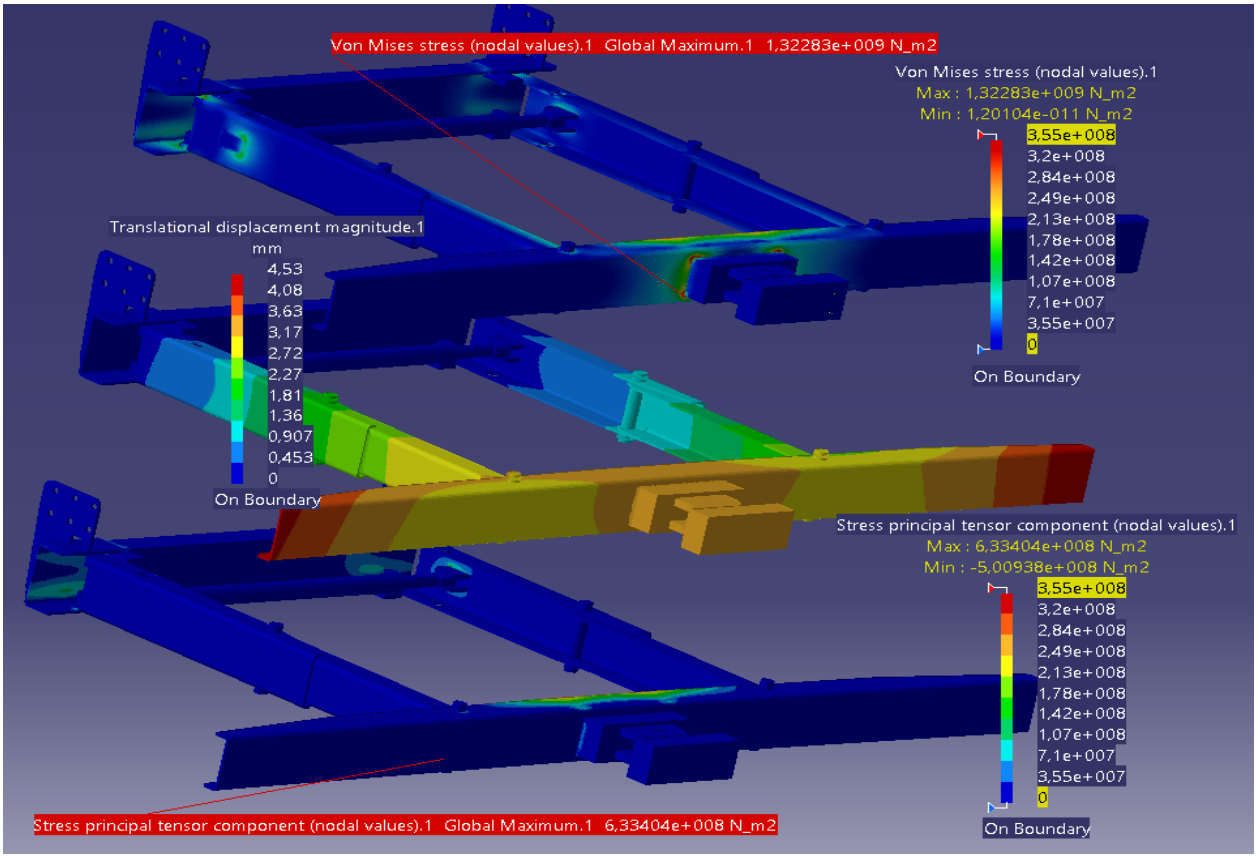
Den globala maxdeformationen $\boldsymbol{\delta_{\mathbf{max,global}} = 4,53\ \mathbf{mm}}$ uppkom vid yttersta kanten på högra sidan av modellen. Den lokala maxdeformationen $\boldsymbol{\delta_{\mathbf{max,lokal}} = 2,5\ \mathbf{mm}}$ uppkom i mitten av balken, se figur 24 nedan. Deformationen visade sig vara inom den tillåtna gränsen.

Global Von Mises Effektivspänning:

Global max effektivspänning beräknades till $\boldsymbol{\sigma^{\mathbf{vM}}_{\mathbf{max,Global}} = 1323\ \mathbf{MPa}}$, och uppstod vid de fyra vassa hörnen av LAM:en och på yttre sidan av balken. Den lokala maxeffektivspänningen antas vara som tryckspänningskoncentrationen vid LAM mot Balken, se figuren 24 nedan.

Global Huvudspänning:

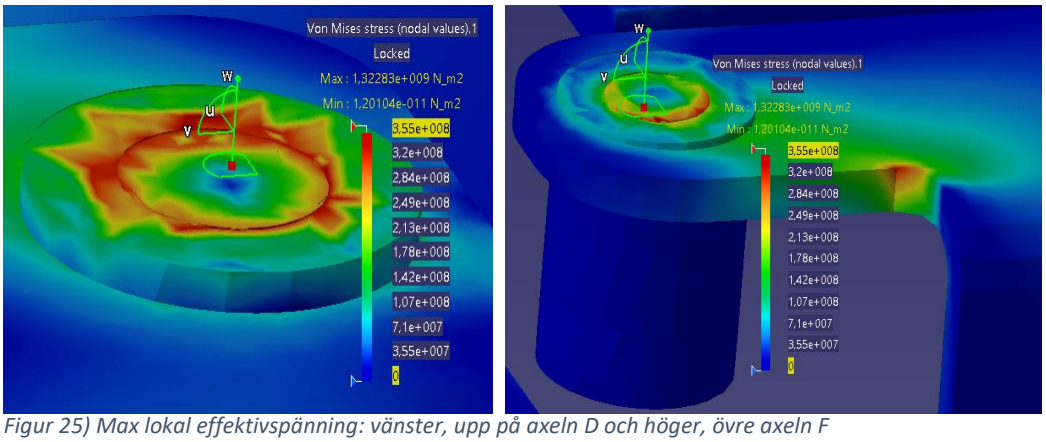
Global max huvudspänning $\boldsymbol{\sigma^{\mathbf{max,Global}}_{\mathbf{principal}} = 633,4\ \mathbf{MPa}}$ uppkom längs ner vid axel D och den antas vara som tryckspänningskoncentrationen och är under UKS-balkens materialsträckgräns, se figur 24.



Figur 24) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.

Lokal Von Mises Effektivspänning:

Lokala maximum av effektivspänningen ($\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 300\ MPa}$) var i den yta av förstärkningscylindern som kom i kontakt med skruvsstångens yta på axel D. Dessutom uppkom den lokala maxeffektivspänningen $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 280\ MPa}$ i kontaktytan mellan skruvsstångens yta på axel F och på den inre ytan av förstärkningscylindern. Båda lokalspänningarna befinner sig på de markerade koordinaterna i figur 25 nedan. Vid den skarpa kanten närliggande axel F uppstår en effektivspänning

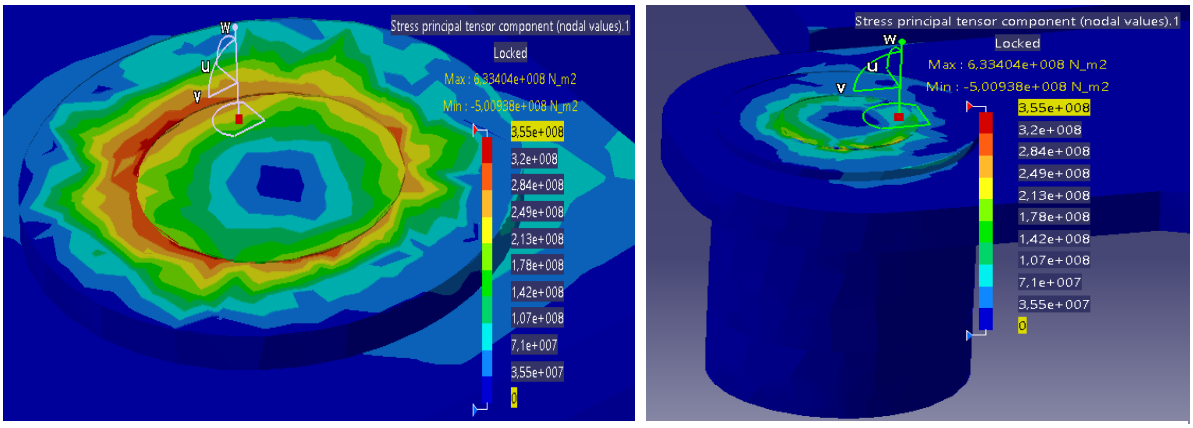


Figur 25) Max lokal effektivspänning: vänster, upp på axeln D och höger, övre axeln F

på $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 300\ MPa}$, se figur 25 nedan.

Lokal Huvudspänning:

Lokala maximum av huvudspänningen ligger på samma positioner som effektivspänningarna, jämför figurer 25 och 26. De lokala maxhuvudspänningarna är $\boldsymbol{\sigma^{max,lokal}_{principal} = 270\ MPa}$ i axel D och $\boldsymbol{\sigma^{max,lokal}_{principal} = 200MPa}$ i axel F, se figur 26 nedan.



Figur 26) Max lokala huvudspänning: vänster, upp på axeln D och höger, övre axeln F

Axel D belastad med LAM:

UKSA belastades med trycklasten, $\boldsymbol{P_2 = 88290\ \mathrm{N}}$ på axel D.

Global och lokal deformation:

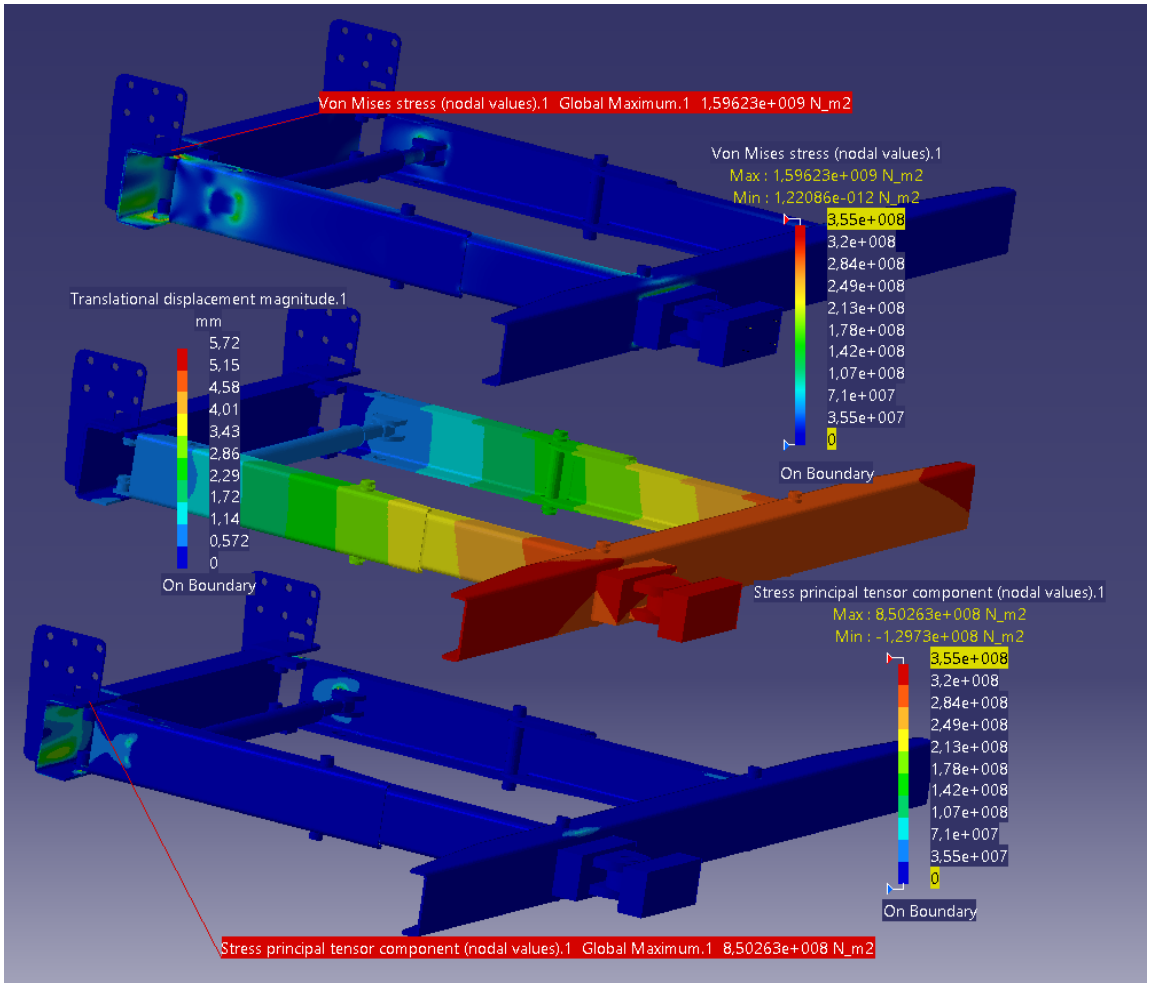
Globala maximum av deformationen, $\boldsymbol{\delta_{\mathrm{max,global}} = 5,72\ \mathrm{mm}}$, visar upp sig på vänster sida av balken. Den intressanta lokala maximala deformationen $\boldsymbol{\delta_{\mathrm{max,lokal}} = 5,15\ \mathrm{mm}}$ uppkom på axel D, se figur 27 nedan.

Global Von Mises Effektivspänning:

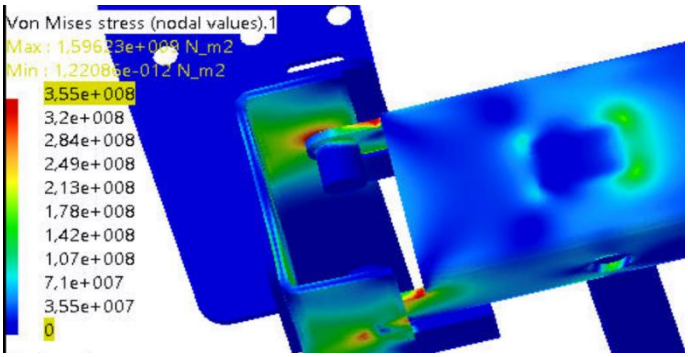
Den globalt maximala effektivspänningen blev $\boldsymbol{\sigma^{\mathrm{vM}}_{\mathrm{max,global}} = 1596,2\ \mathrm{MPa}}$ och uppkom bakom förstärkningscylindern vid övre axel F på chassits fläns. Detta är p.g.a. trycklast P och modellen vreds runt koordinataxel u efter belastningen, se figurer 27 och 28 nedan.

Global Huvudspänning:

Huvudspänningens globala maximum blev $\boldsymbol{\sigma^{\mathrm{Global,max}}_{\mathrm{principal}} = 850,3\ \mathrm{MPa}}$ och uppstår i samma område som effektivspänningen, se figuren 27 nedan. Globala maximala effektiv- och huvudspänningen antas vara som tryckspänningskoncentration.



Figur 27) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.

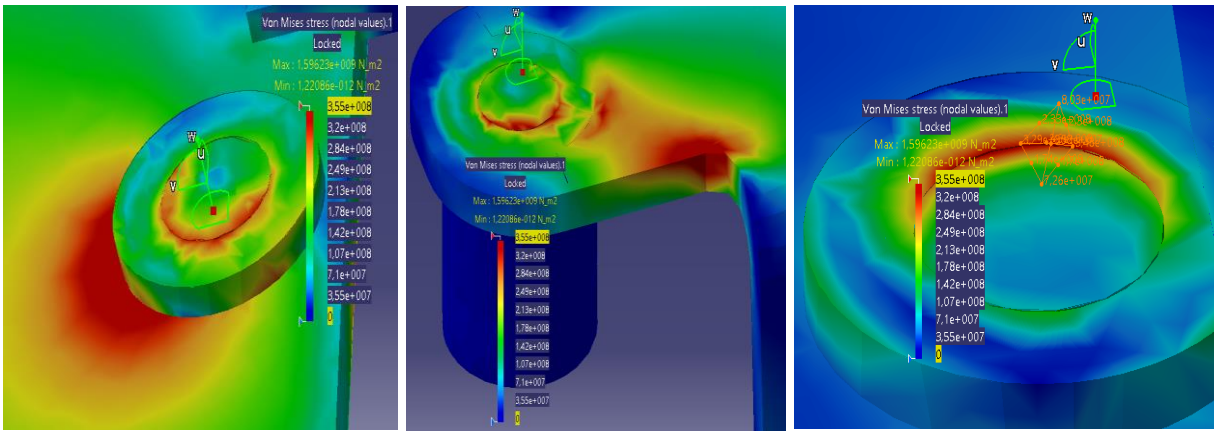


Figur 28) Maximala effektivspänningskoncentrationer bakom axel F

Lokal Von Mises Effektivspänning:

Den lokala maximala effektivspänningen blev $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 300MPa}$ vid chassit där skruvstångens yta är i kontakt med cylinderns inre yta, nära UKS-Balkens fläns. Det finns högre tryckspänningar, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 400MPa}$, som uppstår bakom förstärkningscylindern och detta är en spänningskoncentration som uppstår p.g.a. lasten P vid axel F, se vänstra delen av figur 29 nedan. Lokal max effektivspänning $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 280MPa}$ uppstår på chassits skruvsstångsyta där den kommer i kontakt med inre ytan av cylindern vid axel F. Beräkningarna visar max lokal effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max.lokal} = 470MPa}$, i den skarpa kanten vid axel F, se figur 29 mitten.

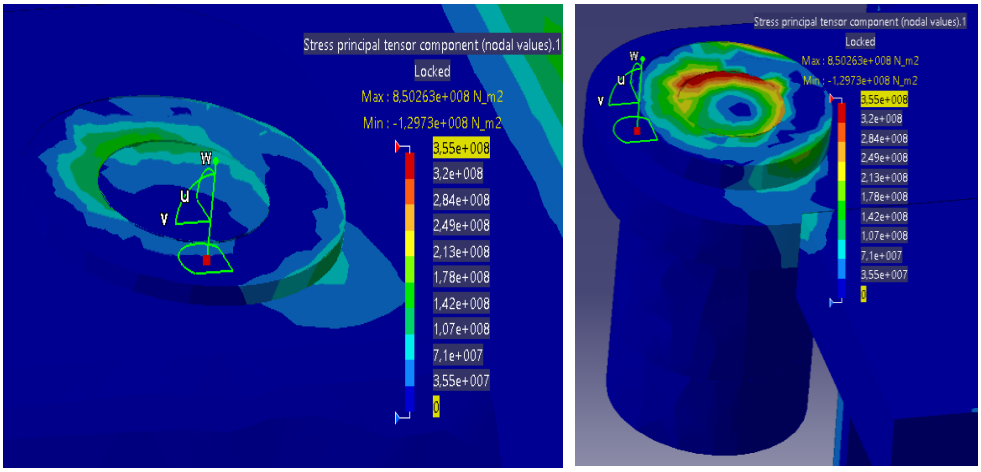
En annan lokal max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max.} = 280MPa}$, visar upp sig där förstärkningscylindern kommer i kontakt med balkens skruvstång.



Figur 29) Lokala max effektivspänningar: Vänster & Mitten, vid axel F. Höger, axel D

Lokal Huvudspänning:

Maximal lokal huvudspänning, $\boldsymbol{\sigma_{principal}^{max,lokal} = 200\ MPa}$, uppstår i inre ytan av förstärkningscylindern vid axelstång D. Chassits skruvsstångsytas lokalt maximala huvudspänning, $\boldsymbol{\sigma_{principal}^{max,lokal} = 290\ MPa}$, uppstår vid övre kant av axel F, se figur 30 nedan.



Figur 30) Lokala max huvudspänning: Vänster, vid axel D, och Höger, axel F

Ytterbelastad med LAM:

UKSA belastades i detta fall med på yttersta positionen $\boldsymbol{P_1}$ med en trycklast på 49050 N.

Global och lokal deformation:

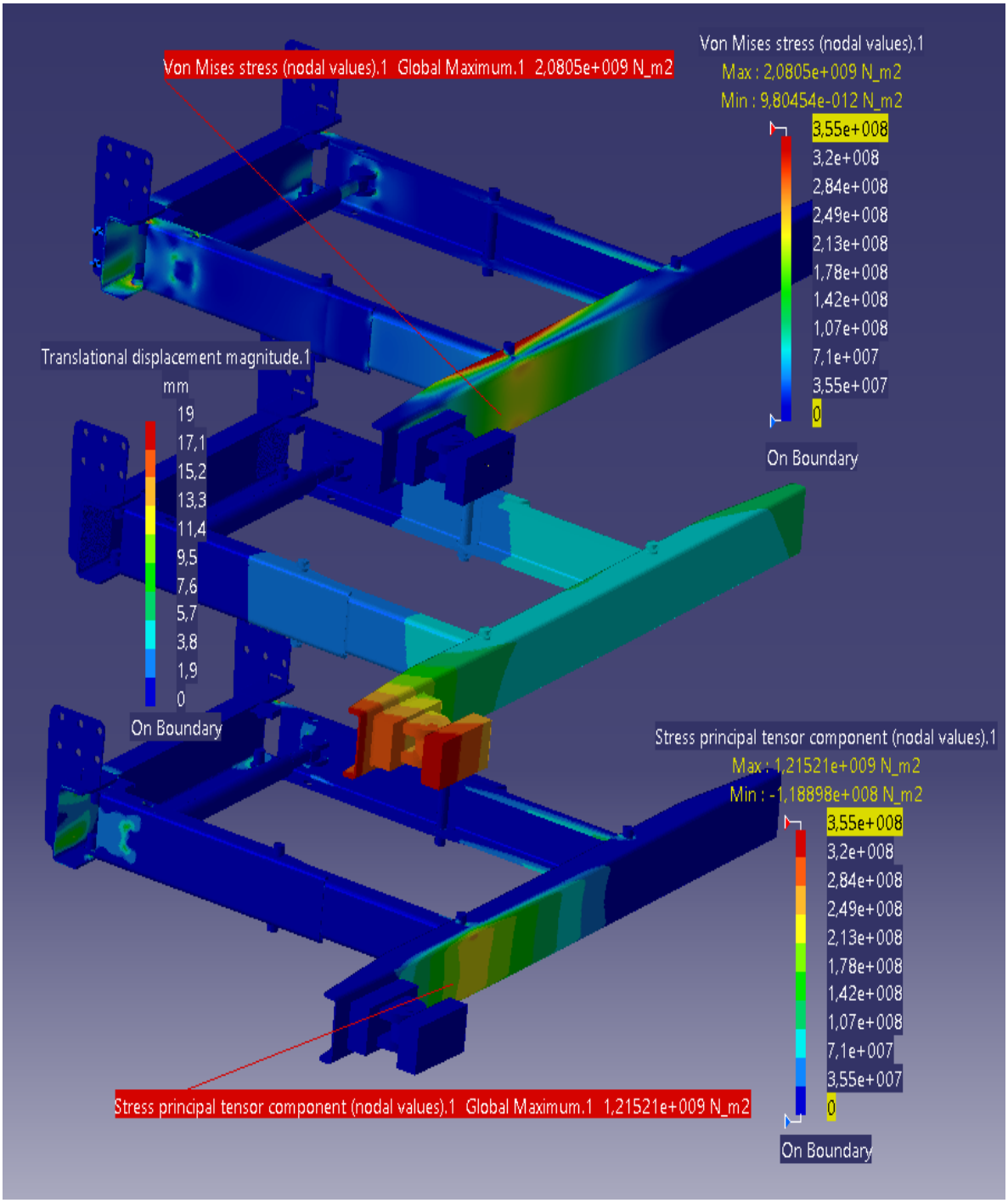
Global max deformation $\boldsymbol{\delta_{max,Global} = 19\ mm}$ uppstår på den yttersta delen av UKS-balken. Den lokala maximala deformationen $\boldsymbol{\delta_{max,lokal} = 5,5\ mm}$ uppstår vid axel D, se figur 31 nedan.

Global Von Mises Effektivspänning:

Global max effektivspänning $\boldsymbol{\sigma_{max,Global}^{vM} = 2080,5\ MPa}$ uppkommer längst ner vid axel D. Detta är för att trycklasten skapar en spänningskoncentration runt axel D p.g.a. vridningen runt koordinataxeln W (Z-axeln), se figur 31 nedan.

Global Huvudspänning:

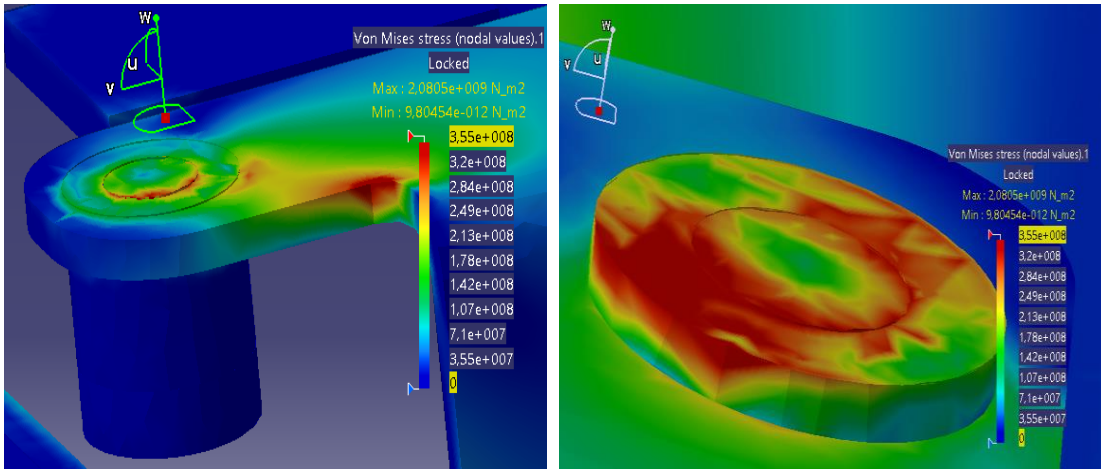
Global max huvudspänning $\boldsymbol{\sigma_{principal}^{max,Global}} = \mathbf{1215,2\ MPa}$ uppstår på ställe som effektivspänningen, se figur 31 nedan.



Figur 31) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.

Lokal Von Mises Effektivspänning:

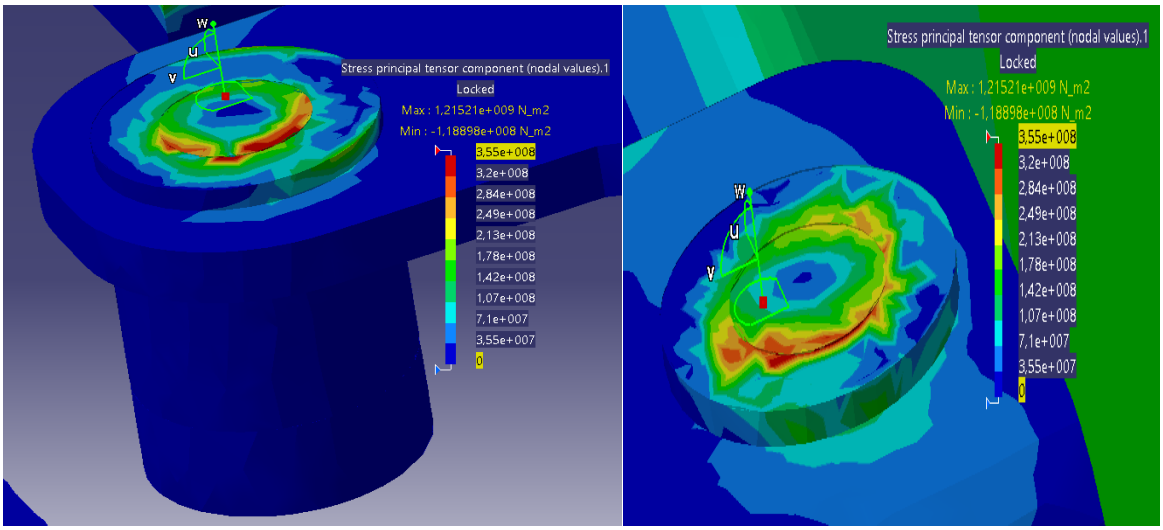
Den maximala lokala effektivspänningen $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 300\ MPa}$ uppkommer på ytan där chassits skruvstång kommer i kontakt med hålets yta vid axel F p.g.a. trycklasten, se vänstra bilden av figuren 32 nedan. Maximala lokala effektivspänningen $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 3370\ MPa}$ uppstår vid förstärkningscylinders inre yta som har kontakt med skruvstången vid axel D, se högra bilden av figur 32 nedan.



Figur 32) Lokal maximal effektivspänning, vänster vy, zy- plan av axeln F & höger vy, xy-plan, av axeln D.

Lokal Huvudspänning:

Störst huvudspänning vid horisontell trycklast uppkommer kring axel F och D på vänstra sidan av UKSA:n, se figur 33 nedan. Tydlig spänningskoncentration uppkommer i F- och D-axeln precis som innan. Maximal lokal huvudspänning runt axel F är $\boldsymbol{\sigma^{max,lokal}_{principal} = 280\ MPa}$ och maximal lokal huvudspänning runt axel D är $\boldsymbol{\sigma^{max,lokal}_{principal} = 340\ MPa}$.



Figur 33) Lokal maximal huvudspänning, vänster vy, zy- plan av axeln F & höger vy, xy-plan, av axeln D.

Resultat Fall A:

Tabell 5) Punkten A, resultatet av UKSA: effektivspänningar, deformation och huvudspänningar

Effektiv-och huvud spänning [$\boldsymbol{MPa}$] *och deformation* [mm]

	P [N]	$\sigma^{vM}_{lok.max}$	$\sigma^{vM}_{Glob.max}$	$\delta_{lok.max}$	$\delta_{Glob..max}$	$\sigma^{lok.max}_{principal}$	$\sigma^{Glob.max}_{principal}$
Center	49050	300	132,3	2,5	4,53	270	633,4
Axel D	88290	400	1596,2	5,15	5,72	290	850,3
Yttre	49050	370	2080,5	5,5	19	340	1215,2

Tabell 4 ovan visar upp alla de globala och lokala maxspänningarna som togs fram från testkörningen med olika trycklastspositioner under fall A. De globala spänningarna kan antas som spänningskoncentration p.g.a. att modellen utsätts för trycklast. Exempelvis uppkom de globala maxspänningarna vid vassa kanter runtomkring på komponenterna. I projektet antas de maximala lokala spänningsvärdena vara av störst betydelse eftersom det är där som plasticeringen sker och modellen påverkas som högst.

Modellen ska fortsätta att belastas med trycklasten P på olika positioner under test B på liknande sätt som denna testkörning. Modellen kommer först belastas med trycklast i position ”Yttre” under testkörning B eftersom spänningsvärdena och förskjutningen i position ”yttre” var högst under denna testkörning, se tabell 4 ovan.

Test B: Befintlig modell med nytt lastkrav

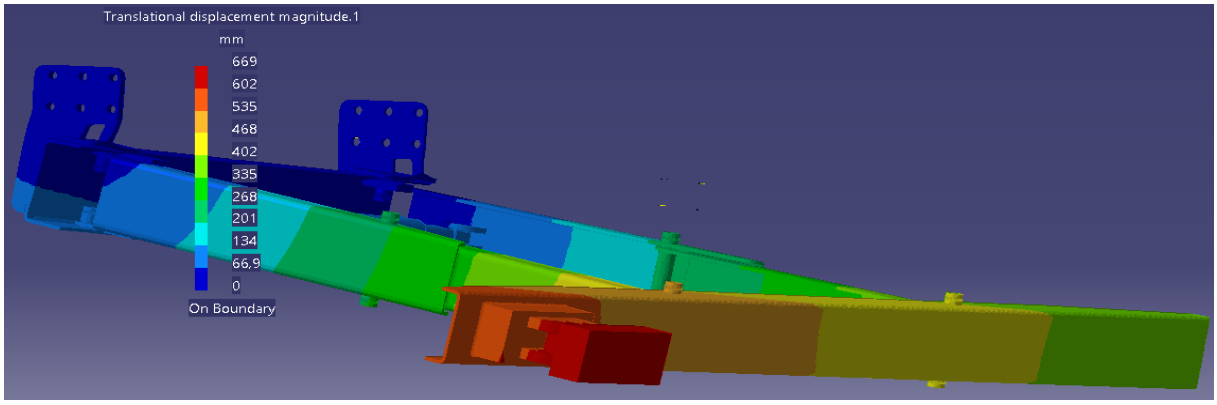
Analys två av den befintliga konstruktionen genomfördes med avseende på de nya trycklastskraven.

Ytterbelastad med LAM:

UKSA belastades i detta fall med på yttersta positionen $\boldsymbol{P_1}$ med en trycklast på 88290 N.

Global och lokal deformation:

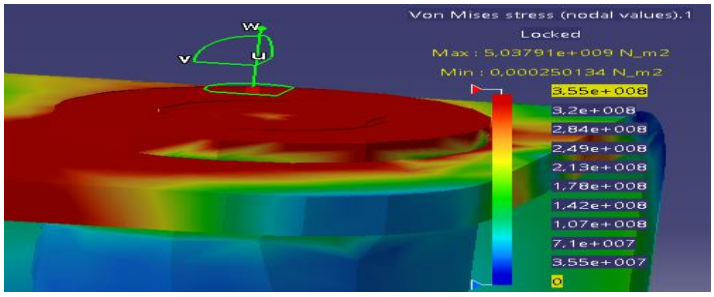
Global max deformation, $\boldsymbol{\delta_{max,Glob} = 669\ mm,}$ uppkom på den yttersta delen av UKS-balken. Den lokala maximala deformationen $\boldsymbol{\delta_{max,Lokal} = 559\ mm}$ uppkom centrerat på där LAM:en tryckte. Modellen vreds runt axelkoordinaten u eftersom båda infästen påverkades av stark plasticering, se figur 34 nedan.



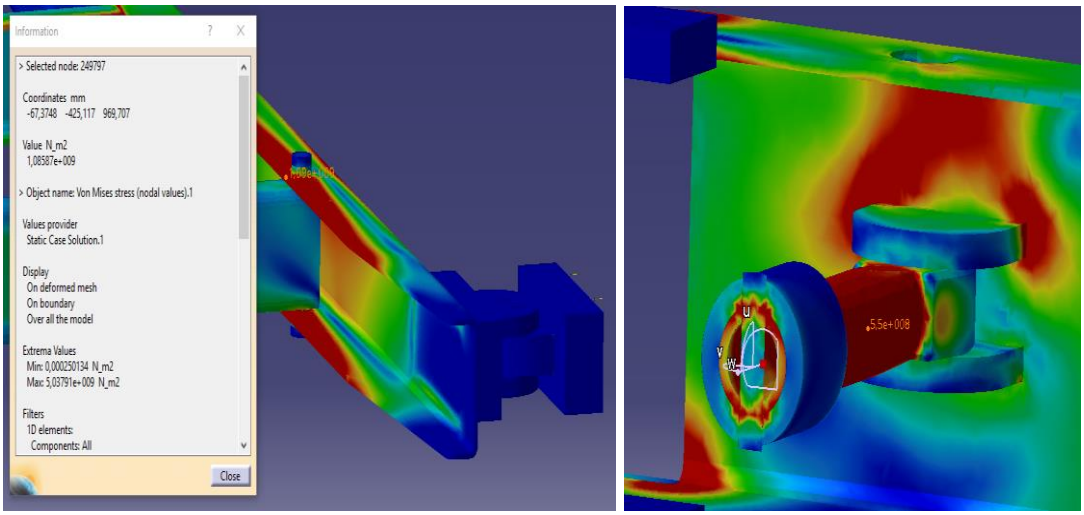
Figur 34) Max och Lokal deformation

Global Von Mises Effektivspänning:

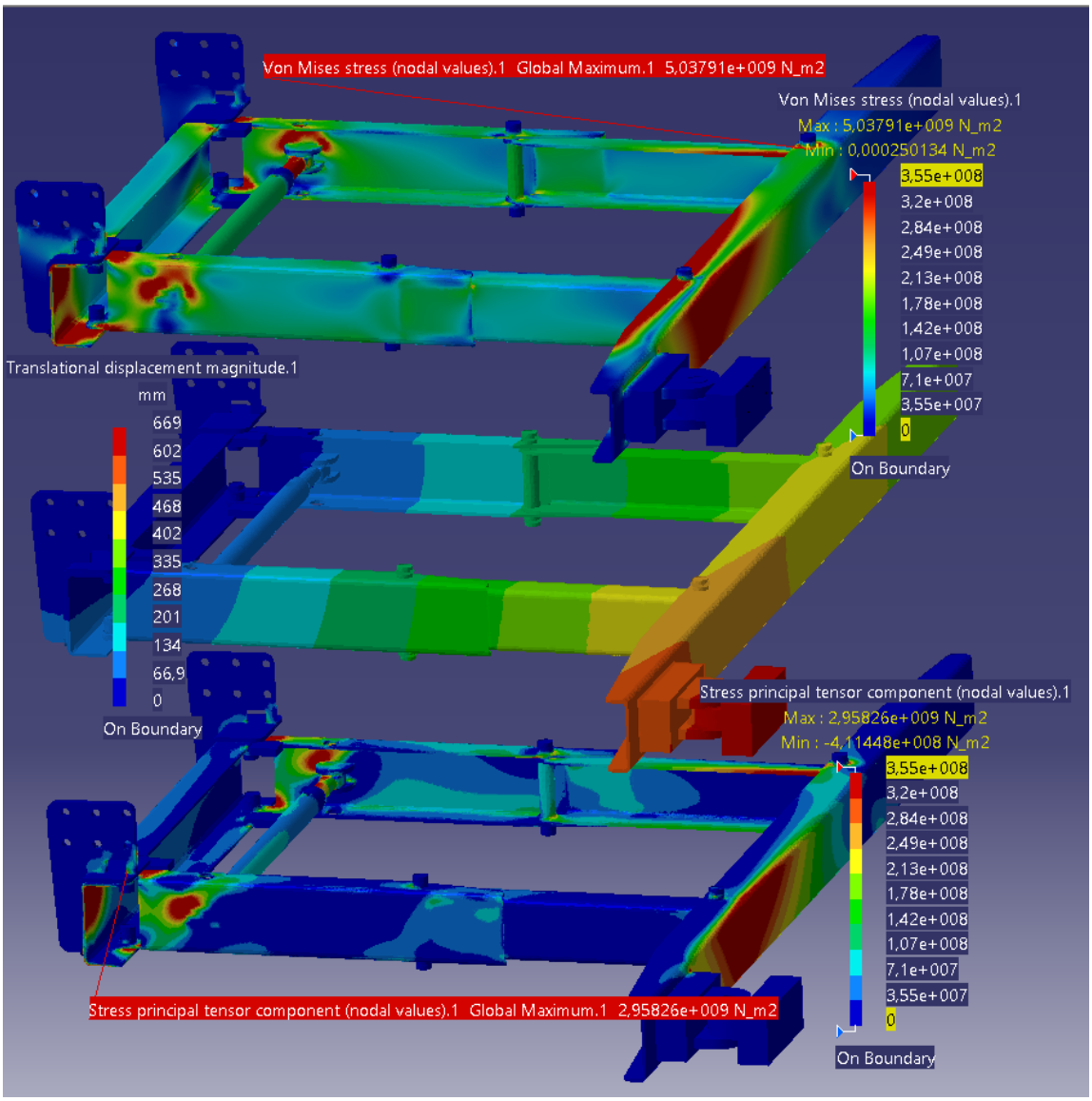
Global max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,Glob} = 5037,9\ MPa}$, uppstod i översta delen av axel D. UKS-balkens lokal max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,Lokal} = 1090 MPa}$, uppkom vid axel D vilket är nästan dubbelt av balkens materialsträckgräns $\boldsymbol{R_{p\,0.2} = 650\ MPa}$. Även de lokala maximala effektivspänningarna stiger mer än hydraulikinsatsens sträckgräns som är $\boldsymbol{R_{p\,0.2} = 355\ MPa}$. I figur 35–37 markeras modellen av UKSA:n med starka röda färger i de områden där effektivspänningarna överstiger materialsträckgränsen $\boldsymbol{R_{p\,0.2} = 355\ MPa}$. Eftersom dessa beräkningar visar att UKSA:n inte kan hantera trycklast på den yttersta lastpositionen på grund av stark plasticering görs inga fler beräkningar på detta. Detta visar att UKSA:n inte kunde hantera de nya tryckbelastningskraven på den yttersta lastpositionen.



Figur 35) Global max effektivspänning, axeln D.



Figur 36) Vänster: axel D och Höger: hydraulik stång



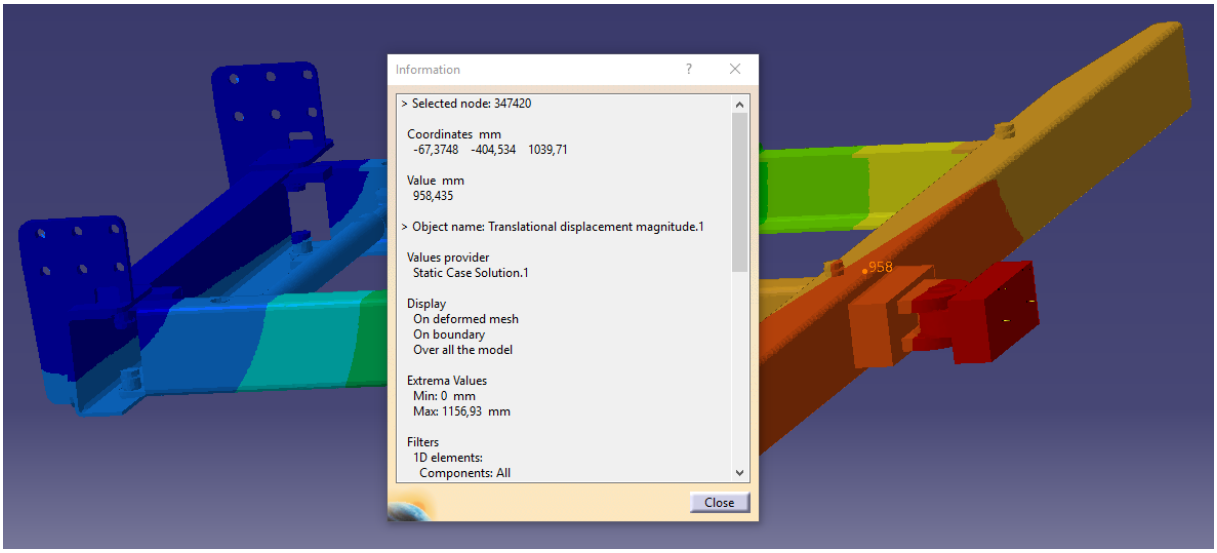
Figur 37) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.

Axel D belastad med LAM:

UKSA belastades i detta fall med på Axel D positionen $\boldsymbol{P_2}$med en trycktlast på 176580 N.

Global och lokal deformation:

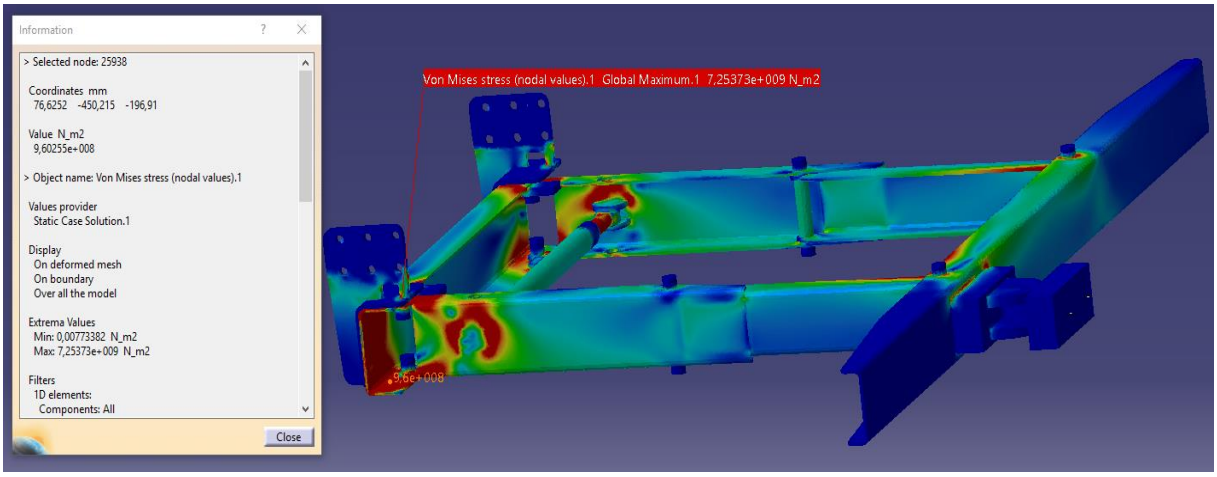
Global max deformation blev $\boldsymbol{\delta_{max,Glob} = 1156,93\ mm}$ och den lokala maximala deformationen var $\boldsymbol{\delta_{max,lokal} = 958\ mm}$ eftersom modellen vred sig uppåt runt koordinataxeln u, se figuren 38 och 40. Dessa värden är över den tillåtna deformationsgränsen.



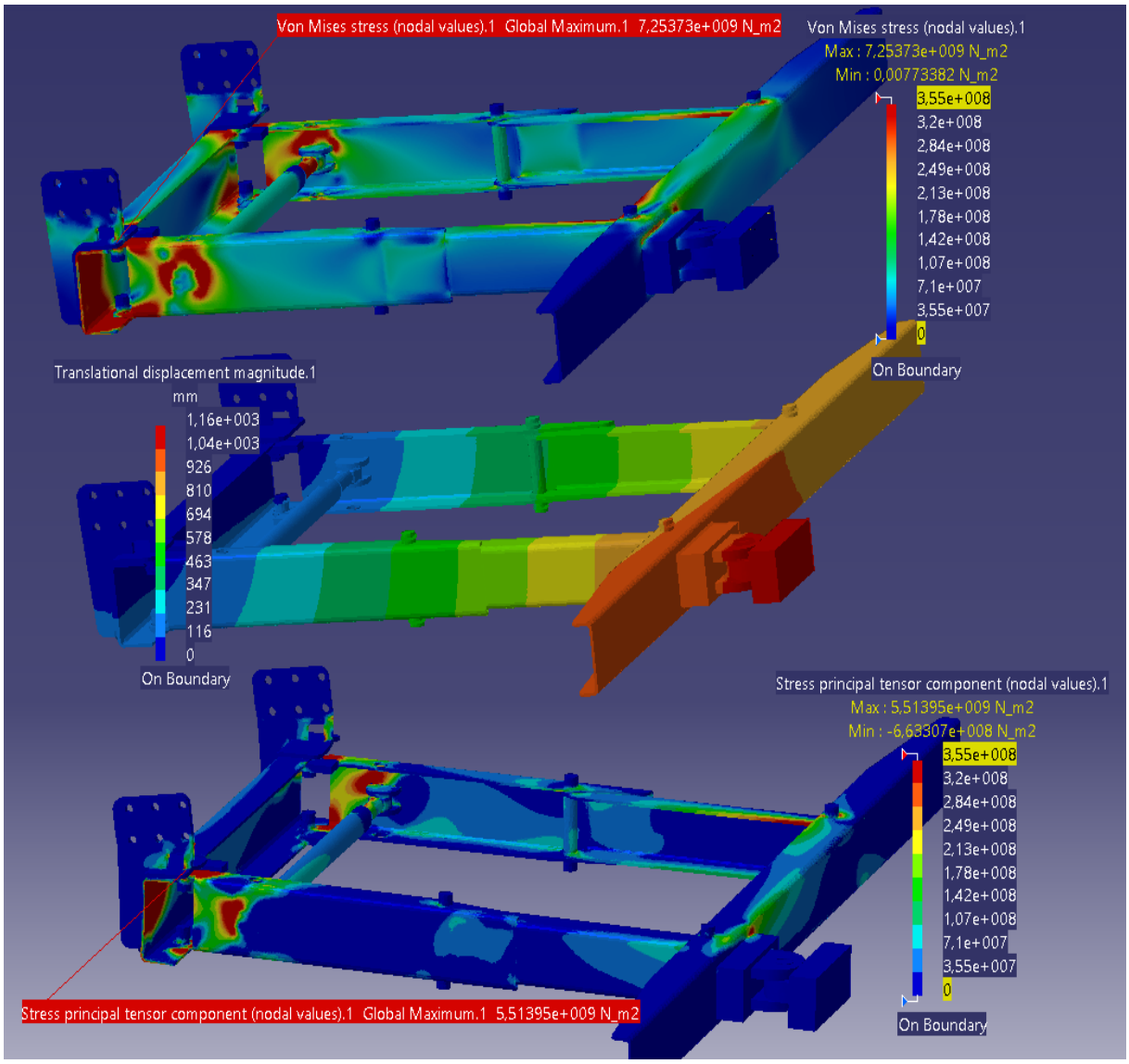
Figur 38) Max och Lokala deformation

Global och lokal Von Mises effektivspänning:

Global max spänning $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,Global} = 7253,7\ MPa}$ uppkom vid övre ytan av axel F och lokal max effektivspänning $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max.loka} = 960,3\ MPa}$ uppkom längst bak på den nedre delen av axel F på chassits fläns, se figur 39 och 40 nedan. Eftersom modellen fick för höga värden i simuleringen och belastningsfallet inte var inom den tillåtna gränsen utfördes inga ytterligare beräkningar av axel D.



Figur 39) Max global och Lokal effektiv spänning



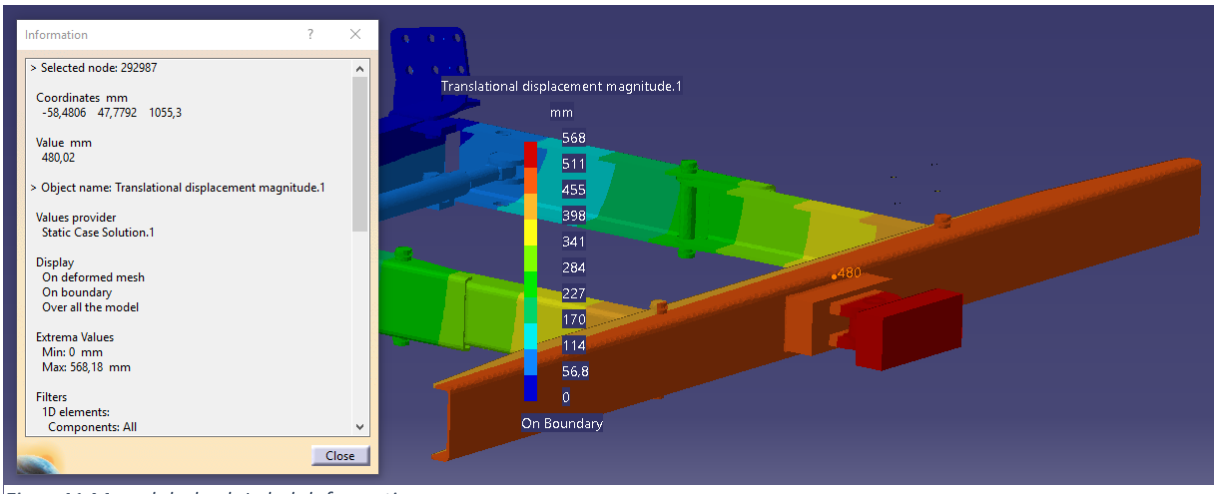
Figur 40) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.

Centralbelastad med LAM:

UKSA belastades i detta fall centralt på positionen $\boldsymbol{P_3}$med en trycktlast på 88290 N.

Global och lokal deformation:

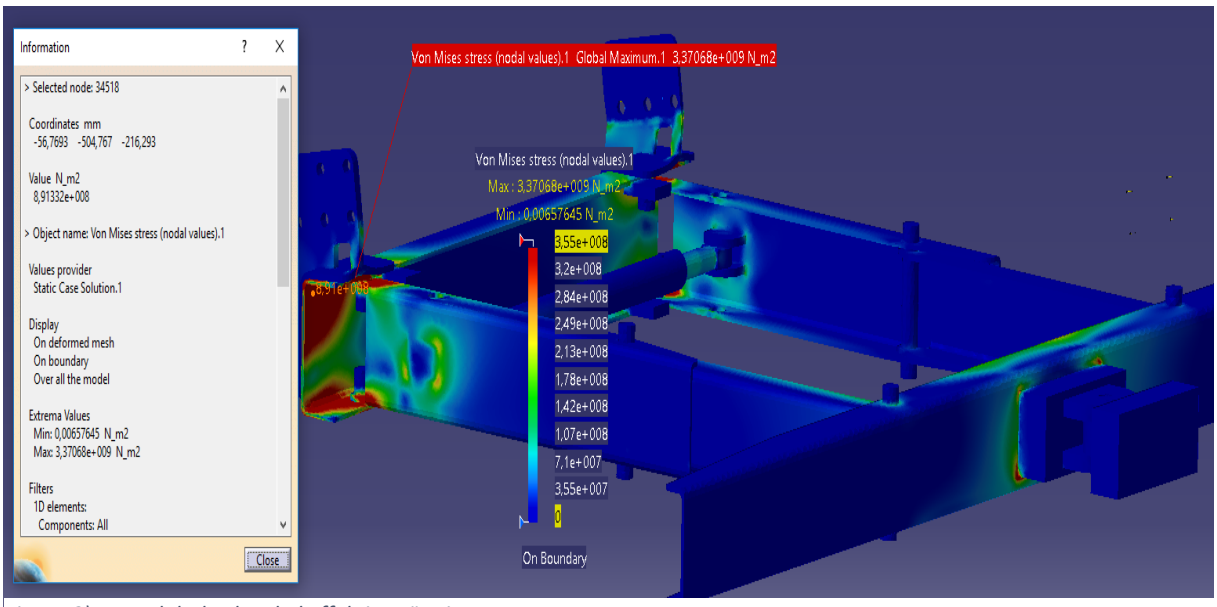
Den globala och lokala maximala deformationen blev $\boldsymbol{\delta_{max,Glob} = 568\ mm}$ och $\boldsymbol{\delta_{max,Lokal} = 480,02\ mm}$ och modellen vreds runt koordinataxeln u p.g.a. trycklasten, se figuren 41 och 43 nedan.



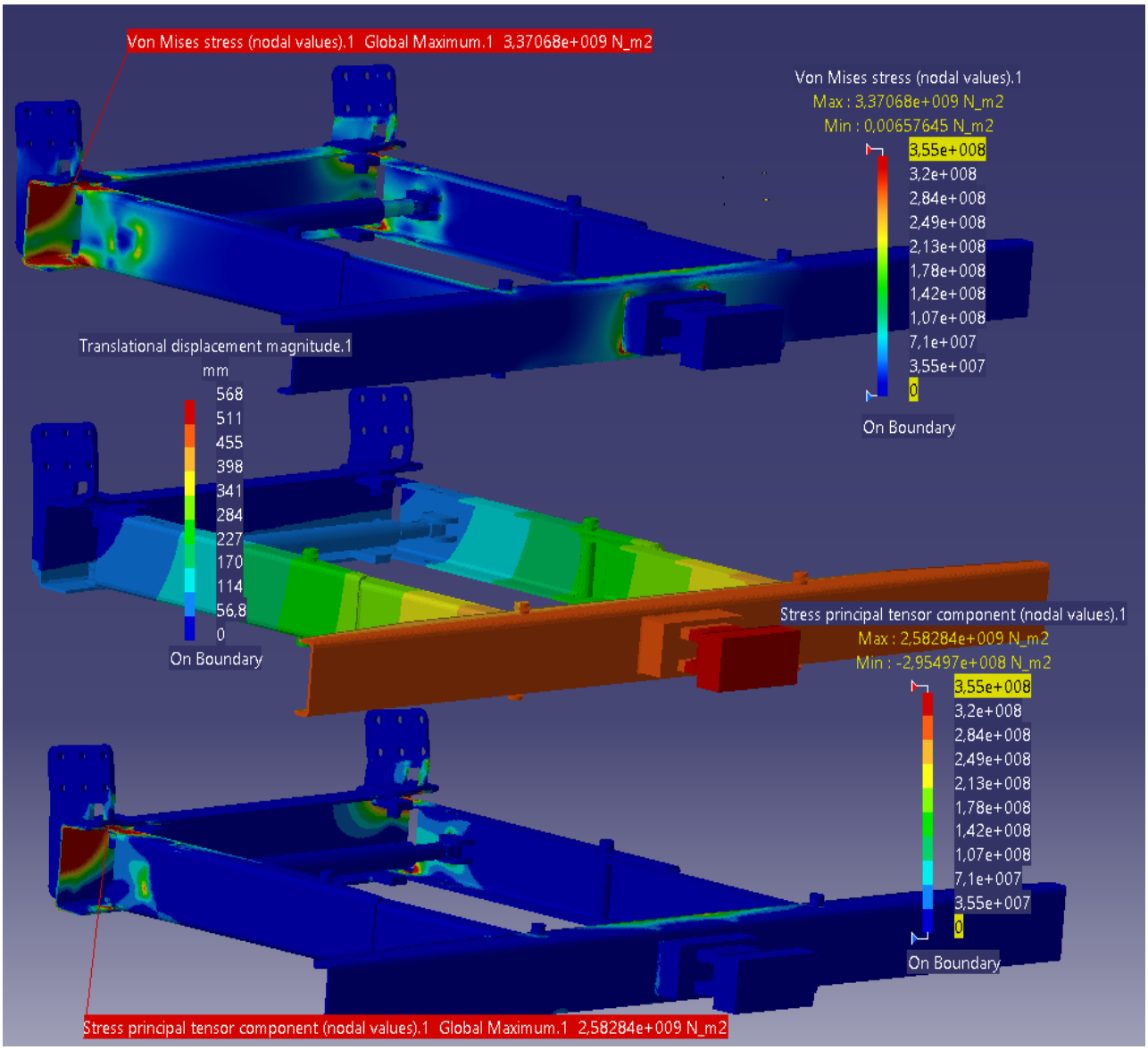
Figur 41 Max global och Lokal deformation

Global Von Mises effektivspänning:

Global max effektivspänning $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,Global} = 3370,07\ MPa}$ uppkom vid den översta delen av axel F och den lokala maximala effektivspänningen $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 891,3\ MPa}$ uppkom bakom den övre delen av axel F på chassit, se figurer 42 och 43 nedan. Även i detta belastningsfall var värdena långt över de tillåtna sträckgränserna och därför gjordes inga ytterligare beräkningar utav centralt belastad UKSA.

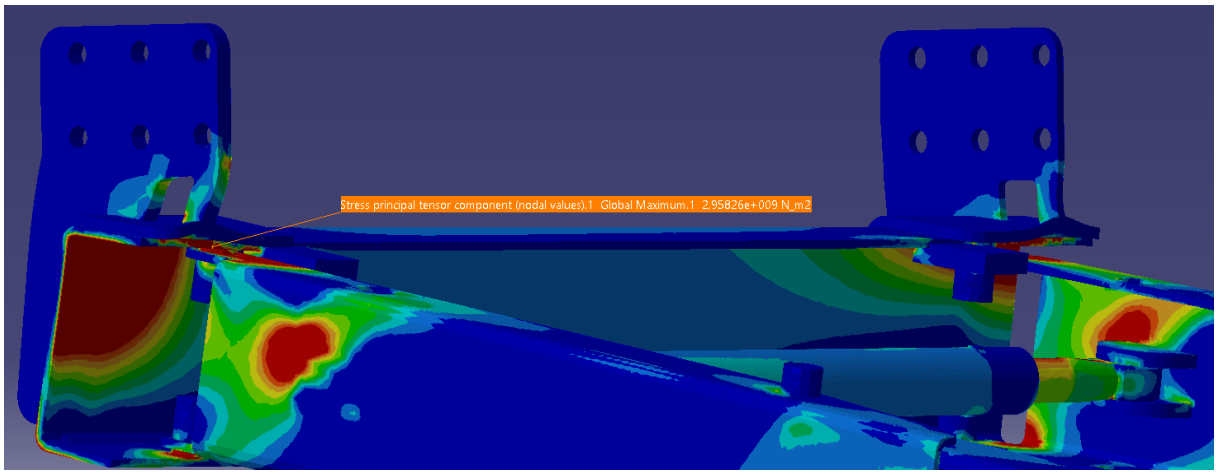


Figur 42) Max global och Lokal effektiv spänning

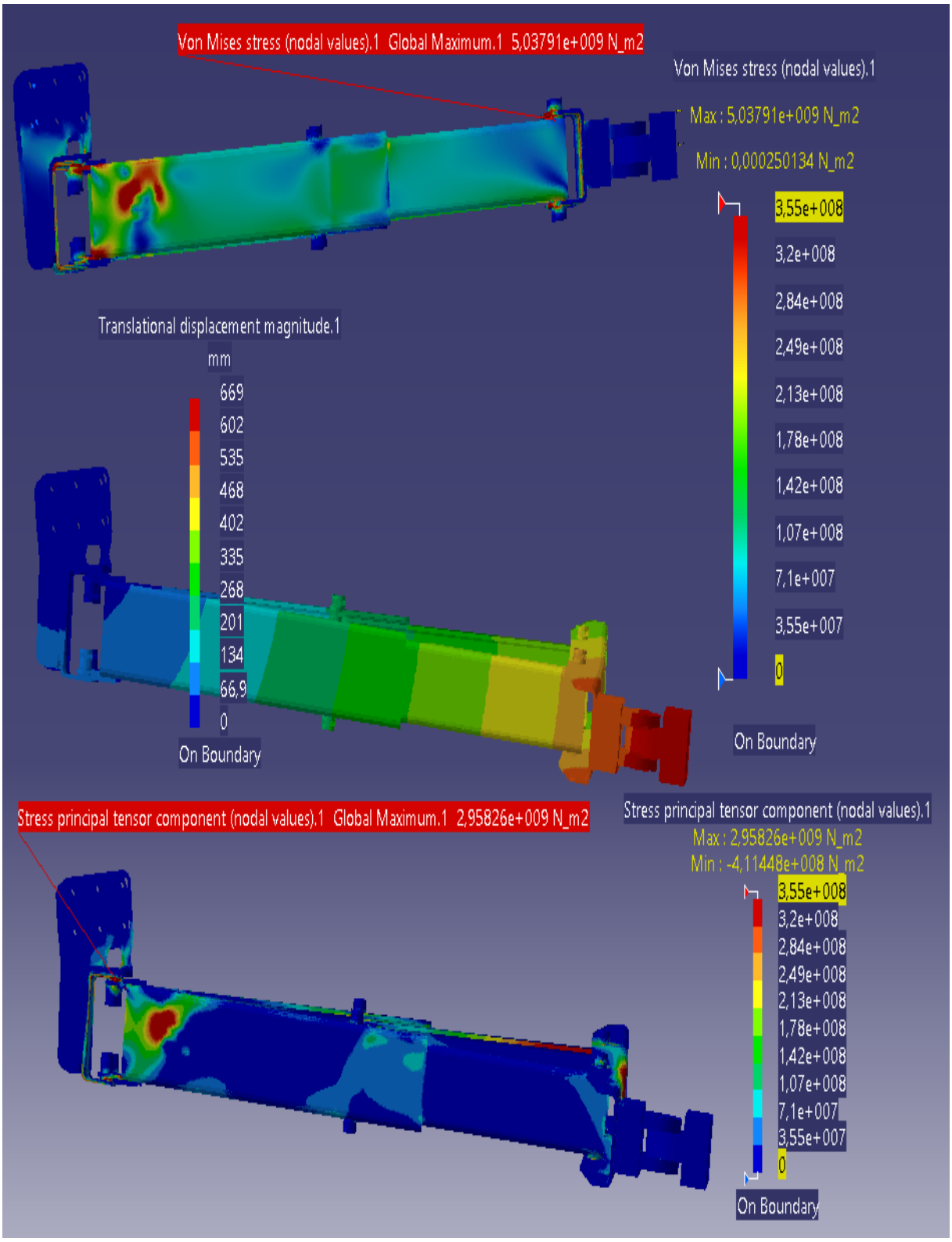


Figur 43) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.

Infästningarna deformerades kraftigt vid simuleringen i CATIA vilket ledde till höga effektiv- och huvudspänningar samt höga deformationer, se figurer 44 och 45 nedan.



Figur 44) Infästningarna



Figur 45) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.

Resultat Fall B:

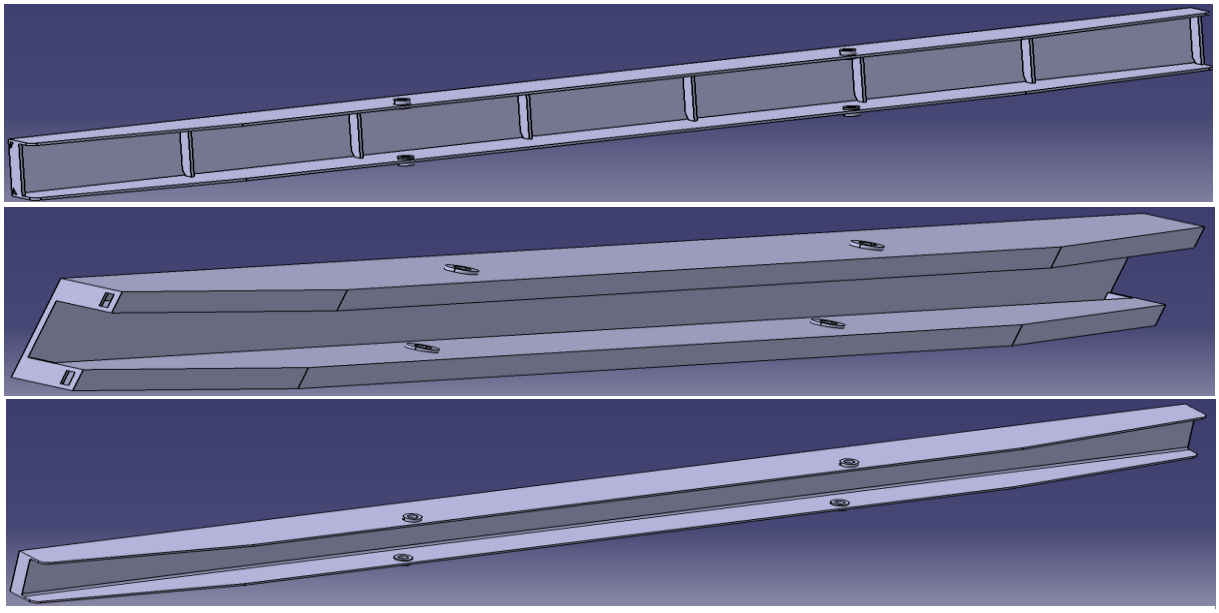
Tabell 6) Test B, resultatet av UKSA: effektivspänningar, deformation och huvudspänningar

Effektiv-och huvud spänning [$\boldsymbol{MPa}$], *deformation* [mm] *och ej testkörning* (-)

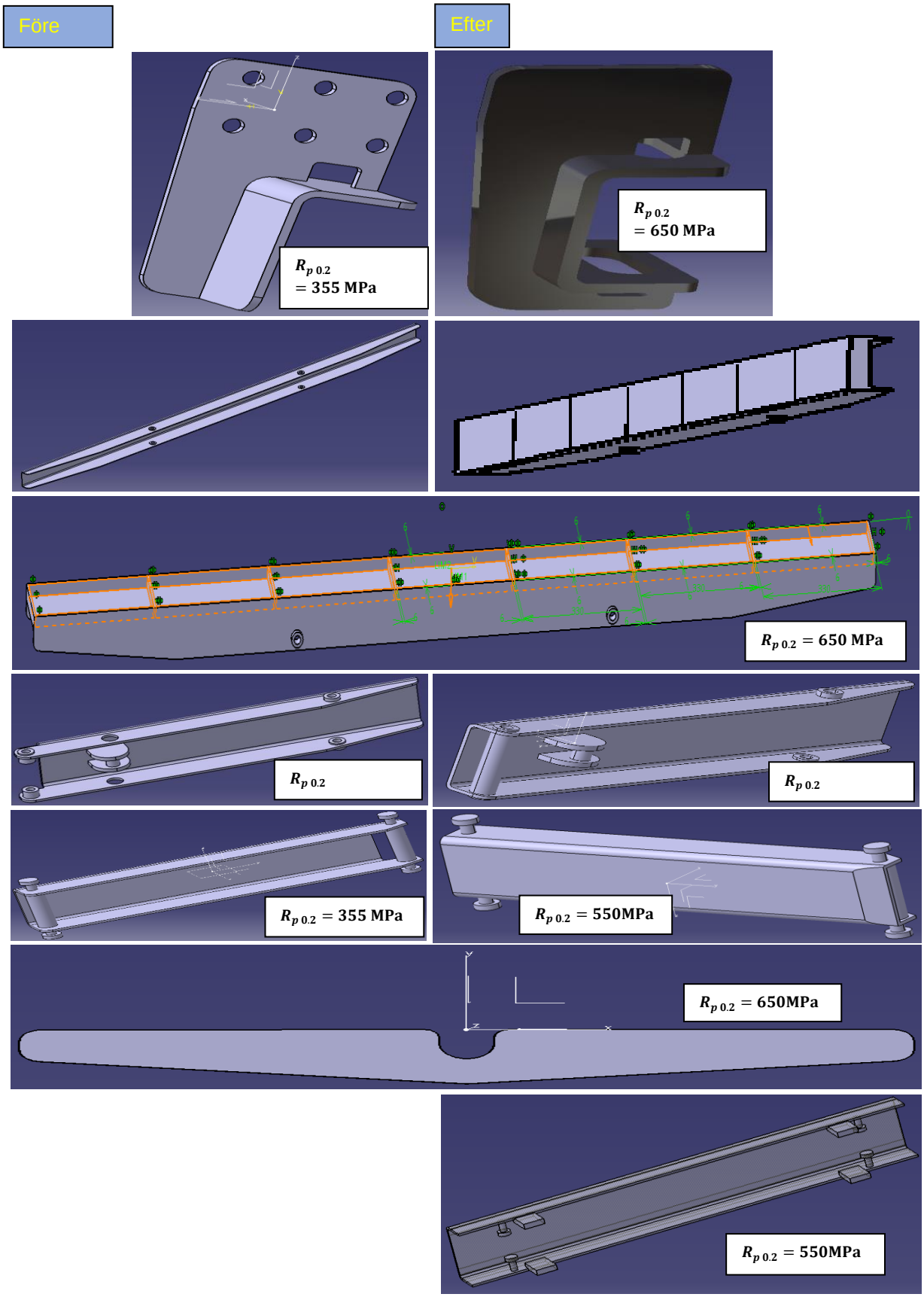
	P [N]	$\sigma^{vM}_{lok.max}$	$\sigma^{vM}_{Glob.max}$	$\delta_{lok.max}$	$\delta_{Glob..max}$	$\sigma^{lok.max}_{principal}$	$\sigma^{Glo.max}_{principal}$
Center	88290	-	-	-	-	-	-
Axel D	176580	960,3	7253,7	958	1156,93	-	-
Yttre	88290	1090	5037,9	559	669	-	-

Tabell 6 ovan visar alla de globala och lokala maxspänningarna som togs fram från testkörning B under olika trycklastspositioner. Värdena från testkörningen var inte inom den tillåtna värdegränsen för någon position. Utifrån tabellen kan man se att de maximala lokala spänningsvärdena var av störst betydelse eftersom modellen plasticerades och inte kunde hantera det nya trycklastskravet från Trafikstyrelsen. Alla beräkningsfall presenterade i tabellen har inte utförts eftersom de beräkningar som har utförts visade redan att belastningskraven inte kunde uppfyllas.

Eftersom resultaten visade att UKSA:n inte kunde hantera den nya trycklasten omarbetades några UKSA-komponenter. I figur 46 visas tre olika UKSA-balkar som modellerades med global mesh Size 5 [mm] och Sag 0,5 [mm]. Den nedre av de tre modellerna klarades bäst sig vid ytterbelastningsfallet och var inom de tillåtna gränserna. Utöver balken omarbetades även de delar som påverkades värst under test B och dessa förändringar kan ses i figur 47.



Figur 46) Olika modeller av UKS-balkar



Figur 47) Förändringar av komponenter, Geometri och hållfastheten

Test C: Ny modell med nya lastkrav

Utifrån de observerade problemen i Test B reviderades modellen av UKSA:n. Analys av den nya modellen genomfördes sedan med avseende på de nya trycklastskraven.

Ytterbelastad med LAM:

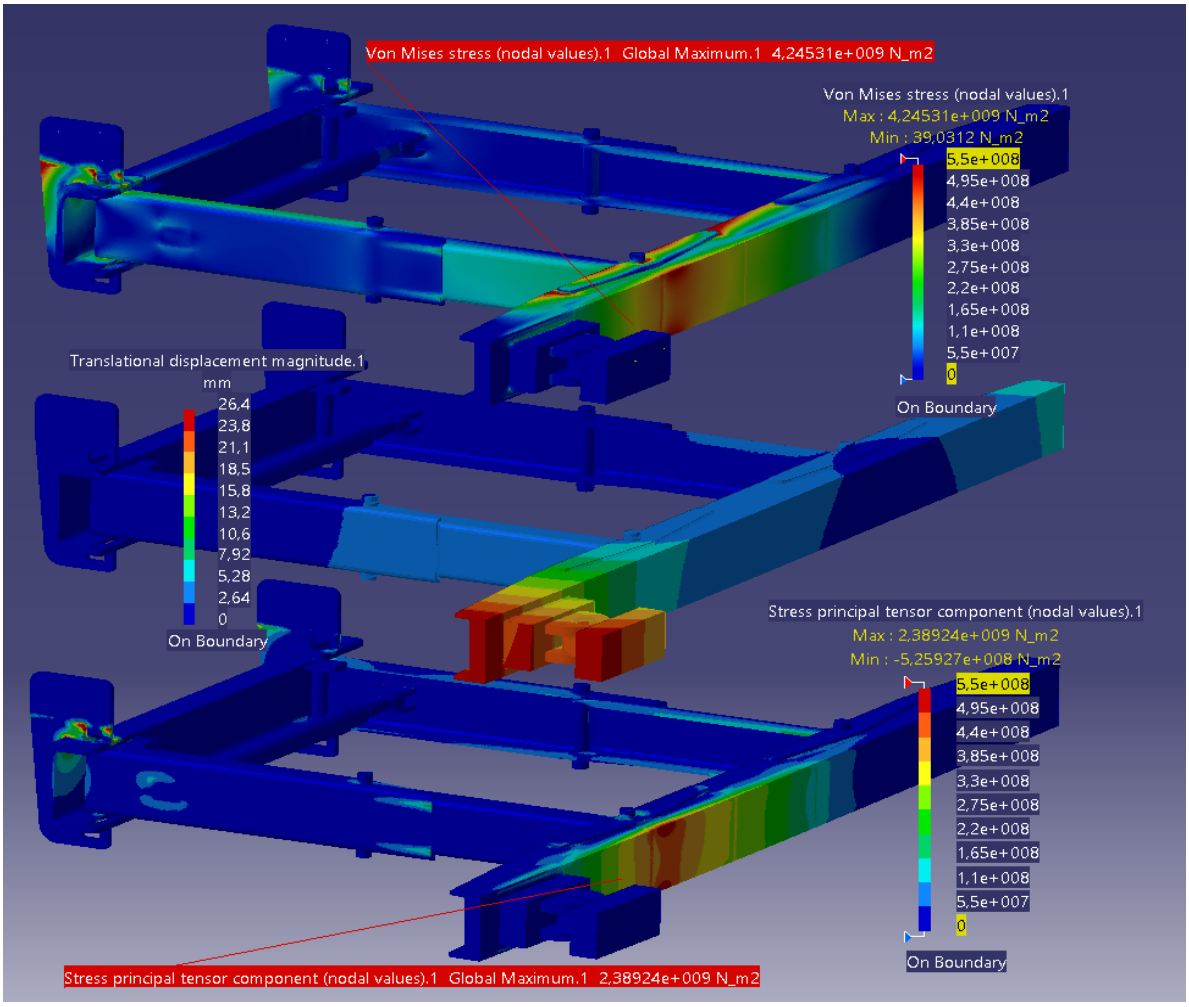
UKSA belastades i detta fall på yttre position $\boldsymbol{P_1}$ med en trycktlast på 88290 N.

Global och lokal deformation:

Global max deformation, $\boldsymbol{\delta_{max,Global} = 26,4\ mm}$, uppkom vid yttersta kanten av balken på vänster sidan av modellen. Balken fick ett vridmoment runt axeln u p.g.a. trycklasten P. Lokal max deformation, $\boldsymbol{\delta_{max,lokal} = 18,7\ mm}$, uppstod i mitten av där LAM tryckte, se figur 48 nedan. Förskjutningen av UKSA visade sig vara under Trafikstyrelsens krav (400 [mm]).

Global Von Mises Effektivspänning:

Global max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,Global} = 4245.3\ MPa}$, uppkom längst ner på axel D, på nedersta flänsen av balken. Detta är eftersom trycklasten skapar en tryckspänningskoncentration, se figur 48 nedan.



Figur 48) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.

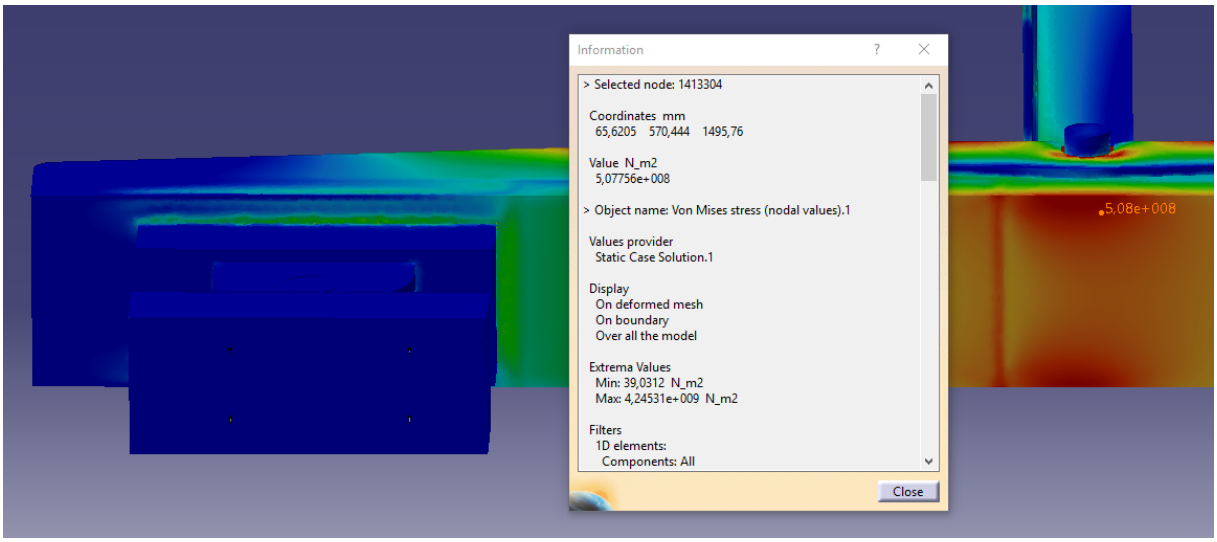
Global Huvudspänning:

Global max huvudspänning, $\boldsymbol{\sigma_{principal}^{max,Global} = 2389,2MPa}$, uppstod längst ner vid axel D på samma område som effektivspänningen.

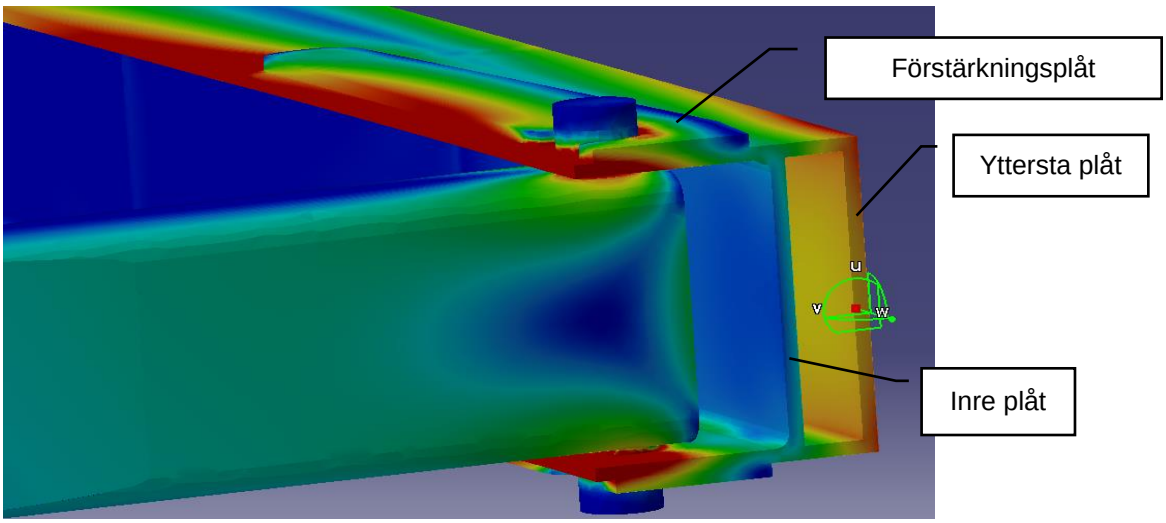
Lokala Von Mises Effektivspänning:

UKS-balk under belastningen:

Lokal max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma_{max,lokal}^{vM} = 500,01\ MPa}$, uppstod på baksidan av balken på yttersta plåten. Däremot fick balkens innersta plåt ett lågt effektivspänningsvärde, se figurer 49 och 50 nedan. Det lokala maximala spänningsvärdet är under den tillåtna materialsträckgränsen $\boldsymbol{R_{p\,0.2} = 650MPa}$.



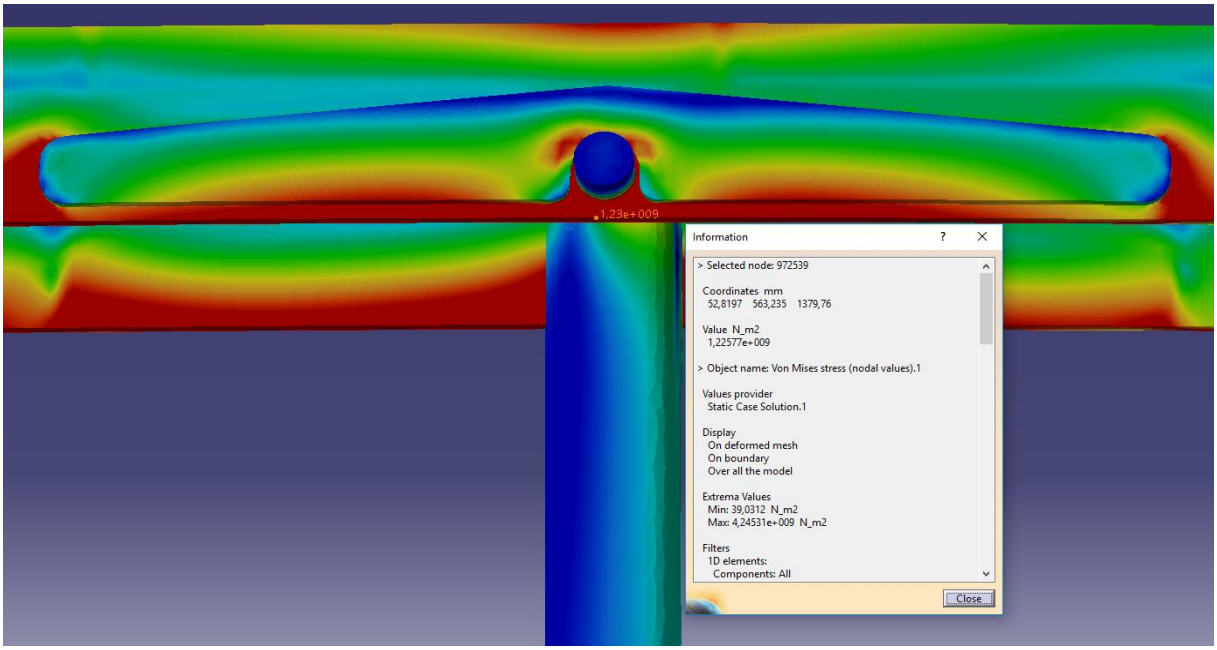
Figur 49) UKS-balk



Figur 50) inne i UKS-balken

Axel D under belastningen:

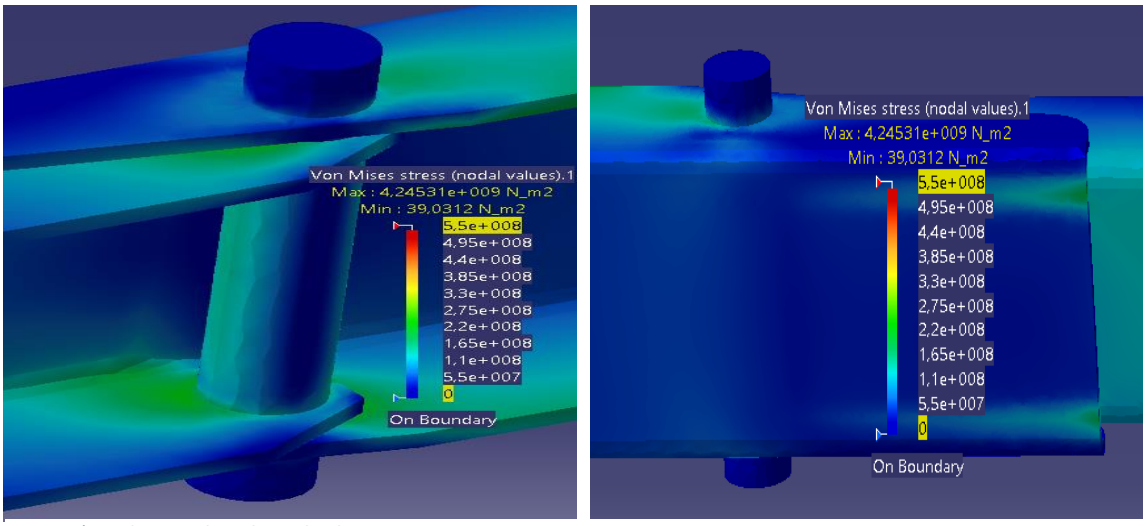
Lokal max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 1225,8\ MPa}$, uppkom på den flänsyta där flänsen är i kontakt med förstärkningsplåten framför axel D, se figur 51 nedan. Ett vridmoment skapas runt axel w eftersom trycklastet är på yttersta positionen. Den höga spänningen kan bero på vinkeln mellan flänsen och förstärkningen. I den simulerade modellen sitter flänsen och förstärkningen ihop med en vinkel på 90 grader vilket gör att spänningen delar upp sig sämre över förstärkningsplåten. I verkligheten svetsas dock förstärkningsplåten och flänsen ihop med en svetsbåge som har en lutning på 45 grader. Detta kommer leda till att den lokala maximala effektiv- och huvudspänningen sjunker.



Figur 51) Axel D

Axel C under belastningen:

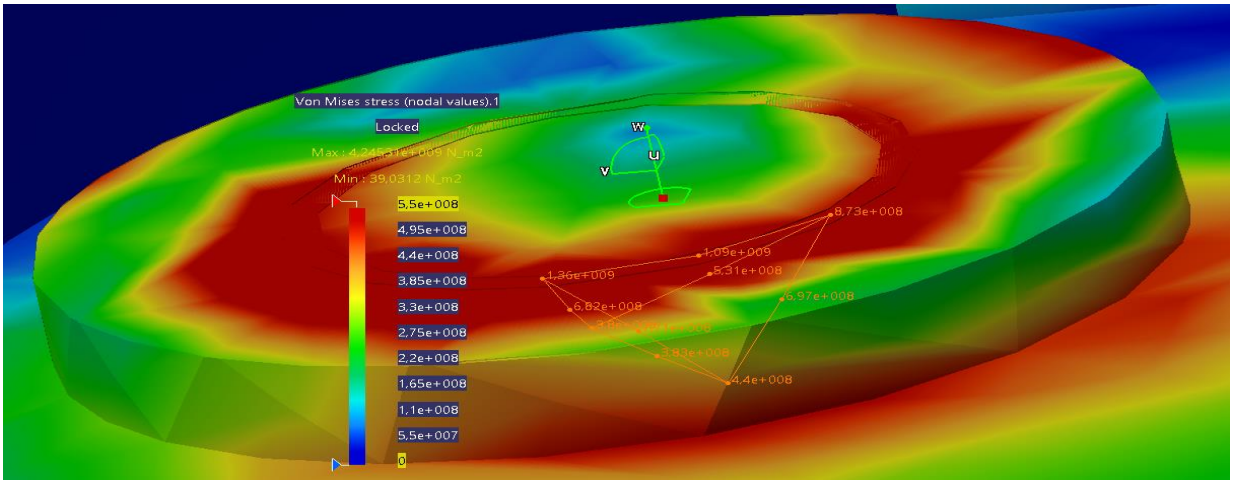
Fram och baksidan av axel C fick låga lokala effektivspänningsvärden som visade sig vara inom den tillåtna materialsträckgränsen i CATIA:s beräkningar, se figur 52 nedan.



Figur52) Axel C: Insida och Backsidan

Axel F under belastningen:

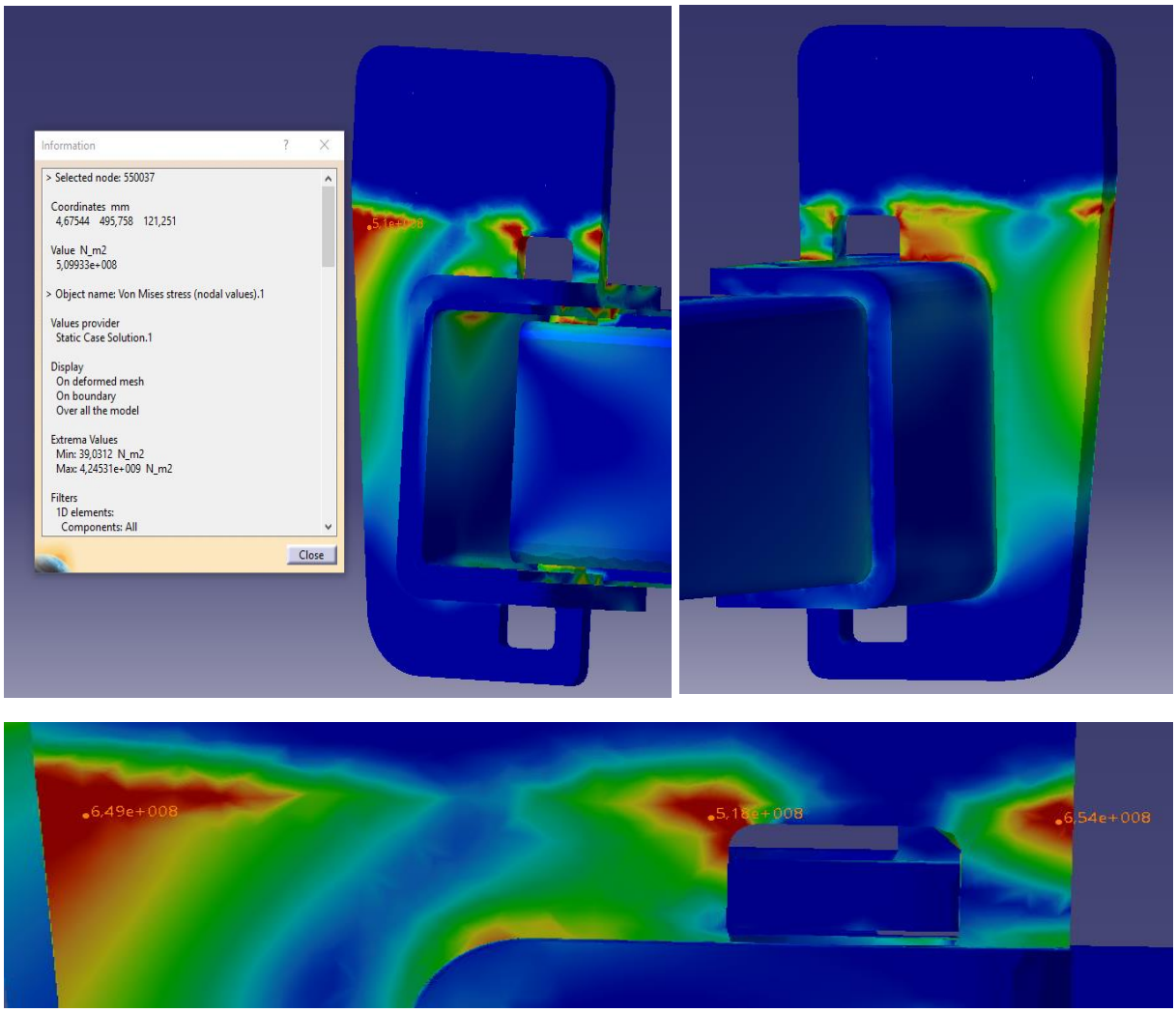
Lokalt effektivspänningsmedelvärde $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal,medel.}} = \mathbf{600\ MPa}$ uppkom där chassits stångskruv är i kontakt med hålets yta vid axel F p.g.a. trycklasten, se figur 53 nedan. Detta är eftersom trycklasten skapar en spänningskoncentration i axel F. Andra höga spänningsvärden uppkom även runt samma område. Plasticering skedde i ett smått område runt axel F men den lyckades ändå hantera tryckbelastningen.



Figur 53) Översta delen av axel F.

Infäste under belastningen:

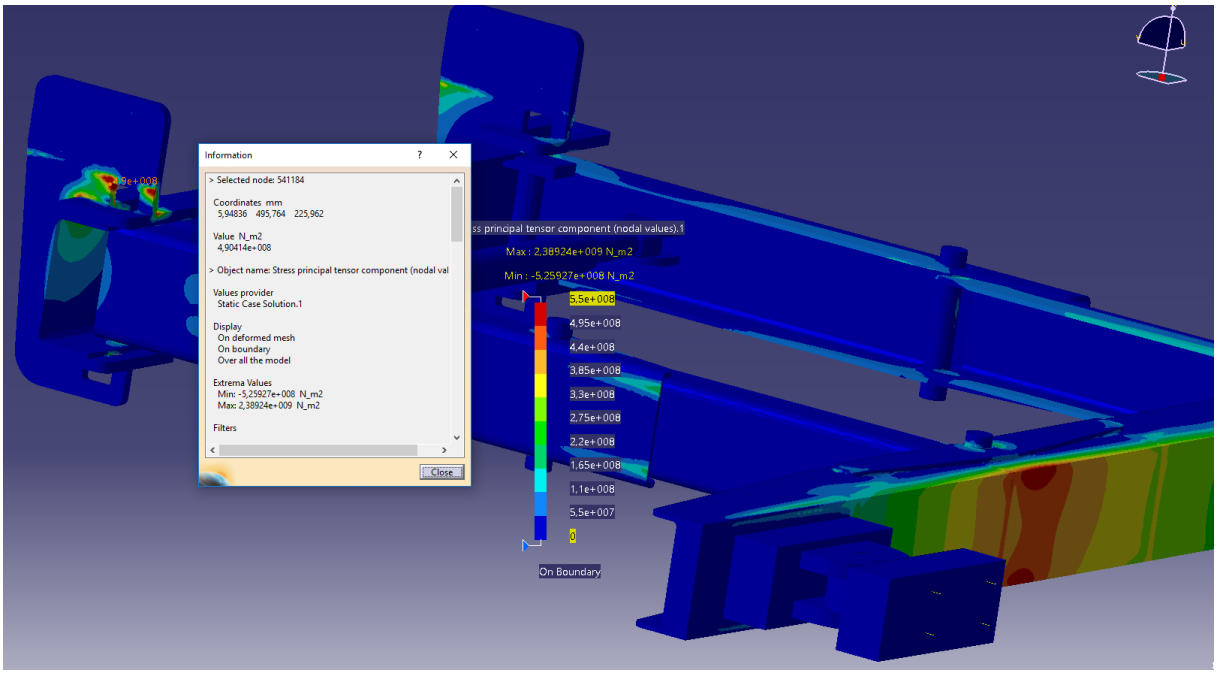
På grund av vridmomentet runt u-axeln ville infästet vrida sig vilket skapar en tryckspänning på baksidan av infästet och en dragspänning och koncentrationsspänning på framsidan vid vassa hörn. Maximala lokala effektivspänningen $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,Lokal} = 510\ MPa}$ uppkom i området på baksidan av infästet vilket är inom den tillåtna sträckgränsen för infästet, $\boldsymbol{R_{p\,0.2} = 650MPa}$, se figur [54] nedan.



Figur 54) Effektivspänning infäste

Lokal huvudspänning:

Lokal max huvudspänning, $\boldsymbol{\sigma_{principal}^{max,Lokal} = 490,4MPa}$, uppkom i samma område som det lokala maximala effektivspänningsområdet. Resten av UKSA fick inte höga huvudspänningar, se figur 55 nedan. Belastningsfallet var inom den tillåtna sträckgränsen.



Figur 55) Huvudspänning

Axel D belastad med LAM:

UKSA belastades i detta fall på Axel D position $\boldsymbol{P_2}$ med en trycklast på 176580 N.

Global och lokal förskjutning:

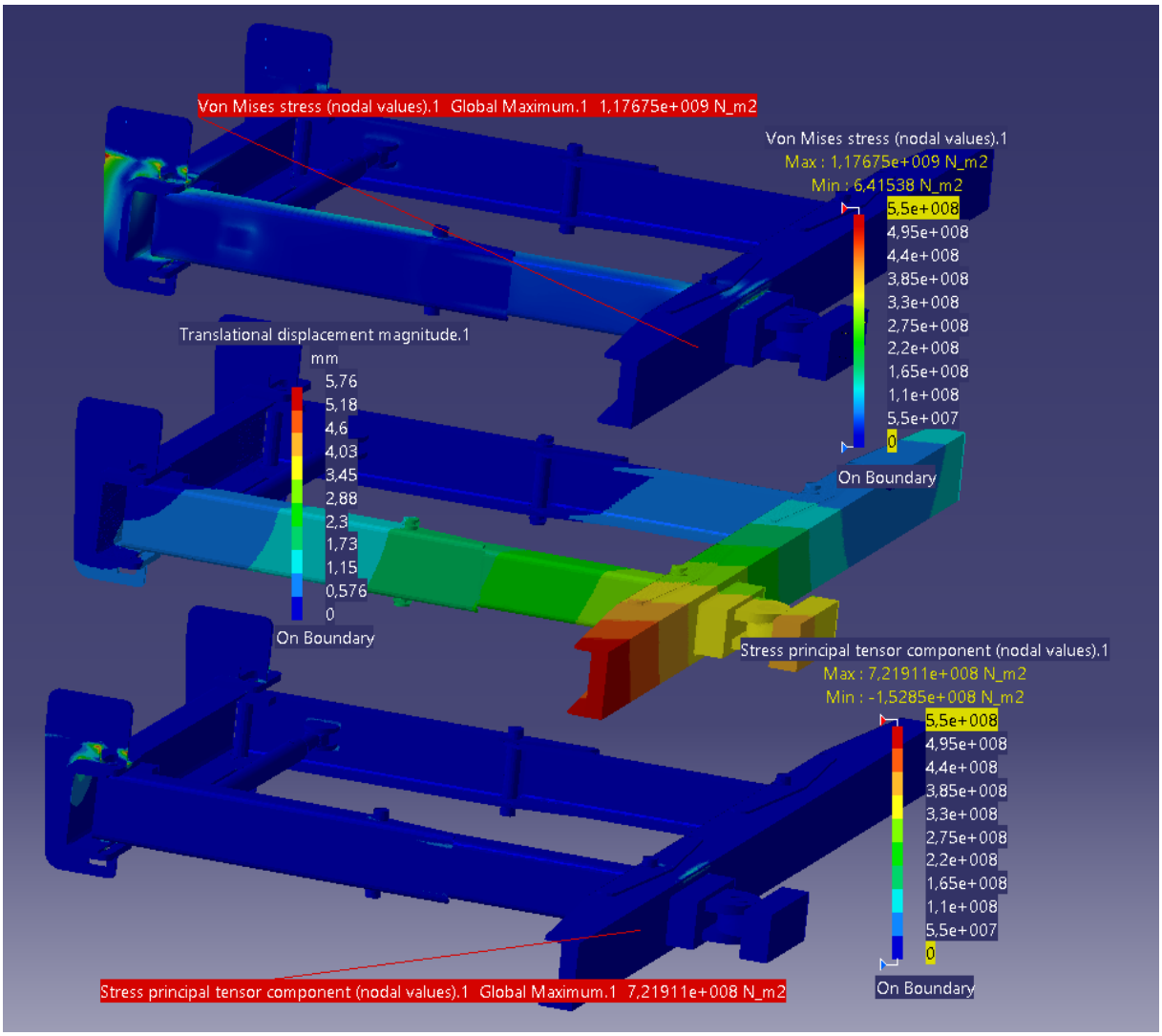
Global deformation, $\boldsymbol{\delta_{\mathbf{max,Gloab}} = 5,76\ \mathbf{mm}}$, uppkom mest på vänster sida av UKS-balken. Den intressanta lokala deformationen $\boldsymbol{\delta_{\mathbf{man,lokal}} = 3\ \mathbf{mm}}$ uppkom i området bakom axel D. Lokala förskjutningen är lägre är Trafikstyrelsens krav, se figur 56 nedan.

Global Von Mises Effektivspänning:

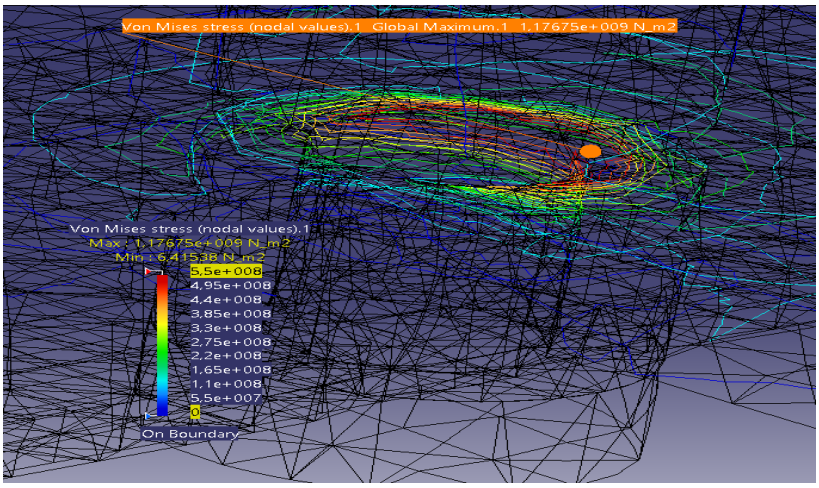
Global max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{\mathbf{vM}}_{\mathbf{max,Global}} = 11767,5\ \mathbf{MPa}}$, uppkom vid nedersta delen av axel D. Detta är eftersom trycklasten skapar en spänningskoncentration, se figur 56 nedan.

Global Huvudspänning:

Den globala maximala huvudspänningen, $\boldsymbol{\sigma^{\mathbf{max,Global}}_{\mathbf{principal}} = 722\ \mathbf{MPa}}$, befinner sig i samma område som effektivspänningen, se figur 56 och 57 nedan. Detta är för att trycklasten skapar en spänningskoncentration.



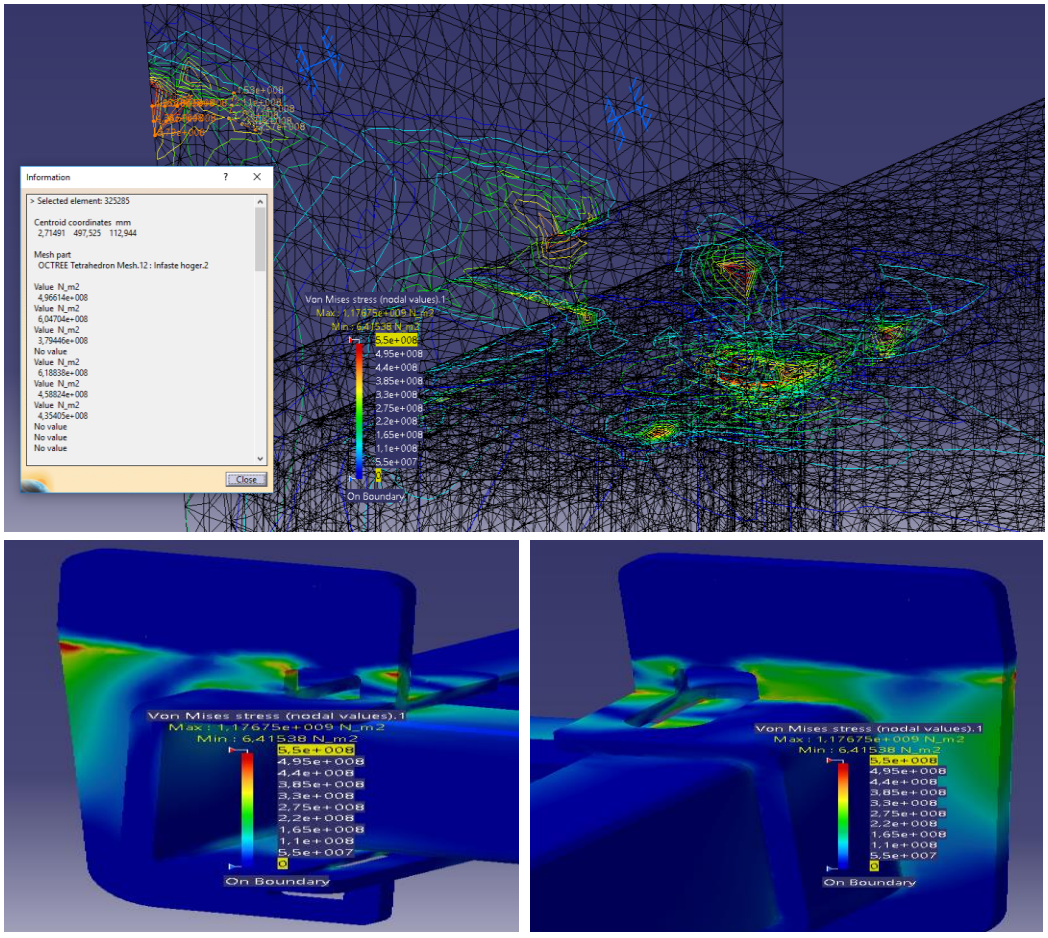
Figur 56) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.



Figur 57) Nedersta delen av axel D

Lokal Von Mises Effektivspänning:

Lokal max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 604,7MPa}$, uppstod vid baksidan av infästet eftersom trycklastet skapar ett vridmoment runt axel u, se figur 58 nedan. Under simulationen skapades några effektivspänningspunkter på framsidan av infästet. Den lokala maximala effektivspänningen, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,Lokal} = 600\ MPa}$, uppstod vid vassa kanter eftersom vridmomentet runt axel u skapade en

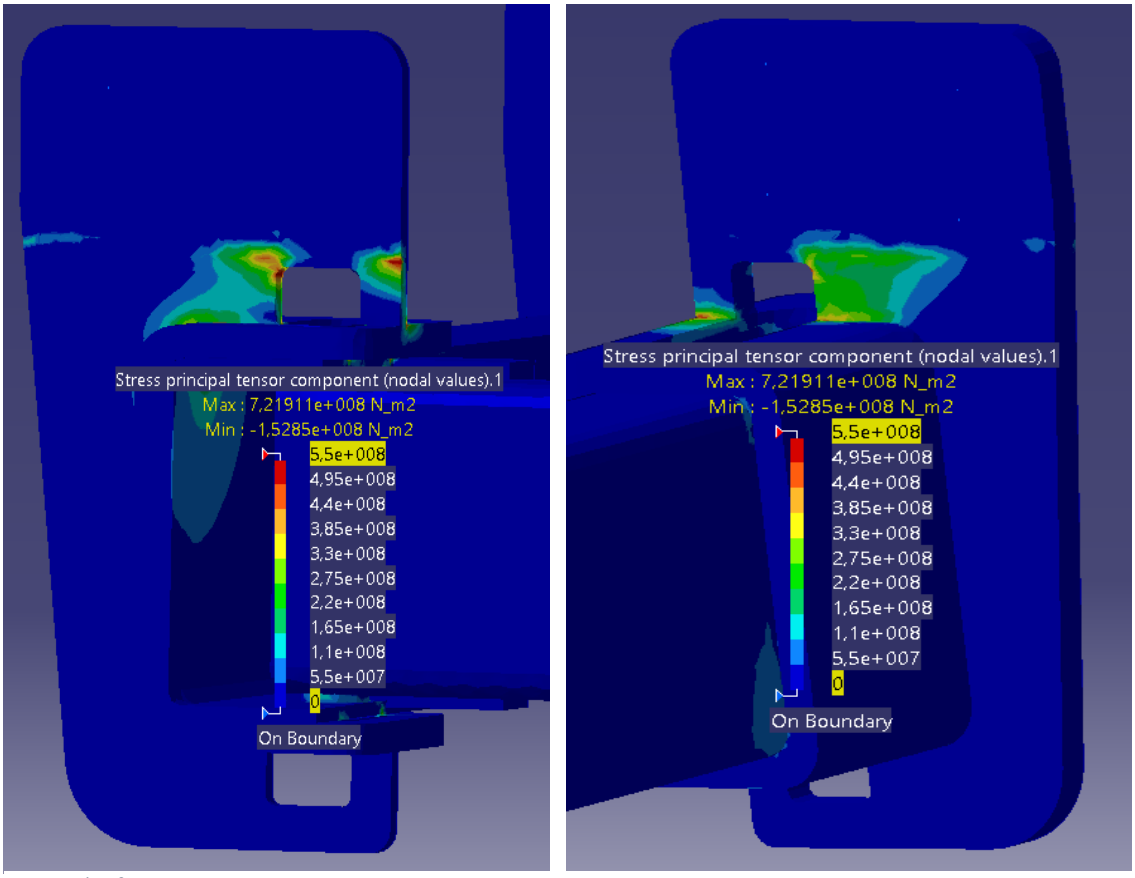


Figur 58) Effektivspänning i området av infäste.

dragspänning, se figur 58 nedan. Maximal lokal effektivspänning av infästet under belastningstestet visade sig vara inom den tillåtna materialsträckgränsen.

Lokal Huvudspänning området:

Lokal max huvudspänning, $\boldsymbol{\sigma_{\text{principal}}^{\text{max,lokal}} = 570\ \text{MPa}}$, uppkom vid den vassa kanten vid främre delen av infästet p.g.a. vridmomentet runt axel u. Detta är för att trycklasten skapar en lokal spänningskoncentration. Dessutom uppkommer en lokal spänningskoncentration vid baksidan av infästet på samma sätt som tidigare, se figur 59 nedan. Lokal max huvudspänning runt infästet ligger under den tillåtna materialsträckgränsen.



Figur 59) infäste

Centralbelastad med LAM:

I detta fall belastades UKSA centralt på UKS-balken på position $\boldsymbol{P_3}$ med en trycktlast på 88290 N.

Global och lokal förskjutningen:

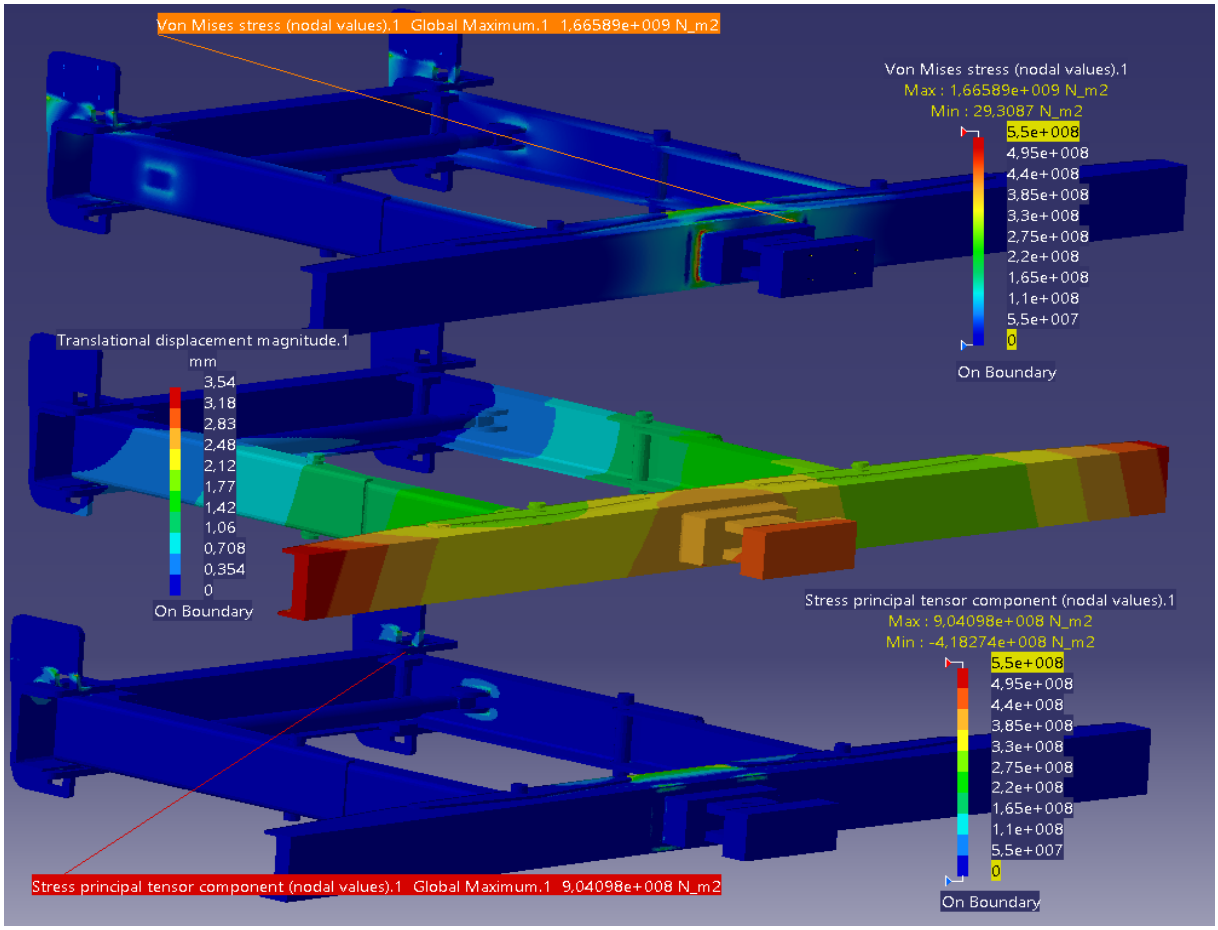
Global max deformation, $\boldsymbol{\delta_{\mathbf{max,Global}} = 3,54\ mm}$, uppkom vid yttersta kanten av UKS-balken på vänster sidan av modellen. Chassit vred sig runt axeln u p.g.a. trycklasten P. Den lokala maximala deformationen, $\boldsymbol{\delta_{\mathbf{max,lokal}} = 2,6\ mm}$, uppkom i mitten av chassit, se figur 60 nedan. Deformationen är under Trafikstyrelsens krav på 400 [mm].

Global Von Mises Effektivspänning:

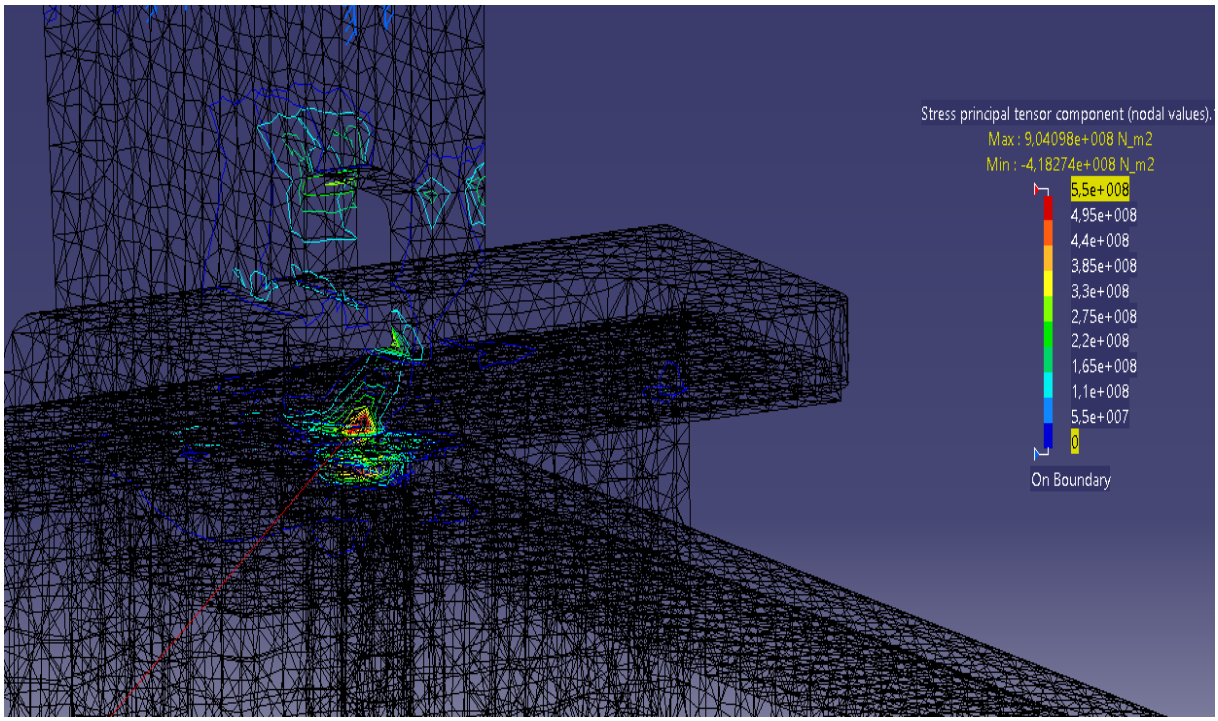
Global max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,Global} = 1665,9\ MPa}$, uppkom där de två vassa hörnen av LAM var i kontakt i med balken, se figur 60 nedan.

Global och Lokal Huvudspänning:

Global max huvudspänning, $\boldsymbol{\sigma^{max,global}_{principal} = 904,1\ MPa}$, uppkom vid kontaktytorna mellan infäste från höger sidan och chassi. Detta är för att chassit trycktes mot infästesplåten och skapades en lokal spänningskoncentration, se figur 60 och 61 nedan.



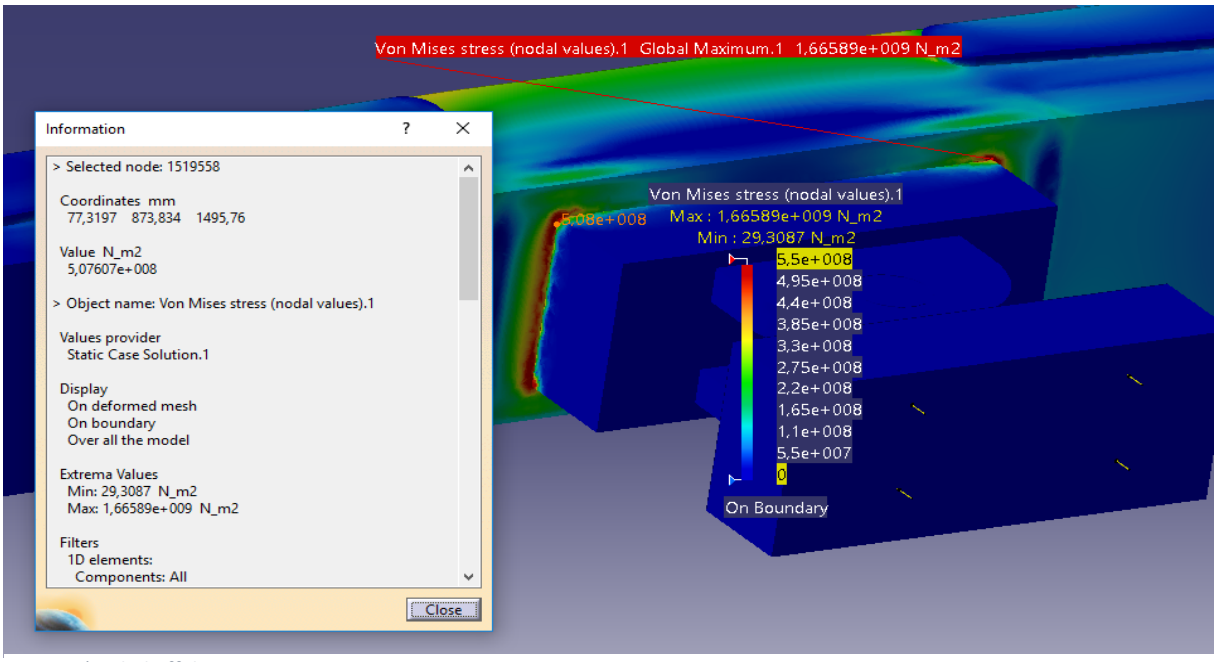
Figur 60) Övre modellen: effektivspänning. Mittersta modellen: deformation. Nedersta modellen: huvudspänning.



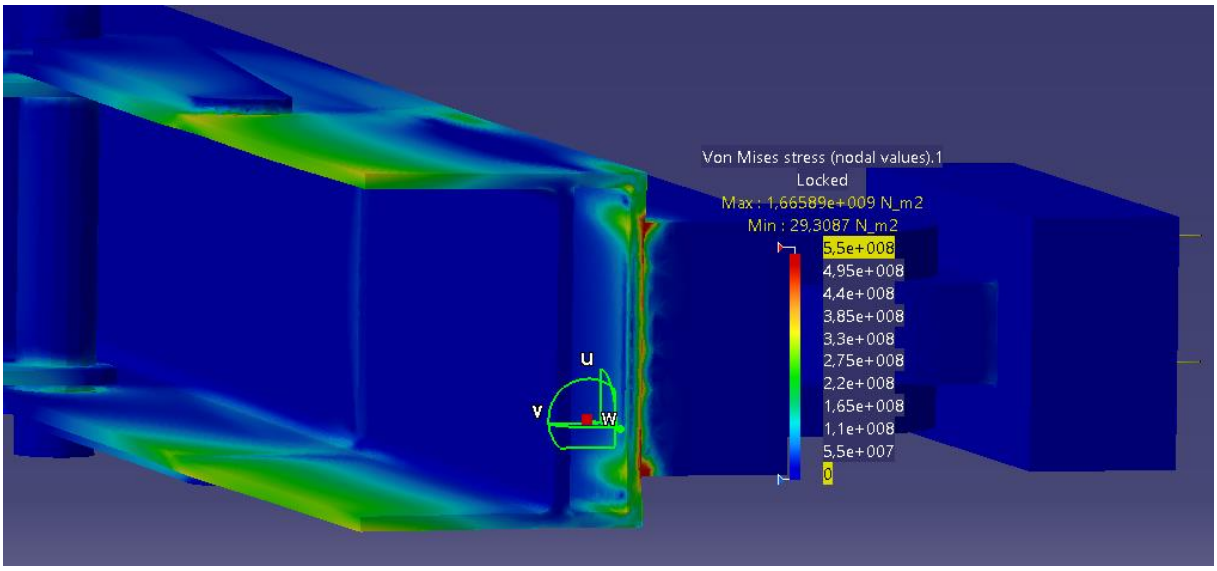
Figur 61) Huvudspänning mellan infäste och chassin

Lokala Von Mises Effektivspänning:

Lokal max effektivspänning, $\boldsymbol{\sigma^{vM}_{max,lokal} = 507,6\ MPa}$ uppstod i den yta där LAM:en var i kontakt med yttersta UKS-balkens plåt, se figur 62 nedan. Den lokala spänningskoncentrationen uppkom på de markerade koordinaterna som visas i figur 63. Den lokala maximala effektivspänningen var inom den balkens tillåtna materialsträckgräns.



Figur 62) Lokal effektivspänning



Figur 63) Vy från x-och y planet

Resultat Fall C:

Tabell 6) Test C, resultatet av UKSA: effektivspänningar, deformation och huvudspänningar

Effektiv-och huvud spänning [$\boldsymbol{MPa}$] *och deformation* [mm]

	P [N]	$\sigma^{vM}_{lok.max}$	$\sigma^{vM}_{Glob.max}$	$\delta_{lok.max}$	$\delta_{Glob..max}$	$\sigma^{lok.max}_{principal}$	$\sigma^{Glo.max}_{principal}$
Center	88290	507,6	1665,9	2,6	3,54	904,1	1665,9
Axel D	176580	604,7	1767,5	3	5,76	570	722
Yttre	88290	600	1225,8	19,7	26,4	490	2389,2

Tabell 6 ovan visar upp alla de globala och lokala maxspänningarna som togs fram från testfall C med olika trycklastspositioner. Utifrån tabellen kan man se att trycklasten mot UKSA skapades några lokala spänningskoncentrationer. Detta beror på vridmomentet runt axel u vid olika typer av trycklastspositioner. De maximala lokala spänningsvärdena har störst betydelse eftersom plasticering sker i de områdena.

Modellen belastades med olika trycklastspositioner på liknande sätt som under testkörning A. Den nya modellen bevisades vara inom den tillåtna materialsträckgränsen och förskjutningsgränsen vid alla tre trycklastspositioner under simulering av testfall C.

Jämförelse av verkliga test och CATIA:s testkörningar

I detta avsnitt jämförs den verkliga testkörningen och CATIA:s testkörning. Målet är att en jämförelse ska ge en bättre förståelse om de olika testkörningsmodellerna.

CATIA Testkörning:

LAM med trycklasten P ligger på en riktningslinje från koordinatsystemets origo och är parallell med y-axelns riktningslinje. I programmet åker trycklasten i sin riktning rakt fram på belastningens positiva riktningslinje från UKS-balken mot chassit. Det klämda området är mellan LAM och infäste och resultaten från dessa spänningar och deformationer kan ses i Tabell 7. Belastningen fortsätter på sin riktningslinje och på grund av det vrids modellen runt axeln u. Den nya modellen (test C) bevisades att vara inom den tillåtna sträckgränsen och förskjutningsgränsen.

Tabell 7) Testkörning av tryckbelastad UKSA

Testkörning Pkt. A) Effektiv- och huvudspänning [**MPa**] och deformation [mm]							
Tryckbelastade	*P* [N]	$\sigma^{vM}_{lok.max}$	$\sigma^{vM}_{Glob.max}$	$\delta_{lok.max}$	$\delta_{Glob..max}$	$\sigma^{lok.max}_{principal}$	$\sigma^{Glob.max}_{principal}$
Center	49050	300	132,3	2,5	4,53	270	633,4
Axel D	88290	400	1596,2	5,15	5,72	290	850,3
Yttre	49050	370	2080,5	5,5	19	340	1215,2
Testkörning Pkt. B) Effektiv- och huvudspänning [**MPa**] och deformation [mm**]**							
Tryckbelastade	*P* [N]	$\sigma^{vM}_{lok.max}$	$\sigma^{vM}_{Glob.max}$	$\delta_{lok.max}$	$\delta_{Glob..max}$	$\sigma^{lok.max}_{principal}$	$\sigma^{Glo.max}_{principal}$
Center	88290	-	-	-	-	-	-
Axel D	176580	960,3	7253,7	958	1156,93	-	-
Yttre	88290	1090	5037,9	559	669	-	-
Testkörning Pkt. C) Effektiv-och huvud spänning [**MPa**] och deformation [mm]							
Tryckbelastade	*P* [N]	$\sigma^{vM}_{lok.max}$	$\sigma^{vM}_{Glob.max}$	$\delta_{lok.max}$	$\delta_{Glob..max}$	$\sigma^{lok.max}_{principal}$	$\sigma^{Glo.max}_{principal}$
Center	88290	507,6	1665,9	2,6	3,54	904,1	1665,9
Axel D	176580	604,7	1767,5	3	5,76	570	722
Yttre	88290	600	1225,8	19,7	26,4	490	2389,2

Verkligt test:

I det verkliga testet belastades UKSA:n med en LAM på sin trycklastsriktning på samma sätt som i CATIA:s simulationen. Figur 64 visar den översta och nedersta delen av axel F, chassi och inre U-profilen efter tryckbelastning med LAM:en. Störst plasticering uppkom i de områden av axel F där chassi, infäste och inre U-profil var uppsatt med två stycken korta skruvförband. På grund av att



Figur 64) Axel F, Chassit och inre U-profil

plasticering uppkommer så ändras trycklastens riktningslinje vilket skapar ytterligare plasticering vid axel F. Det blev inga deformationer på de andra komponenterna eller de andra axlarna av UKSA:n. Efter tillräckligt hög plasticering börjar till och med de svetsade områdena runt axel F att spricka, se figur 64 nedan.

Jämförelse resultat:

Ändringarna av infäste, inre U-profilen och yttre U-profilen Från Pkt. C visades att modellen fyllde det nya kravet (nya trycklaster) från Trafikstyrelsen under de olika last positionerna som testades i CATIA programmet, (UNITED NATIONS, Addendum 57-Regulation No.58, July 2016). Modellen kan testköras i verkligheten map FEM beräkningar och analys av ny konstruktion från Pkt C.

Resultat:

Examensarbetets syfte är att säkerställa att en underkörningsskyddsanordning (UKSA) för lastbilar uppfyller de kommande kraven från Transportstyrelsen. I den mån befintlig UKSA inte visar sig fylla dessa krav, är uppgiften att föreslå (och verifiera numeriskt) konstruktionsändringar som leder till kravens uppfyllande. (Se inledningens punkter A, B och C.).
Beräkningar i CATIA genomfördes för sammanlagt åtta kombinationer av laster och konstruktioner:

A. På befintlig UKSA-konstruktion applicerades de nuvarande kravens tre olika laster, för att bekräfta att den numeriska modellen verkligen (som redan är känt) visar att befintlig konstruktion uppfyller de nuvarande belastningskraven.
B. PÅ befintlig UKSA-konstruktion applicerades de kommande kravens olika laster. Emellertid genomfördes endast två beräkningar, då dessa visade att befintlig konstruktion kollapsar och ej kan uppfylla de nya kraven.
C. På en föreslagen ny UKSA-konstruktion applicerades de kommande kravens tre olika laster. Resultaten visar att den, på grundval av analyser av orsakerna till kollapsen under föregående punkt utvecklade, nya konstruktionen verkligen kan förväntas klara de nya kraven, både vad avser maximala spänningar och maximal deformation.

Det är värt att notera att det positiva resultatet under C beräknades trots att bultarna i den numeriska modellen är väsentligt vekare än de verkliga bultar som i praktiken används (och fortsättningsvis förväntas användas) i UKSA:n.
Den nya konstruktionen innebär i praktiken några mindre modifikation av UKSA:n jämfört med den befintliga: 1) Den bakre balken modifieras och förses med förstärkningar. 2) Infästningarna mellan UKSA:n och bilens chassi modifieras. 3) U-profilerna modifieras.
Med den nya konstruktionen ökar belastningsförmågan hos UKSA:n från 49050 N till 88290 N på ytter- och centraldelen av UKS-balken och från 88290 N till 176580 N på axeln D genom UKS-balken.

Tillrådan:

- Det vore önskvärt att numerisk verifiera den nya konstruktionens hållbarhet också under dynamisk last.
- Eftersom den nya konstruktionen inte är viktoptimerad (detta ingick inte i examensarbetet) är det möjligen önskvärt att genomföra en sådan optimering.
- Det finns anledning att ytterligare studera och eventuellt förstärka skruvförbanden.
- Att tillverka en prototyp enligt ovan angivet förslag för experimentell verifiering av ovanstående numeriska resultat.

Referenser:

- Ansys, Inc. 1998. Kapital 3: Adaptive Meshing. (u.d.). Hämtat från http://www.ansys.com/-/media/Ansys/corporate/resourcelibrary/conference-paper/2004-Int-ANSYS-Conf-54.PDF

- Dahlberg, T. (2001). Formelsamling i hållfastighetslära. *3:e upplagan, Studentlitteratur* .

- Hyreslandslaget. (u.d.). *Riktpress hydraulisk 5 ton*. Borås, Sverige. Hämtat från https://syd.hyreslandslaget.se/riktpress-hydraulisk--5-ton-754423

- Olsson, S. a. (2005). Formelsamling i Mekanik.

- Pointer, J. (2004). Adaptive Meshing, Kapital 3. 1. Hämtat från http://www.ansys.stuba.sk/html/guide_55/g-adv/GADV3.htm

- Rechnitzer, G., & Grzebieta, R. (August 1999). *Crashworthy systems- a paradigm shift in road safety design.* https://www.researchgate.net/institution/UNSW_Sydney: UNSW Sydney.

- (2016). *Statistik upphinnandeolyckor.* Roy Yamazaki, Transportyrelsen. Göteborg: Väg-och järnvägsavdelning. Hämtat från www.transportstyrelsen.se 2016

- UNITED NATIONS, Addendum 57-Regulation No.58. (July 2016). *Concerning the Adoption of Uniform Technical Prescriptions for Wheeled Vehicles, Equipment and Parts which can be fitted and/or be used on Wheeled Vehicles and the Conditions for Reciprocal Recognition of Approvals Granted on the Basis of these Prescriptions.* USA.

- Watson, L. (December 2013). *Multi Tasking Exercises.* India: TEAM-BHP.COM . Hämtat från http://www.resqmed.com/MultiTaskEx.htm och http://www.team-bhp.com/forum/technical-stuff/145599-under-run-bars-trucks-why-they-important-you.html