

CHALMERS



Vridstyvhetsberäkning på del av bilkaross Utformning av arbetsmetod i Catia

*Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom
Maskiningenjörsprogrammet*

Marcus Hansson
Peter Olsson

Institutionen för Material- och tillverkningsteknik
Avdelningen för Avancerad oförstörande provning
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sweden, 2014
Examinator: Gert Persson. Examensarbete No. 123/2014

EXAMENSARBETE NO. 123/2014

Vridstyvhetsberäkning på del av bilkaross

Utformning av arbetsmetod i Catia

Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom
Maskiningenjörsprogrammet

MARCUS HANSSON

PETER OLSSON

Institutionen för Material- och tillverkningsteknik
Avdelningen för Avancerad oförstörande provning

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sweden, 2014

Vridstyvhetsberäkning på del av bilkaross
Utformning av arbetsmetod i Catia

Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom Maskiningenjörsprogrammet

MARCUS HANSSON
PETER OLSSON

© MARCUS HANSSON, PETER OLSSON, 2014

Examensarbete No. 123/2014
Institutionen för Material- och tillverkningsteknik
Avdelningen för Avancerad oförstörande provning
Chalmers tekniska högskola
SE-412 96 Göteborg
Sverige
Telefon: + 46 (0)31-772 1000

Omslag:
Utklippt övre D-stolpe-knut på bilkaross, modell A.

Tryckeri: Institutionen för Material- och tillverkningsteknik
Göteborg, Sweden, 2014


FÖRORD

Följande examensarbete är utfört på Volvo Personvagnar i Göteborg under våren 2014. Arbetet är en del i Maskiningenjörsutbildningen med inriktningen konstruktion vid Chalmers Tekniska Högskola. Utbildningen omfattar 180 hp varav examensarbetet står för 15 hp.

Vi skulle vilja passa på att tacka avdelning 93700 på karossutveckling för ett trevligt bemötande. Personerna på avdelningen har varit behjälpliga och svarat på diverse frågor. Ett särskilt tack vill vi rikta till avdelningens chef Magnus Hansson som fungerat som handledare och stöd. Vidare har även beräkningsingenjör Henrik Ebbinger haft en viktig roll i arbetet där han med sin tid och kunskap bidragit till arbetets utveckling. Slutligen vill vi även lyfta fram Håkan Runius och Henrik Puhasmägi för deras hjälp vid diverse funderingar och bidragande av goda råd.

Marcus Hansson & Peter Olsson, Chalmers Tekniska Högskola.

Göteborg den 21 augusti 2014



Marcus Hansson



Peter Olsson

SAMMANFATTNING

Volvo Personvagnar är ett svenskt bilföretag som tillverkar personbilar. Vid utveckling av nya bilmodeller strävas alltid efter att förbättra säkerhet och körupplevelse. En viktig del i arbetet är då karosskonstruktionen. Karossen är själva skalet som utgör formen av bilen samt stommen som håller ihop den. För att ständigt uppnå bättre karosskonstruktioner krävs det bra och effektiva analysmetoder.

Konstruktörerna på Volvo använder i dagsläget CAD-programmet Catia vid modellering av nya karossdelar. När ett konstruktionsförslag har framarbetats skall det analyseras av beräkningsingenjörer med avseende på hållfasthet och vridstyvhet. För att effektivisera arbetet mot bättre karosskonstruktion vill man undersöka om Catias FEM-modul är ett användbart verktyg för konstruktörerna att själva kunna analysera modeller med avseende på styvhet.

Syftet med arbetet är att utforma en metod för beräkning av vridstyvhet i Catia samt skapa en manual som genomgående beskriver varje steg. Arbetet är avgränsat så att endast övre D-stolpe-knuten på karossen kommer behandlas.

Arbetet har visat att Catias mjukvara för FEM-beräkningar lämpar sig för vridstyvhetsanalyser av karosskomponenter. Två olika angreppssätt för den så kallade knutstudien har tagits fram. Ett där krafter appliceras på knuten och den elastiska töjningsenergin studeras, ett annat där en egenfrekvensanalys görs för att beräkna styvheten. Båda sätten har visats fungera men den rekommenderade och föreslagna metoden är egenfrekvensanalysen. Anledningen för detta är att den kräver mindre arbetsinsats och fungerar bra för olika bilar med olika konstruktionslösningar och storlekar. Två skrivna guider har utformats där även två personer på avdelningen testat metoden med gott resultat.

Den främsta styrkan och vinningen med arbetssättet är att både tid och pengar kommer att sparas. I dagsläget måste konstruktören invänta beräknings svar från hållfasthetsavdelningen för att veta resultatet av exempelvis en konstruktionsförändring. Med den skrivna manualen som stöd kommer konstruktören själv att kunna utföra enklare vridstyvhetsberäkningar och direkt få ett svar om förändringarna påverkar komponenten positivt eller negativt.

SUMMARY

Volvo Car Corporation is a Swedish car manufacturer. In development of new car models, the aim is always to improve safety and driving experience. An important part of the work is the body structure. The car body forms the outer shell and frame of the car. To improve the structural design, it is essential to have accurate and time effective analyzing methods.

The engineers at Volvo uses the CAD software Catia when developing new car parts. When a proposition for a new design has been developed, the body structure needs to be analyzed by another department with respect to strength and torsional stiffness. In a way to improve the work towards better body design, Volvo wants to examine if the FEA-software in Catia is a suitable tool for the engineers to analyze the torsional stiffness themselves.

The purpose of the project is to create a method for torsional stiffness analysis in Catia and write a guide of how to use it. The project will only cover the upper D-pillar joint of the car.

The project has proved that Catia is a suitable program for analyzing the torsional stiffness of car body parts. Two different approaches for the so called joint study have been developed. One where loads are applied to the joint and the elastic energy is calculated, another where an eigenfrequency analysis is performed to determine the stiffness. Both ways have their pros and cons but the recommended method is the one with eigenfrequency. This is because the approach is more straightforward and works on different car models with different design and size. Two written guides explaining the procedures have been made. These have also been tested by two engineers with good result.

The main strength and gain is that the method will result in both time and cost savings. As of today the engineers need to await the result from other departments to know if the change of design is for better or worse. The engineers will now be able to perform torsional stiffness analysis themselves by using the guide. This way they will get an immediate result if the change affects the component in a positive or negative way.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1	INLEDNING	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	1
1.3	Avgränsningar	1
1.4	Precisering av frågeställning	2
2	TEORETISK REFERENSRAM	3
2.1	Karosskonstruktion	3
2.2	Vridstyvhet	5
2.2.1	Vridstyvhets inverkan på bilkarossen	5
2.2.2	Vridstyvhetssimulering	6
2.3	Catia CAD/FEM	7
2.4	Energi och arbete	7
2.5	Egenfrekvens	8
2.6	Korrelation och regression.....	10
3	METOD.....	11
3.1	Förstudie	11
3.2	FEM-modellering	11
3.3	Styvhetsanalys	12
3.4	Utformning av manual.....	12
4	FEM-MODELLERING I CATIA	13
4.1	Skalmodellering.....	13
4.2	Skapande av mesh och tilldelning av egenskaper	13
4.3	Definiering av svetsar	14
5	HELBILSSIMULERING OCH BETEENDEANALYS.....	15
5.1	Helbilssimulering i Animator	15
5.2	Beteendeanalys i Catia.....	17
6	KONVERGENSSTUDIE.....	21
7	STYVHETSANALYS I CATIA.....	22

8 VERIFIERING AV ANALYSMETOD.....	24
8.1 Modellförändringar.....	24
8.2 Resultatjämförelse med Nastran.....	24
8.3 Tillämpning av metoden på andra bilmodeller.....	26
9 EGENFREKVENSPANALYS	27
9.1 Jämförelse mellan egenfrekvensanalys och punktkrafter.....	27
10 UTFORMNING AV MANUAL.....	29
11 SLUTSATS	31
KÄLLFÖRTECKNING	33
Bilagor	

1 INLEDNING

I detta kapitel beskrivs arbetets bakgrund och syfte samt vilka avgränsningar som har gjorts. Slutligen presenteras även frågeställningen som arbetet skall besvara.

1.1 Bakgrund

Volvo Personvagnar, idag ägt av det kinesiska företaget Geely, är ett svenskt bilföretag som tillverkar personbilar i premiumsegmentet. Ett av Volvos kärnvärden är säkerhet, där de har som mål att år 2020 skall ingen omkomma eller allvarligt skadas i en ny Volvobil. För att uppnå detta är karosskonstruktionen en mycket viktig del i arbetet. Det krävs därför bra metoder och arbetsätt för att analysera och förbättra olika delar av konstruktionen.

Karossavdelningen på Volvo är uppdelad efter olika områden hos karossen. Den avdelning där arbetet är utfört på ansvarar för den bakre delen och taket på bilen.

Vid konstruktion av nya bilmodeller på Volvo strävar man alltid efter att göra bilen styvare, detta för att förbättra köregenskaper och upplevelse. När ett konstruktionsförslag är framarbetat av konstruktörerna ska detta testas av beräkningsingenjörer som utför hållfasthets- och styvhetsberäkningar. Denna process är självklart väldigt viktig men även tidskrävande. Man vill därför undersöka om det finns ett sätt för konstruktörerna att själva göra enkla beräkningar för att snabbt få ett svar på åt vilket håll de arbetar mot, om den nya konstruktionen blir bättre eller sämre jämfört med den gamla. Detta skulle korta ner ledtiderna i projekten och konstruktörerna skulle slippa väntetid innan beräkningssvaren återfås från hållfasthetsavdelningen.

I dagsläget använder Volvo CAD-programmet Catia vid modellering av karossdelar. Därför ska en studie göras där det undersöks om styvhetsberäkningar kan utföras i Catias FEM-modul.

1.2 Syfte

Syftet är att skapa en metod som konstruktörerna kan använda sig av för att beräkna styvhet på karosskonstruktioner med hjälp av Catia. Detta för att spara tid och pengar. Arbetet skall utvärdera om Catia är ett användbart verktyg för dessa ändamål. Slutligen skall en knappologi för att utföra analysen i Catia tas fram. Den skall vara så enkel och tidseffektiv som möjligt.

1.3 Avgränsningar

På bilkarossen kommer ett par specifika områden att behandlas. Det är främst övre D-stolpeknuten som fokus kommer ligga på där vridstyvhet skall beräknas. Om tid finns skall den övre A-stolpeknuten studeras med avseende på krockdeformation. Som nämns i syftet används CAD-programmet Catia. Inga förslag på förbättringar av karosskonstruktioner skall presenteras.

1.4 Precisering av frågeställning

Utifrån syftet kan frågeställningen sammanfattas i följande punkter.

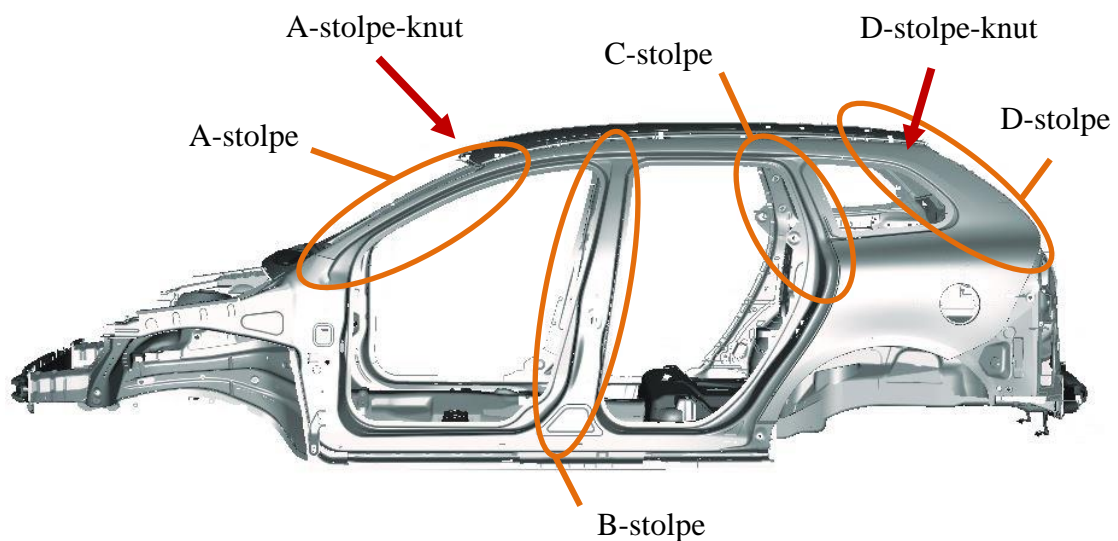
1. Undersöka om mjukvaran hos Catias FEM-modul är lämplig för att utföra vridstyvhetsberäkningar på berörd konstruktion.
2. Går det att skapa någon slags generell manual som en konstruktör kan följa för att studera vridstyvheten?
3. Om ja på fråga 2, kan metoden användas:
 - Av någon som saknar FEM-utbildning?
 - För olika bilmodeller med olika design?
 - För att snabbt jämföra ifall en förändring förbättrade eller försämrade modellen?

2 TEORETISK REFERENS RAM

I detta kapitel presenteras teori som används i arbetet samt förklarande fakta som behövs för att förstå innehållet.

2.1 Karosskonstruktion

En personbil består oftast av två huvuddelar, chassit och karossen. I chassit ingår delar som drivlinan, hjulupphängning och motor. Karossen är själva skalet som utgör formen av bilen och som vilar ovanpå chassit. I figur 2.1 nedan presenteras delar av en karosmodell av Volvo XC60.



Figur 2.1 – "Body in White" av Volvo XC60 med benämning av viktiga områden.

De delar som kan ses i figuren ingår under samlingsnamnet "Body in White". BiW är stommen i bilen och består av pressade plåtdelar som svetsats ihop till önskad form. I BiW ingår inga rörliga delar så som dörrar eller motorhuv utan allt är fastsvetsat, [1]. Namnet Body in White kommer från den tiden då alla karosser, oavsett bilmärke grundmålades vita, därav Body in White, [13].

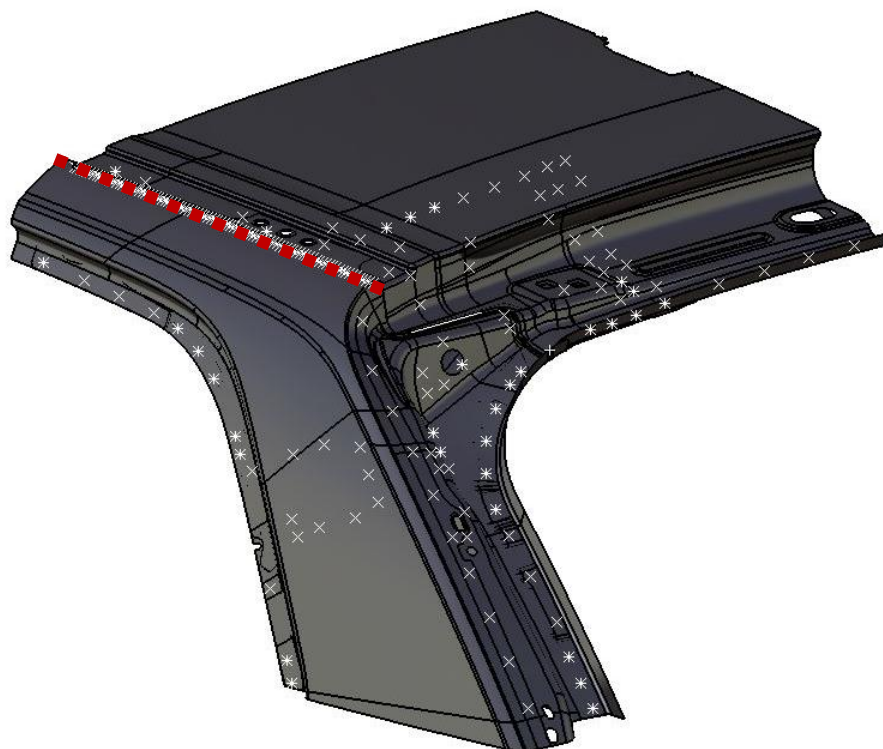
I figur 2.1 framgår också vad vissa delar har för namn. Som kan ses kallas den främre stolpen längs vindrutan för A-stolpe, följt av B-, C- och D-stolpen. I ändarna av dessa stolpar finns områden som kallas för knutar. I knutarna möts och sammansvetsas flera olika delar av karossen.

I detta arbete behandlas övre A- och D-stolpe-knuten, vilka visas nedan i figur 2.2.



Figur 2.2 – T.v. utklippt övre A-stolpe-knut. T.h. övre D-stolpe-knut.

Som tidigare nämnts består BiW av ihopsvetsade plåtdelar. Hur dessa delar är svetsade beror på ett antal olika faktorer. De svetsyper som används för att svetsa karossen är oftast punktsvetsning eller lasersvetsning. Vid punktsvetsning pressas plåtarna ihop av en svetstång som sedan sammansvetsar dem i en punkt. De flesta plåtarna i karossen är sammanfogade genom punktsvetsning. Vissa karosdelar sammanfogas genom lasersvetsning. Vid lasersvetsning svetsas delarna längs en förutbestämd linje. Ett exempel där lasersvetsning används är när taket svetsas fast längs med de båda sidorna av bilen. Då fås en jämn och rak svetsfog som sedan döljs av bilens färg, [2]. Nedan i figur 2.3 visas en D-knut med svetspositioner. Kryssen i figuren är punktsvetsar och den röda linjen lasersvets.



Figur 2.3 – En utskuren övre D-stolpe-knut med svetspunkter utmärkta.

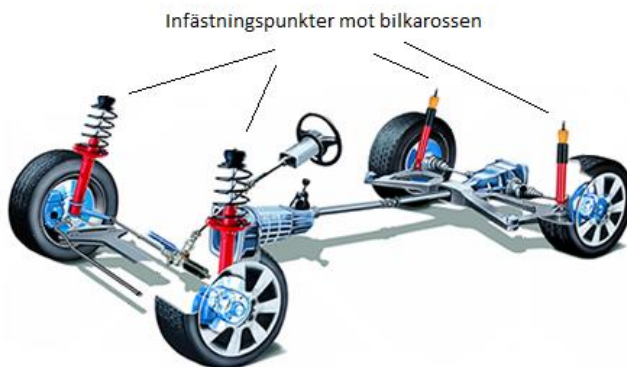
2.2 Vridstyvhet

Nedan beskrivs begreppet vridstyvhet och hur det påverkar en personbil. De rådande simuleringssätten på Volvo redogörs också.

2.2.1 Vridstyvhetens inverkan på bilkarossen

Då en bil och framförallt karossen konstrueras är det ett flertal faktorer som måste tas i beaktande. Bland annat måste karossen vara hållfast och kunna bära sin vikt och vara krocksäker. På Volvo är säkerhet den faktor som alltid kommer först. Säkerhetsavdelningen på Volvo har sista ordet på konstruktioner och lösningar och utvärderar om dessa uppfyller de stränga säkerhetskraven. Stålet och svetsarna skall även klara utmattande belastning utan brott och sprickor. Detta testas genom skakriggar där bilen placeras i en stor rigg. Riggen skakar och vibrerar bilen för att simulera flera års användande och se om och var sprickor och brott uppstår.

Vidare är dessutom vridstyvhet en väldigt viktig egenskap hos konstruktionerna, framförallt på karossavdelningen där arbetet är utfört. Då bilen framförs på exempelvis en ojämn väg med håligheter kommer hjulen att åka ner i hålen och därefter studsa upp. När detta sker belastas stötdämparna och fjädrarna med krafter som verkar på karossen där de är monterade. Genom att köra på den ojämna vägen kommer en vridande rörelse att skapas hos bilen. Även då bilen svänger i en kurva kommer olika stora krafter att verka på stötdämpare och fjädrar och skapa en vridande rörelse av karossen, [14]. I figur 2.4 nedan illustreras bilens chassi där stötdämparna och fjädrarna visar infästningspunkterna mot karossen.

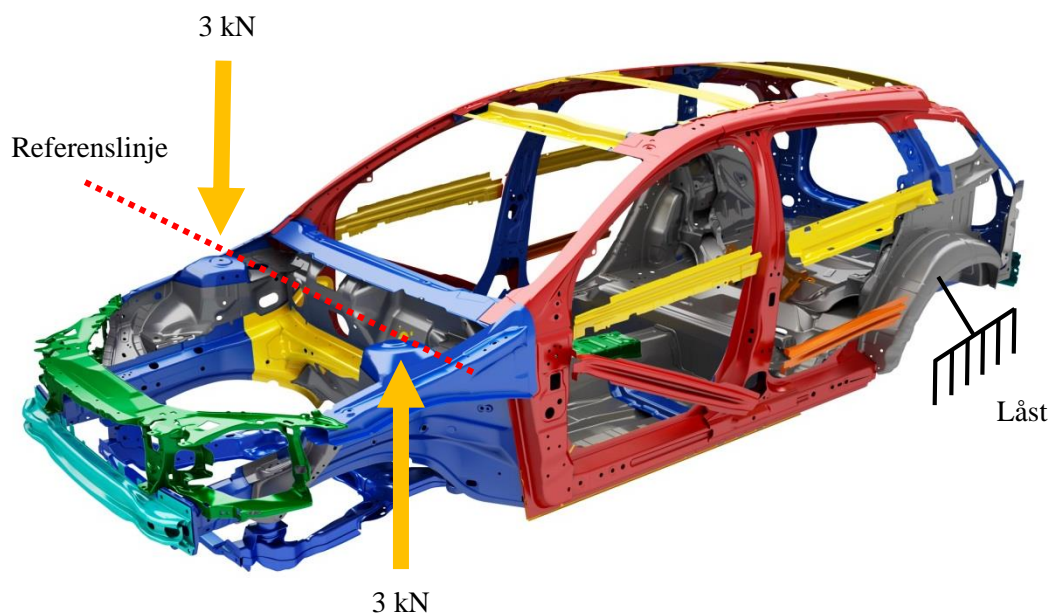


Figur 2.4 – En personbils chassi med infästningspunkter mot karossen. [18]

För att skapa en bil som av en kund uppfattas som exklusiv krävs ett flertal faktorer. Bland annat skall det inte gnissla och låta ifrån bilens interiöra delar under körning. Detta minimeras bland annat genom att konstruera karossen så vridstyv som möjligt för att minska dess rörelse. Vidare ger även en vridstyv bil bättre köregenskaper med precisare styrning, säkrare och ett allmänt mer välbyggt och sammanhållet körbeteende. Detta är faktorer som alla är viktiga för att skapa en bil med premiumkänsla, [3].

2.2.2 Vridstyvhetssimulering

Beräkningsingenjörerna på Volvo simulerar hur vridstyv bilkarossen är genom ett generellt vridstyvhetstest. Det hela går ut på att de två punkterna bak i bilen, där stötdämparna monteras, hålls fast samtidigt som krafter placeras ut i fjädertornen fram. Fjädertornen fram återfinns i motorrummet där de främre stötdämparna och fjädrarna monteras. Krafterna fram placeras på så sätt att en tryckande kraft på 3 kN angriper underifrån på det vänstra fjädertornet och en tryckande kraft på 3 kN verkar ovanifrån på det högra. Belastningssättet illustreras nedan i figur 2.5. Då bilen belastas på detta sätt skapas en vridande rörelse av hela karossen. Simuleringen skall motsvara ovan beskrivna scenario då bilen framförs på väg och till exempel ett framhjul åker ner i ett håll. Då detta sker kommer ojämnheter från vägen resultera i krafter som verkar i fjädertornen och skapar en vridning av bilen. Det är dessa vridningar som vill motverkas genom så vridstyva konstruktioner som möjligt, [14].



Figur 2.5 – Ett generellt belastningsfall för att beräkna karossens vridstyvhet. [19]

För att få ett mått på vridstyvhet betraktas en tänkt referenslinje rakt mellan lastpunkterna i fjädertornen fram. Referenslinjen finns representerad i figur 2.5 ovan. Genom att använda avståndet mellan fjädertornen kan ett moment beräknas när linjen förskjuts från sitt referensläge. Därefter anpassas krafterna för att få bilen att vridas en grad. Måttet på styvheten blir således Nm/grad. Detta är en av flera standardmetoder som flera biltillverkare tillämpar. På detta sätt kan en generell vridstyvhetsmätning fås och en jämförelse mellan olika bilar kan göras, [14]. Som ett exempel kan nämnas att en vanlig Volvomodell i dagsläget ligger på cirka 23 kNm/grad och bland de bästa är Mercedes S-klass som ligger på 40,5 kNm/grad, [10].

2.3 Catia CAD/FEM

Förkortningen CAD står för computer aided design och är ett vanligt förekommande verktyg hos teknik och utvecklingsföretag. CAD-programmen används för att rita och skapa tredimensionella konstruktioner. Programvaran Catia från Dassault Systems är ett av många CAD-program. I mjukvaran finns olika grenar av programmet som lämpar sig för olika applikationer. Till exempel finns anpassade program för design, konstruktion, tillverkning och beräkning, [16]. I Catia finns möjlighet att beräkna konstruktionerna genom finita elementmetoden FEM. När komponenten skall beräknas delas den upp i ett flertal små element. Detta rutnät av element benämns mesh. Genom FEM-beräkningar kan hållfasthetsberäkningar göras där deformationer och spänningar kan studeras ingående, [11]. FEM är idag ett mycket viktigt verktyg inom bland annat fordonsindustrin eftersom konstruktioner kan testas virtuellt i ett tidigt stadie innan färdiga delar finns tillgängliga.

2.4 Energi och arbete

För ett linjärt elastiskt material gäller enligt *Hookes lag* att spänningen är proportionell mot töjningen:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \text{ [Pa]} \quad (2.1)$$

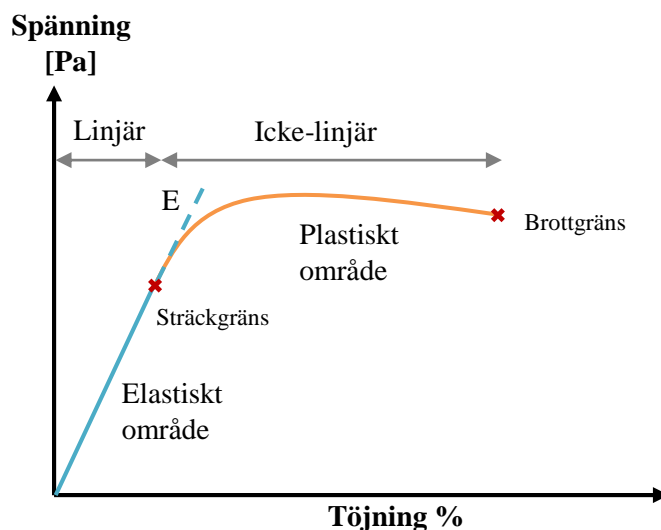
där

σ är spänningen i Pascal [Pa]

E är Elasticitetsmodulen i Pascal [Pa]

ε är töjningen dimensionslöst

I figur 2.6 nedan visas sambandet mellan spänning och töjning för ett material under belastning.



Figur 2.6 – Samband mellan spänning och töjning. [20]

Som kan ses i figur 2.6, finns det ett elastiskt och ett plastiskt område. *Hookes lag* gäller endast under det elastiska området, alltså för mindre deformationer. Utifrån att spänningen är

proportionell mot töjningen kan det också sägas att kraften är proportionell mot deformationen.

När en balk, som exempel, belastas med en kraft F och deformeras en sträcka x utträttas ett arbete. Om balken består av ett linjärt elastiskt material så gäller att allt arbete som utträttas under deformationen lagras i balken som elastisk töjningsenergi, förutsatt att ingen plastisk deformation eller förluster som t.ex. friktion förekommer, [4].

Arbetet och energin kan beräknas enligt:

$$U = \frac{F \cdot x}{2} [J] \quad (2.2)$$

där

U är energin i Joule [J]

F är kraften i Newton [N]

x är sträckan i meter [m]

Ett sätt att analysera styvhet som används vid beräkningar på fjädrar är att studera fjäderns deformation vid en konstant kraft, [5]. Utifrån denna metod fås fjäderkonstanten k enligt:

$$k = \frac{F}{x} [N/m] \quad (2.3)$$

Fjäderkonstanten kommer från *Hookes lag* och kan användas som en styvhetsfaktor för andra typer av strukturer också.

Med ekvation 2.3 insatt i 2.2 fås att energin kan skrivas:

$$U = \frac{x^2 k}{2} = \frac{F^2}{2k} [J] \quad (2.4)$$

Utifrån denna ekvation kan ses att ju styvare en struktur är, ju högre k -värde, desto mindre energi kommer lagras vid en given last.

2.5 Egenfrekvens

Alla strukturer har en slags naturlig svängning som kallas egenfrekvens eller resonans. Då en kropp är i vila och synligt ej rör sig kommer svängningen i materialet fortfarande att finnas.

Att studera en kropps egenfrekvens är väldigt viktigt inom exempelvis konstruktion.

Anledningen är att kroppen lätt vill svänga med dess egenfrekvens. Ett exempel för att förstå

hur egenfrekvensen verkar på en kropp är att betrakta en stämgaffel. Stämgaffeln som genererar tonen A vill svänga med en egenfrekvens på ungefär 440 Hz, [7]. Genom att slå till gaffeln kommer den börja svänga och vibrera med denna frekvens. Ifall en konstruktion utsätts för vibrationer som överensstämmer med dess egenfrekvens kommer svängningarna att förstärkas och materialet kan börja svänga okontrollerat. Ett klassiskt exempel på detta är Tacoma Bridge i USA som rasade till följd av detta fenomen. Där blåste vinden med en konstant vindhastighet som hade samma typ av svängning som strukturen i bron. Detta resulterade i att svängningarna i bron förstärktes så till den grad att bron gungade okontrollerat och till slut kollapsade, [8].

För att motverka och förebygga att detta händer för konstruktioner krävs att en egenfrekvensanalys genomförs. I Catia kan en egenfrekvensanalys genomföras där olika frekvenser som stämmer överens med konstruktionens egenfrekvens listas. Listan utgörs av egenfrekvenser för olika moder, som ger varierande svängningsformer. Genom att undersöka vid vilka vibrationer och svängningar konstruktionen kommer finnas, kan det säkerställas att det inte uppstår förstärkta svängningar på grund av dessa olika frekvenser, [2].

Egenfrekvensanalysen kan även användas för att undersöka hur styv en konstruktion är. Genom att läsa av frekvensen för den första moden kan ett mått på konstruktionens styvhet fås. Om förstärkningar som ökar styvheten skulle tillföras konstruktionen skulle frekvensen för den första moden att öka. I ekvation 2.5 nedan är fjäderkonstanten k , styvhet och som syns i ekvationen ökar egenfrekvensen då k ökar. På så sätt kan egenfrekvensen vara ett sätt att kontrollera hur styvheten för en konstruktion förändras. På Volvo genomförs ofta analys av egenfrekvenser för diverse komponenter. Exempelvis får konstruktionen ej börja svänga och vibrera vid vissa hastigheter. Detta kan generera oljud eller extra förslitning av komponenten, [15].

Den naturliga svängningen bestäms av två faktorer, styvheten och massan. Genom att förändra någon av dessa kommer frekvensen för moderna att ändras. I ett klassiskt fjäder-massa-system beräknas den naturliga svängningen enligt ekvation 2.5 nedan, [9]. En illustrativ bild är även presenterad nedan i figur 2.7.

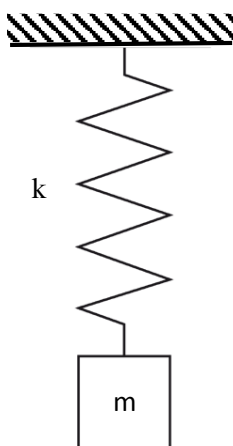
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ [Hz]} \quad (2.5)$$

Där

f_n är den naturliga svängningen i Hertz [Hz]

k är fjäderkonstanten [N/m]

m är massan i kilo [kg]

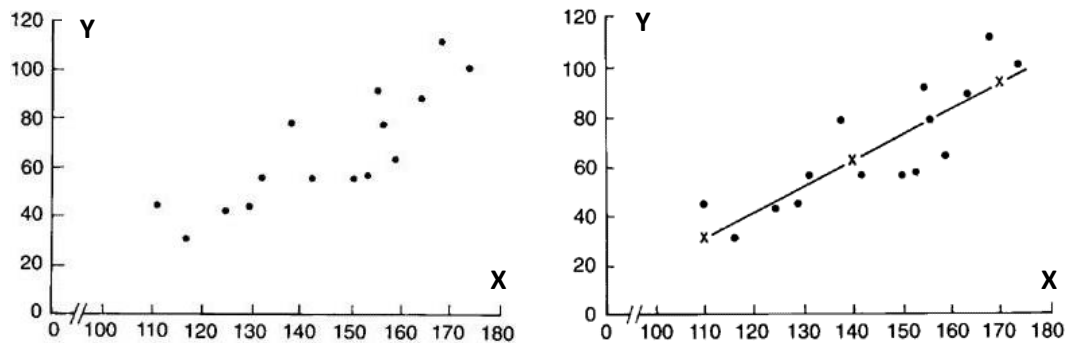


Figur 2.7 – Ett klassiskt fjäder-massa-system där en massa får svänga fritt i en fjäder. Fjädern är fast inspänd i den övre änden.

2.6 Korrelation och regression

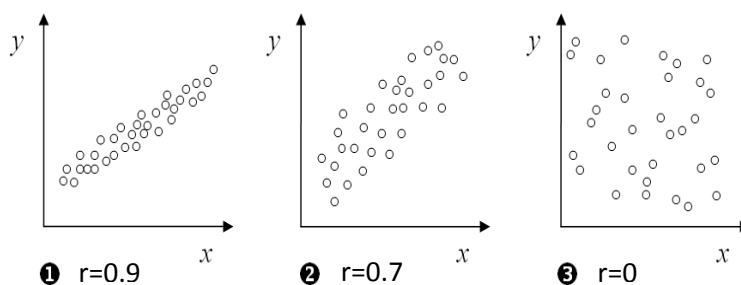
När linjäritet undersöks mellan olika serier av data så används ibland begreppen korrelation och regression. Vad dessa innebär förklaras i följande exempel:

Om två serier med data, X och Y, plottas i ett diagram så finns möjligheten att en linjäritet uppstår. Nedan i figur 2.8 visas ett diagram där X- och Y-värdena har plottats mot varandra. Som kan ses så finns det en samverkan mellan X och Y som ger tendens till linjäritet. Korrelation beskriver just detta, hur olika faktorer samverkar, [11].



Figur 2.8 – En serie Y-värden plottade mot en serie X-värden där samverkan illustreras. [21], [22]

Nedan i figur 2.9 visas olika nivåer på korrelation mellan två faktorer. I diagram 1 finns en stark korrelation, i diagram 2 en svagare och i diagram 3 ingen alls.



Figur 2.9 – Illustrering av olika nivåer av korrelation, från stark till ingen alls. [23]

I figur 2.9 finns också ett värde under varje diagram. Detta värde är den så kallade korrelationskoefficienten som beskriver styrkan i korrelationen, [12]. Om det är en positiv korrelation, Y ökar när X ökar som i figur 2.8 och 2.9, så är definitionsområdet för koefficienten $0 < r < 1$. Vid $r=0$ finns det ingen samverkan mellan faktorerna alls och vid $r=1$ är samverkan så stor att alla plottade värden kommer ligga på en linje.

För att beskriva samverkan mellan faktorer ytterligare kan en regressionslinje skapas. Som i figur 2.8 ritas en linje som visar det linjära sambandet så bra som möjligt. För att avgöra var denna linje ska ligga finns metoder som minsta kvadratmetoden, men vanligast är att låta datorprogram beräkna detta och även korrelationen som tidigare nämnts. Med regressionslinjen kan avvikelser studeras bättre och en prediktion av nya värden kan göras med hjälp av linjens ekvation, [11].

3 METOD

Nedan beskrivs kortfattat arbetsupplägget för arbetet som i huvudsak har bestått av fyra delar: förstudie, FEM-modellering, styvhetsberäkning samt utformning av arbetsmetod. En mer djupgående beskrivning av arbetsstegen presenteras i resultatkapitlen.

3.1 Förstudie

Arbetet på Volvo Personvagnar inleddes med en allmän litteraturstudie om bilkarosers uppbyggnad och konstruktion. I lokalerna hos Volvo Personvagnar fanns bilkarosser uppställda som kunde studeras närmare och därmed ge ökad förståelse för konstruktionen. Både bilkarosser från Volvobilar och konkurrenters bilar var representerade. Vidare studerades även bilkarosser från olika biltillverkare på den internetbaserade tjänsten A2mac1. A2mac1 är en organisation inom bilbranschen som monterar isär olika bilmodeller och fotograferar alla olika delar som bilen är uppbyggd av. På deras hemsida finns således bilder och fotografier på hur olika bilar är uppbyggda.

Eftersom arbetet främst skulle behandla konstruktionen av den övre D-stolpe-knuten på bilkarossen, lades fokus där. Genom litteraturstudien och samtal med konstruktörer om karossens uppbyggnad skapades en bild av hur Volvo designar och bygger bilkarosser. Vidare var även begreppet vridstyvhet centralt för arbetet. För att förstå hur vridstyvheten påverkar en bil och hur detta påverkar köregenskaperna lades tid åt fördjupning inom området. Bland annat undersöktes hur karossen påverkas under bilkörningen. För att förstå vikten av att skapa en vridstyv kaross provkördes dessutom två testbilar. Dessa två bilar var byggda av Volvo för att undersöka och påvisa skillnaden mellan olika nivåer av vridstyvhet hos en bil. Den ena av bilarna var en Volvo S60 i originalutförande och den andra en likadan modell men med förstärkningar i kaross och chassi. Dessa förstärkningar gör bilen mer vridstyv och genom provkörning av de två bilarna kunde vikten av vridstyvhets inverkan upplevas.

När en grundläggande förståelse för D-stolpe-knutens uppbyggnad och vridstyvhets betydelse infanns, undersöktes en Catia-modell. Modellen innefattade den övre D-stolpe-knuten från en kommande modell, här kallad modell A. Med Catia-modellen kunde varje individuell plåtdel och svetspunkt studeras.

3.2 FEM-modellering

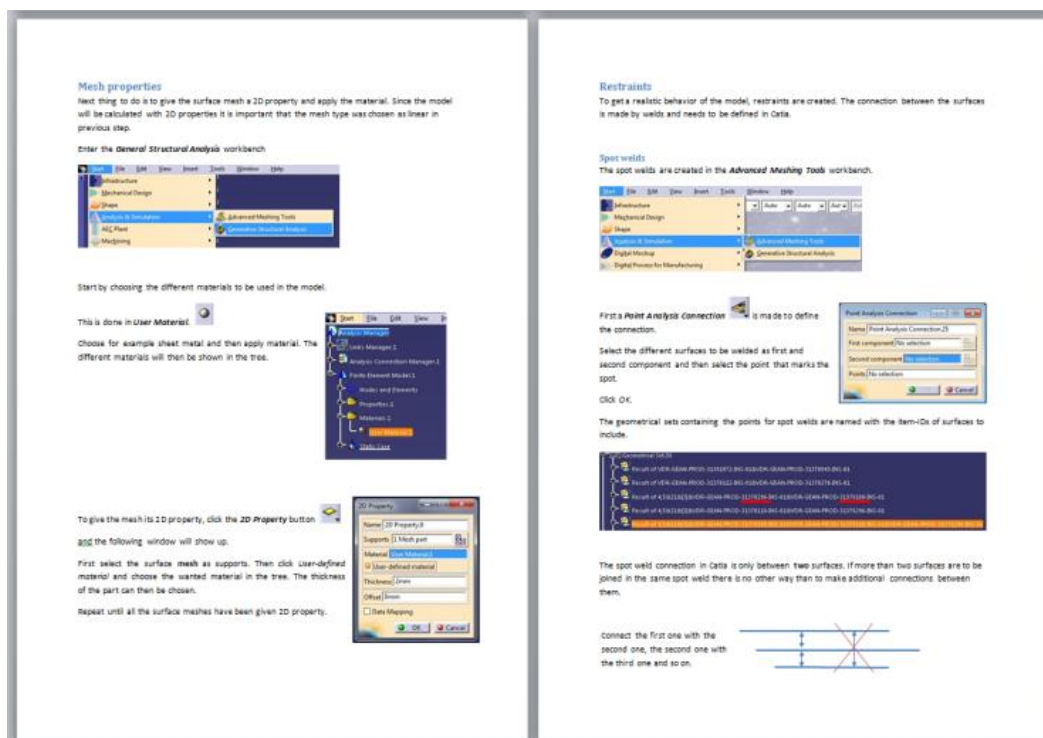
Arbetet fortskred därefter med att den största delen av tiden lades på att arbeta med olika D-knutmodeller i Catia och förbereda dessa för FEM-beräkningar. Bland annat skapades mesh samt randvillkor, och knuten tilldelades rätt materialegenskaper. Tidigare kunskap i FEM-modellering kunde användas men flera nya funktioner behövde studeras. Exempelvis var definiering av svetsar ett nytt område där information om tillvägagångssätt hämtades från manualer online. En stor del av arbetet har handlat om att finna lösningar på felmeddelanden som i början uppstod då modellen skulle beräknas. Detta gjordes med hjälp av informationssökning på internet samt test av egna idéer. Lösningar på dessa felmeddelanden krävdes för att utforma ett smidigt och enkelt arbetssätt som är lätt att följa.

3.3 Styvhetsanalys

När modellerna var definierade och gick att beräkna på ett korrekt sätt i Catia krävdes en metod för att beräkna styvheten. Genom att undersöka Volvos rådande tillvägagångssätt för styvhetsanalyser kunde olika metoder i Catia tänkas ut. Olika angreppssätt testades med varierande resultat. Bland annat gjordes ett jämförande exempel då en förenklad modell beräknades både i Catia samt genom handberäkningar. Genom att jämföra handberäkningarna med de resultat Catia presenterade kunde konstateras att resultatet var rimligt och tillförlitligt. Bifogat i bilaga 1 finns jämförelsen presenterad. För att förfina arbetsmetoden testades även andra sätt att göra styvhetsberäkningar. Framförallt fokuserade analysen på energi- samt egenfrekvensstudier.

3.4 Utformning av manual

Det sista arbetssteget när ett resultat och en lösning konstaterats var att utforma en skriven manual. Manualen skall därefter användas av konstruktörerna på Volvo för att analysera olika konstruktioner. Under arbetets gång hade flertalet guider studerats för att förstå nya funktioner i Catia. Utifrån dessa skapades en uppfattning om hur en bra manual skall utformas. Manualen skrevs därefter på ett så kortfattat och enkelt sätt som möjligt där bilder och figurer från programmet klipptes ut och infogades. Den utformades som en slags steg-för-steg-metod, knappologi, där varje steg och val står beskrivet då tanken var att en oerfaren person ändå skall kunna ta sig igenom manualen. Avslutningsvis spelades hela metoden in som en video för att stötta den skrivna manualen och göra den tydligare. I figur 3.1 nedan visas ett utklipp från manualen där upplägget med bilder och instruktioner illustreras.



Figur 3.1 – Ett utklipp från manualen som visar layouten.

4 FEM-MODELLERING I CATIA

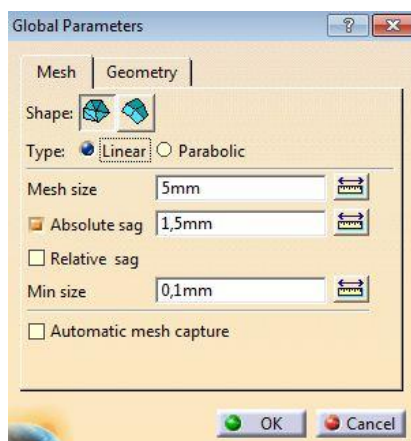
Det huvudsakliga arbetet startade när Catia-modellen var införd i programmet. Först skulle modellen bearbetas och definieras så att den uppfyller alla krav Catia ställer för att kunna utföra FEM-beräkningarna. På förhand var det oklart hur mycket definiering av modellen som krävdes. Detta undersöktes allt eftersom arbetet fortlöpte.

4.1 Skalmodellering

Konstruktörerna på karosavdelningen på Volvo använder sig av skalmodellering när de skapar CAD-modeller istället för den vanligare metoden, solidmodellering. Detta eftersom karossen är uppbyggd av flertalet tunna plåtdelar som pressats till önskad form. Därför representeras karosdelarna bäst genom skalmodellering. På högskolor och genom utbildningar är det oftast solidmodellering som lärs ut. För att förstå och kunna modellera genom skal krävs ett annat tankesätt. Vid modellering i Catia har ytorna som skapas ingen tilldelad tjocklek. För att FEM-mjukvaran i Catia skall kunna beräkna modellen krävs att alla delar definieras. Fördelen med att modellerna är skalmodellerade förutom likheten med en plåt är att beräkningstiden vid FEM-beräkningarna blir förkortad. Om alla karosdetaljer varit solidmodellerade hade det medfört tyngre och mer tidskrävande beräkningar.

4.2 Skapande av mesh och tilldelning av egenskaper

Det första steget när modellen skall beräknas är att ge de tunna skalerna en så kallad mesh. Till skalmodellen används surface mesh. Modellen delas då upp i ett rutnät av små element som Catia sedan använder för beräkningar. Formen på elementen som skapas kan antingen vara triangelformade eller rektangulära. De kan också vara antingen linjära eller paraboliska. I figur 4.1 nedan syns en skärmbild från Catia när mesh-typ och storlek valdes.

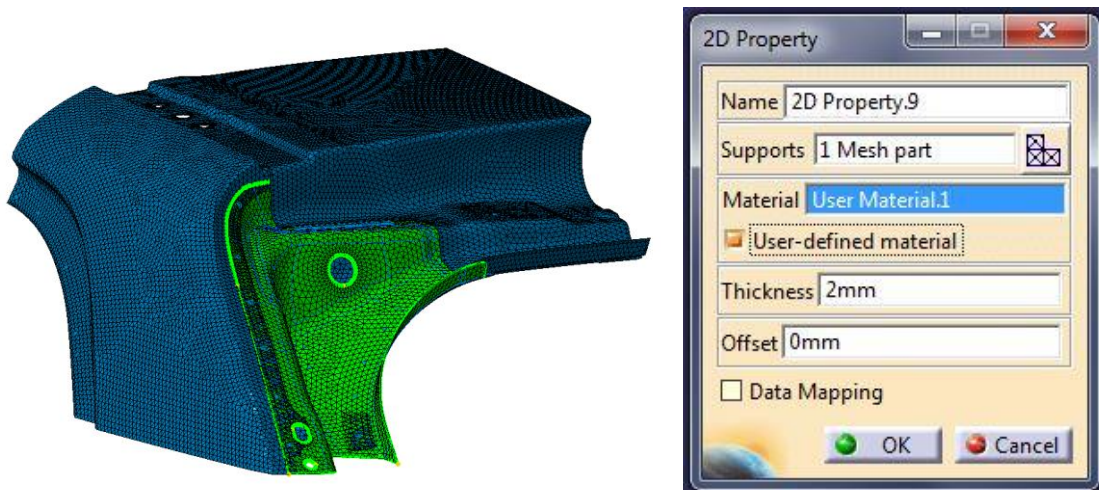


Figur 4.1 – Parametrar vid skapande av mesh i Catia

Här valdes triangelformade element då dessa var tillförlitliga. Vid användning av rektangulära element uppstod ibland problem på modeller där det ej kunde utföras beräkningar. Detta var på grund av dålig generering av element i detaljerade områden. Det löstes inte med mindre elementstorlek för mer detaljerad mesh, utan genom byte till triangulära element.

Catia kunde ej beräkna modellen med paraboliska element och därför valdes linjära.

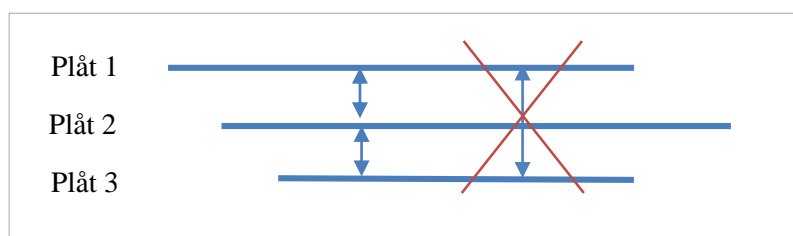
För att skapa en mer exakt beräkning och för att tydligt se spänningar förfinades meshen runt hål och kanter. För att Catia skall kunna beräkna modellen krävs även att material och plåttjocklek väljs. Då det är skalmodellering som används tilldelas 2-dimensionella egenskaper och ytan definieras med korrekt tjocklek och material. Nedan visas detta i figur 4.2.



Figur 4.2 – Illustrering av en meshad modell samt materialval och plåttjocklek.

4.3 Definiering av svetsar

När alla plåtdelar var tilldelade mesher krävdes att dessa kopplades till varandra. Detta gjordes genom svetspunkterna som ligger lagrade i modellerna. I D-stolpe-knuten förekommer både punktsvetsar och lasersvetsar. I modellen var punkterna uppmärkta och namngivna med de olika plåtarna som svetsen sammankopplar. I Catia valdes därefter vilka svetsgrupper som skulle sitta ihop med vilka plåtar. På vissa områden kopplar svetsarna samman fler än två plåtar. På dessa platser krävdes att den första plåten kopplades med den intilliggande som i sin tur kopplades till nästa intilliggande o.s.v., tills hela svetsen var klar. Hur detta gjordes visas i figur 4.3 nedan. Catia skiljer även på om det är en punkt- eller linjesvets och olika verktyg krävs för de olika svetstyperna.



Figur 4.3 – Instruktionsbild för svetskoppling i Catia.

Efter det att meshen var skapad, rätt material och tjocklek tilldelats samt att svetsarna och svetstyperna blivit definierade var knuten och modellen redo att beräknas.

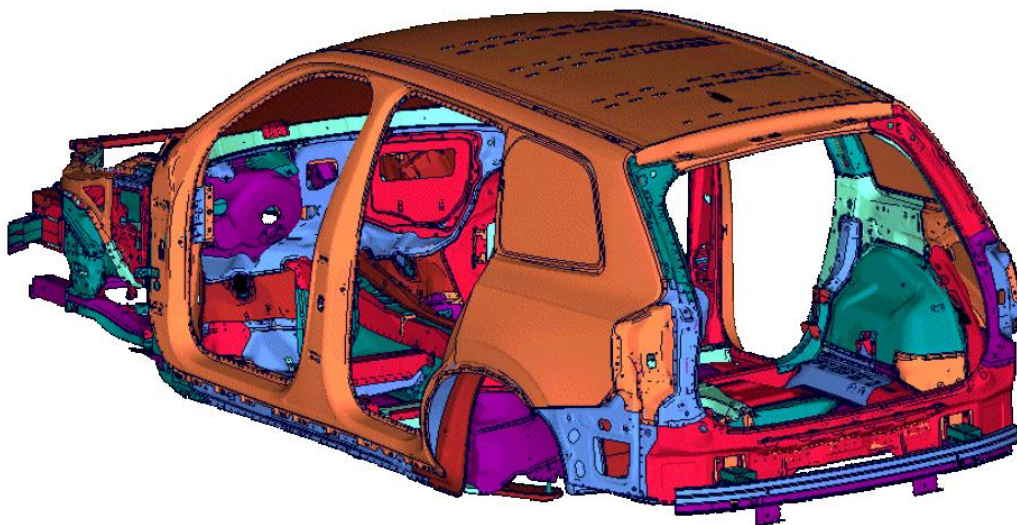
5 HELBILSSIMULERING OCH BETEENDEANALYS

Uppgiften var att hitta ett sätt att beräkna vridstyvhet i knuten på ett tidseffektivt och tillräckligt noggrant sätt. Mjukvaran i Catia används i dagsläget inte för vridstyvhetsberäkningar utan beräkningsingenjörerna använder mer anpassade program som är skraddarsydda för bilindustrin. För att skapa en förståelse för hur bilen belastas under körning och hur vridstyvheten påverkar, konsulterades beräkningsingenjörer. Genom att betrakta så kallade helbilssimuleringar kunde bilens rörelse och vridning studeras.

5.1 Helbilssimulering i Animator

Beräkningsingenjörerna använder ett beräkningsprogram som kallas Nastran där hela bilen definieras på ett liknande sätt som i Catia. Därefter utsätts bilkarossen för ett generellt belastningsfall för vridstyvhetsberäkningar som beskrivits i kapitel 2.2 Vridstyvhet.

Vridstyvhetsberäkningarna från Nastran överförs sedan till ett simuleringsprogram som heter Animator. I Animator är det möjligt att skapa sekvenser och illustrationer där rörelser och spänningar tydligt kan studeras. Nedan i figur 5.1 visas hur en BiW-kaross ser ut när den är definierad i Nastran och sedan införd i Animator för illustrering.



Figur 5.1 – En BiW-kaross i simuleringsprogrammet Animator.

Då helbilens rörelse studerats ändrades fokus till den övre D-stolpe-knuten. Tanken var att utgå från vridstyvhetsmodelleringen men enbart betrakta D-stolpe-knuten. Därefter skulle samma rörelse skapas i Catia. I Animator kan intressanta områden klippas ut och studeras mer ingående. Genom detta angreppssätt kunde vridstyvhetsmodelleringen köras samtidigt som knuten studerades.

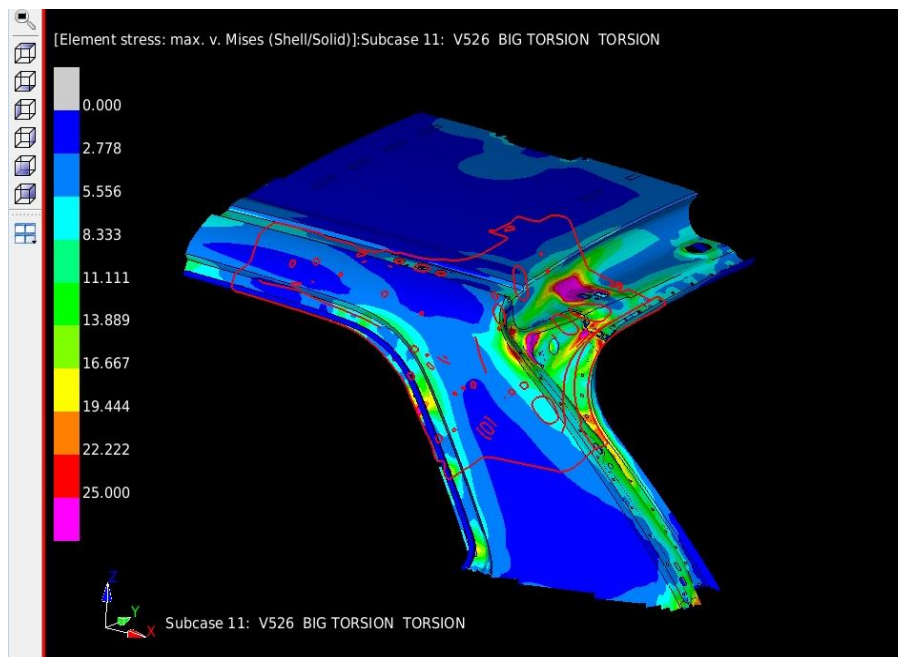
För att kunna belasta knuten i Catia krävs att den någonstans hålls fast. Om ett verkligt test av den utskurna knuten hade gjorts skulle ett sätt kunna vara att svetsa fast det nedre benet i en styv platta. När knuten sedan hålls still kan den utsättas för krafter i de andra benen för att studera styvheten. Ganska snart insågs därför att det bästa sättet att låsa knuten i Catia vore att

hålla det bakre nedre benet fixt. I Animator finns ett verktyg som ger möjligheten att låsa kameran i tre utvalda noder. Bilen utsätts fortfarande för samma belastning men med detta verktyg kan D-knuten först klippas ut och kameran sedan låsas i det valda benet. På så sätt följer kameran med rörelsen i den punkten och det ser visuellt ut som om punkten står still. Detta ger en rörelse mer likt den som skall skapas i Catia då låsningen ligger i närheten av knuten. I figur 5.2 nedan visas tre momentanbilder från animeringsklippet i Animator som visar en cykel när knuten belastas. Där syns även att ”kameran” är låst i det undre benet då ingen rörelse förekommer där och det beter sig som om det vore låst.



Figur 5.2 – Momentanbilder som visar hur nedböjningen av knuten i Animator ser ut. Bilden startar vid obelastat tillstånd och slutar vid full belastning.

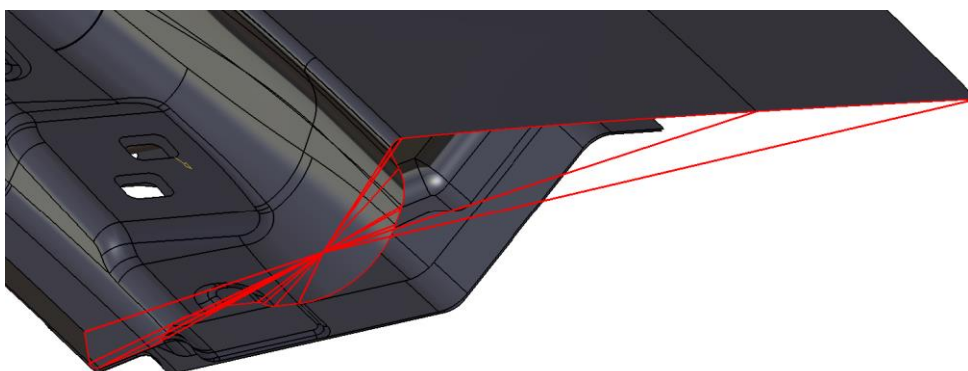
För att kunna efterlikna beteendet i Catia skapades videosekvenser av simuleringen där rörelsen skalades upp 50 gånger. Sekvenserna skapades ur flera olika betraktningvinklar och ej endast likt exemplet ovan. Detta för att se rörelsen från flera olika håll. Dessutom studerades spänningarna i knuten och hur mycket nedböjning som uppstod i en viss punkt. Allt för att kunna veta att de krafter som läggs på i Catia ger samma typ av beteende. En bild över spänningarna från Animator visas i figur 5.3. I bilden ses var de största von Mises-spänningarna uppstår och hur de breder ut sig över knuten. Som synes i färgskalan är de röda områdena där mest spänningskoncentration återfinns och de blåa där spänningen är som minst. Med denna spänningsbild kunde sedan spänningarna i Catia jämföras.



Figur 5.3 – Spänningsbild från helbilskörningen i Animator

5.2 Beteendeanalys i Catia

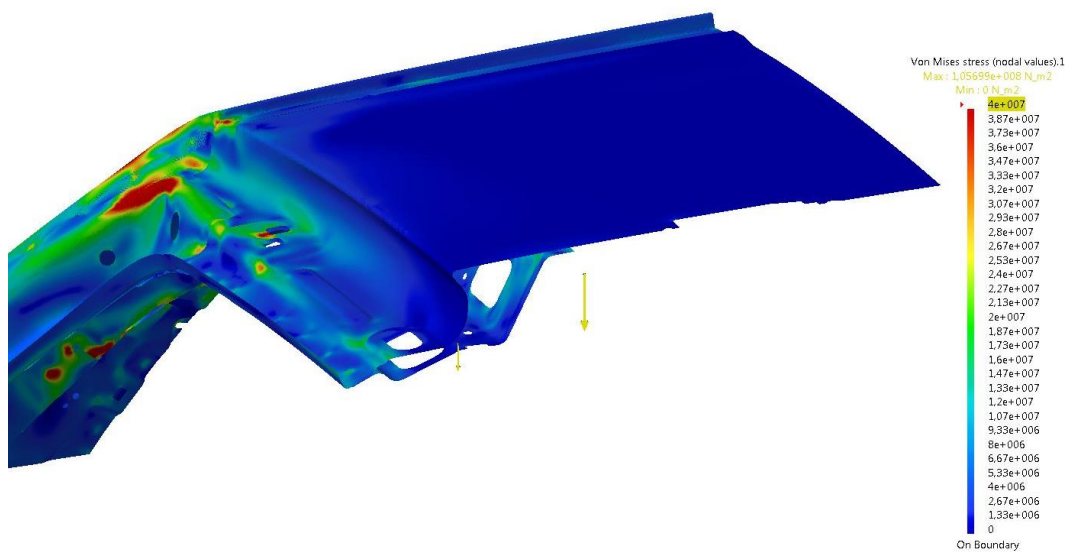
Efter att ha studerat hur bilen och D-stolpe-knuten rör sig övergick arbetet till Catia och att där skapa samma rörelse. Som tidigare nämnts låstes det undre benet fast och därefter applicerades krafter för att åstadkomma rätt rörelse. Därefter justerades krafterna tills knuten böjdes och belastades likt helbilssimuleringen. Längs de kanter där knuten blivit utskuren uppstod lokal deformation när krafterna applicerades. Detta eftersom bland annat takplåten är relativt tunn och deformeras därför lokalt för mycket vid ränderna där kraften angriper. På helbilen ligger krafterna långt ifrån knuten och drar därför jämnt över hela taket. För att fånga den globala rörelsen likt helbilen tilldelades snittkanterna stelkroppsegenskaper som syns i figur 5.4 nedan.



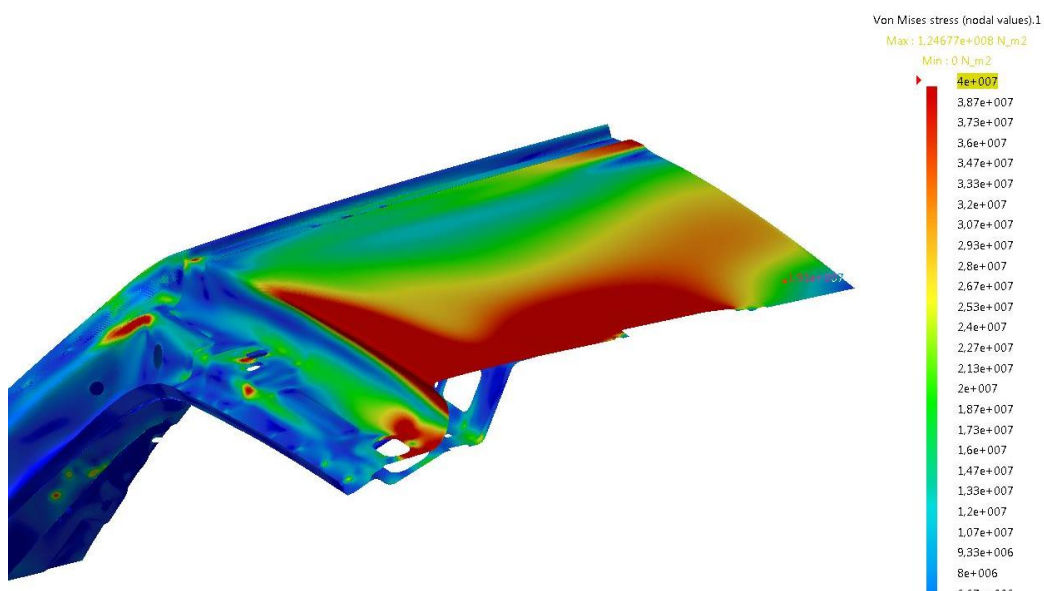
Figur 5.4 – Tilldelning av stelkroppskanter längs den skurna taklinjen. De röda linjerna visar de valda kanterna som tilldelats stelkroppsegenskaper.

Stelikroppsegenskaperna tillåter ingen deformation av randen och därmed inga lokala spänningar eller nedböjningar. Detta gav kanterna ett mer sammanhållande beteende och en rörelse likt helbilen. Återigen kan en jämförelse med ett riktigt prov göras. För att vrida en

utskuren knut i verkligheten krävs att krafterna angriper jämnt över hela snittet för att undvika lokala spänningar och deformation i kanterna. Det var därför lämpligt att låta krafterna verka på den skapade stelkroppen istället för att utnyttja en kant eller yta. En jämförelse mellan en modell med och utan stelkroppskanter visas i figur 5.5 och figur 5.6 nedan. Där syns att stora lokala spänningar uppstår i takplåten då stelkroppsränder ej valts. För att efterlikna beteendet från Animator kan en jämförelse med figur 5.3 göras. Där återfinns inte spänningarna över taket utan spänningskoncentrationen hamnar mer centralt i den övre D-stolpe-knuten, likt figur 5.5.



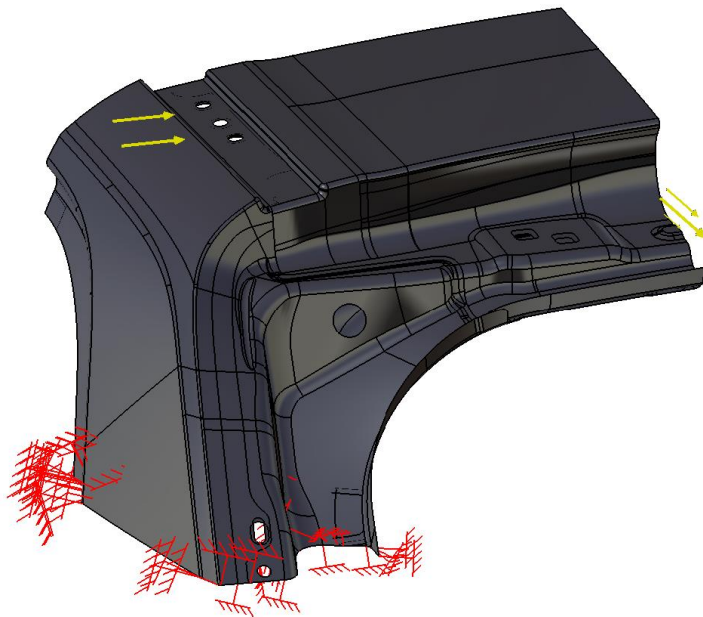
Figur 5.5 – Spänningsbild där takkanten tilldelats stelkroppsegenskaper.



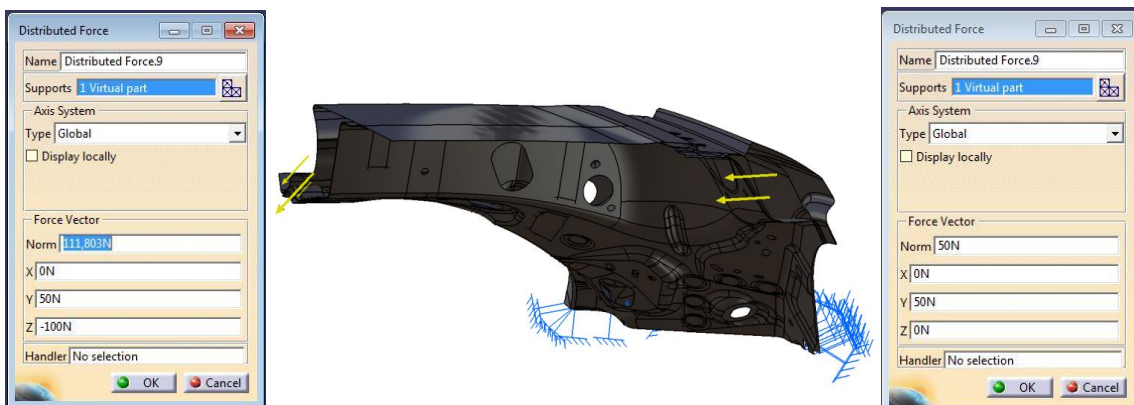
Figur 5.6– Spänningsbild där takkanten ej tilldelats stelkroppsegenskaper

När rörelsen var efterliknad helbilssimuleringen lästes spänningarna av och nedböjningen kontrollerades för att säkerhetsställa samma deformation. Efter laborerande och finjustering

av krafterna uppnåddes ett så likt beteende som möjligt. Hur krafterna angrep knuten och hur den låstes illustreras nedan i figur 5.7.



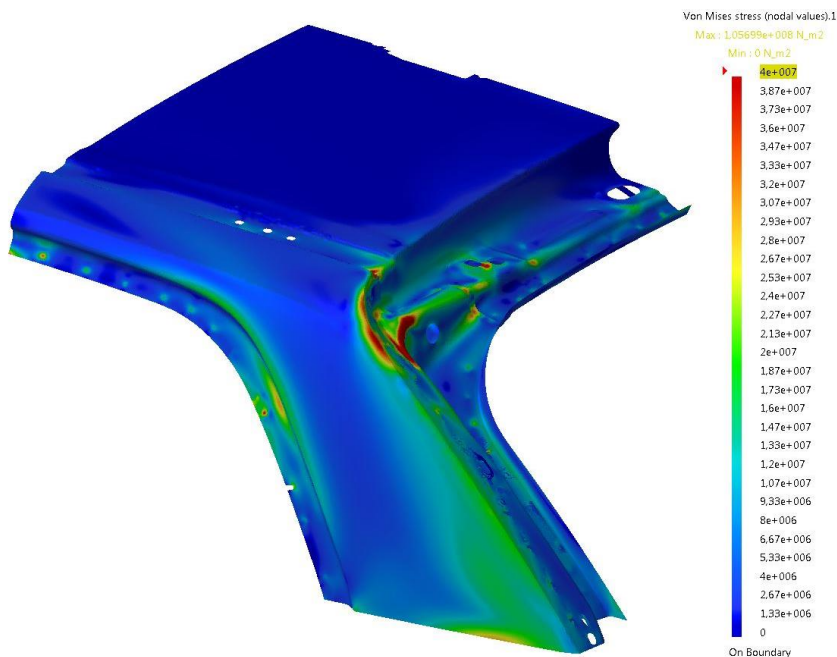
Figur 5.7 – Det slutgiltiga lastfallet i Catia. De röda symbolerna på det nedre benet visar att yttersta randen är låst. De gula pilarna är riktningarna för krafterna i de båda ändarna.



Figur 5.8 – Det slutgiltiga lastfallet i Catia.

I figur 5.8 ovan visas de valda krafter som angriper knuten. I rutan *Supports* har *Virtual part* valts vilket betyder att kraften verkar på de skapade stelkroppskanterna. I de två informationsfönsterna ovan syns även storleken på krafterna i x-, y-, z-led.

Hur spänningarna uppstod i knuten jämfördes även med figur 5.3 från Animator. Spänningsbilden från Catia visas nedan i figur 5.9.

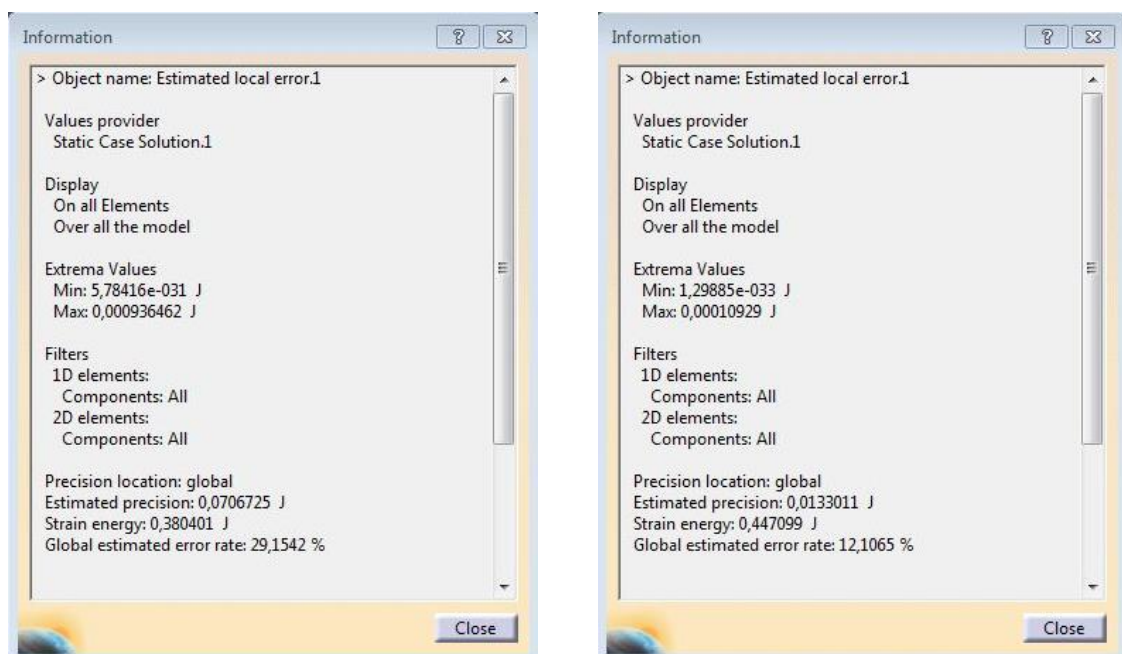


Figur 5.9 – Von Mises-spänningar i Catia efter ovan valt lastfall.

Som synes i figur 5.9 ovan fås en liknande spänningsfördelning som i Animator. I Catia fås ett område med högre spänning i nedre delen av benet som är låst. Detta beror främst på låsningen som egentligen inte finns i verkligheten. Därför återfinns inte samma spänningsområde i Animator. Låsningen är dock tvungen för att utföra beräkningarna på den utskurna modellen. De övriga skillnaderna mellan spänningsbilderna beror framförallt på att det återskapade beteendet i Catia inte stämmer till 100 % med Animator. Det går dock inte att förbättra beteendet mer genom det valda angreppssättet med krafter i två ändar.

6 KONVERGENSSTUDIE

Från det att arbetet inleddes stod det klart att avdelningen efterfrågade en metod som var enkel och tidseffektiv. För att fastställa vilken elementstorlek som var lämplig både vad gäller noggrannhet och beräkningstid genomfördes en studie. En väldigt liten elementstorlek kommer resultera i ett mer exakt resultat men även betydligt längre beräkningstid. Studien gick därmed ut på att undersöka hur stora element som kunde användas men som ändå gav en tillräckligt noggrann lösning. Alltså att modellen konvergerar. För att undersöka det hela belastades knuten med lastfallet som valdes i kapitel 5.2. Den första elementstorleken som valdes var 10 mm. Beräkningen genomfördes och bilder på spänningarna och global estimated error togs. Det sistnämnda verktyget är ett mått Catia ger på hur exakt lösningen är. Generellt brukar det talas om att en lösning på under 20 % är godkänt, [16]. Testet genomfördes där bilder för flera olika elementstorlekar togs. Nedan i figur 6.1 visas bilder på den största och minsta elementstorleken då global estimated error undersöktes.

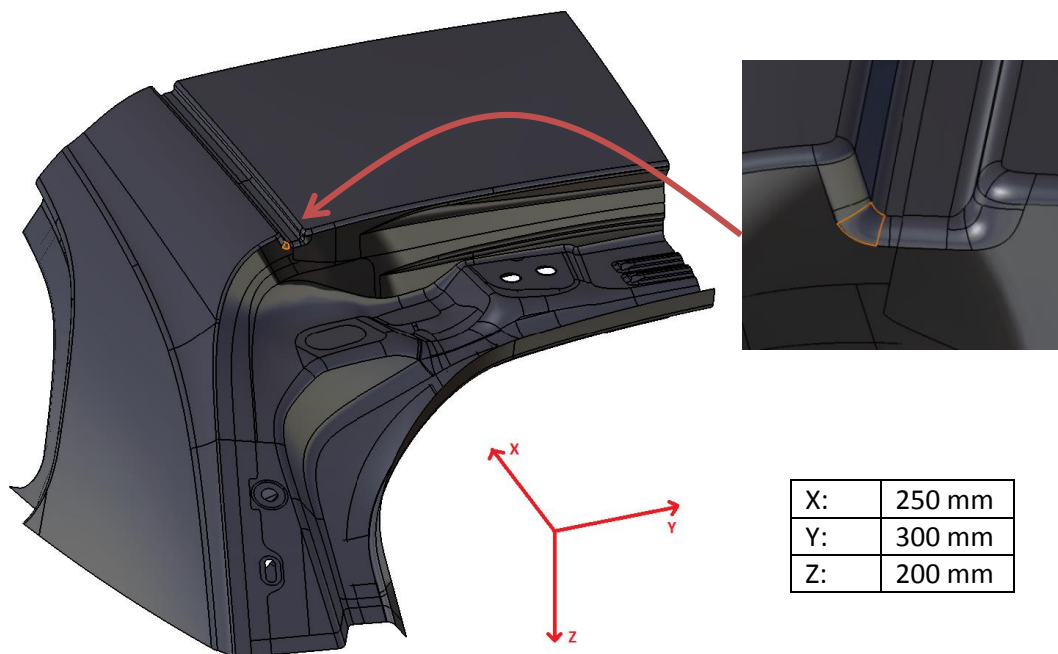


Figur 6.1 – T.v. elementstorlek på 10 mm. Error rate: 29,15 %. T.h. elementstorlek på 0,8 mm. Error rate: 12,11 %.

Värdet för global estimated error gick då från 29,15 % till 12,11 %. Spannet för beräkningstiden låg mellan ett par sekunder för de stora elementen till 15 minuter för de minsta. Vidare studerades hur spänningarna uppstod och en diskussion med beräkningsingenjören Jonas Wessung inleddes. Det framgick då att i de beräkningar hållfasthetsavdelningen genomför ger en relativt stor elementstorlek på 7 mm ett tillräckligt noggrant resultat, [17]. Efter att ha diskuterat det aktuella fallet för knuten valdes en elementstorlek på 3 mm. Detta gav ett bra resultat och en snabb beräkningstid på ungefär 1 minut för modellen. Global estimated error hamnade även på 18,6243 % vilket uppfyller kravet på under 20 %. Med den bestämda elementstorleken behövdes inga förfiningar runt hål och kanter göras då meshen redan var tillräckligt detaljerad. Detta ledde också till en enklare och mindre tidskrävande metod då det var färre steg att utföra.

7 STYVHETSANALYS I CATIA

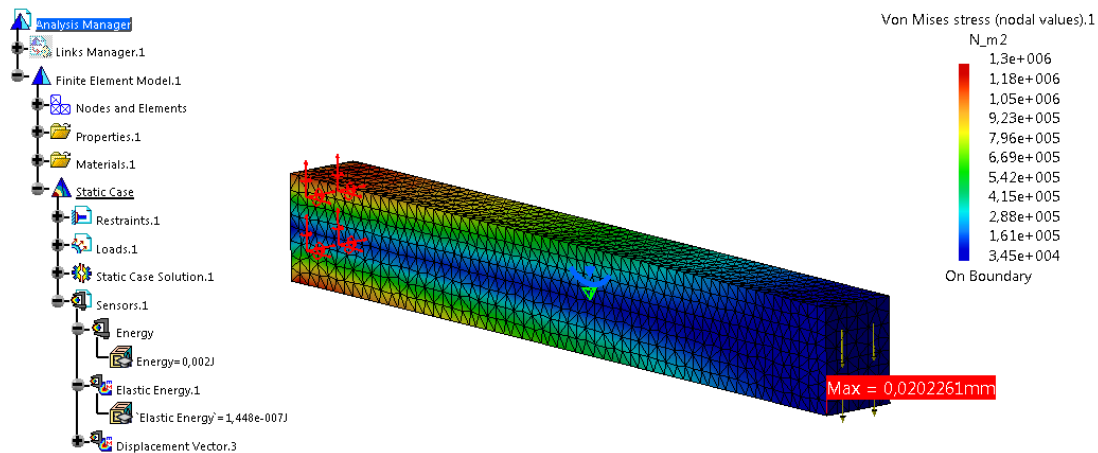
När beräkningsingenjörerna beräknar vridstyvhet utgår de, som tidigare beskrivits, från en referenspunkt som studeras. Nu krävdes ett sätt att i Catia beräkna hur styv den aktuella D-stolpe-knuten är. För att kunna göra detta och sedan jämföra den med olika modeller krävs att knuten alltid är lika stor. Om storleken ändras och krafterna flyttas längre ut kommer en hävstångseffekt att uppstå. Då kan en jämförelse med andra knutar med annan storlek inte göras. Med detta i åtanke skapades en standardstorlek som skall användas på alla olika bilmodeller. Dagens minsta Volvomodell, här kallad modell B fick bestämma hur stor knuten skulle vara. En punkt längst bak i hörnet på taket som är lätt att hitta på alla bilar valdes. Utifrån denna punkt bestämdes ett avstånd i varje axelriktning där knuten kapas. På detta sätt hålls storleken likadan även om designen på den förändras. Nedan i figur 7.1 visas den standardstorlek av knut som valdes.



Figur 7.1 – Standardstorlek på knut med utsatt origo och avstånden längs de olika axlarna.

För att avgöra hur styv knuten var studerades nedböjningen i vissa punkter. Det var dock svårt att betrakta en och samma punkt när nedböjningen visades i Catia. Istället undersöktes olika sensorer mer ingående. Sensorer är ett verktyg som visar storleken på till exempel spänning eller nedböjning automatiskt med ett värde. Fördelen med att använda sensorer är att nedböjningen alltid mäts i den punkt sensorn ligger i, och kan då placeras på olika intressanta områden på modellen. När de olika sensorerna undersöktes hittades typer som kunde mäta energi. Istället för mätning av nedböjningen undersöktes därför sensorer som mäter energin. Detta med förhoppningen att kunna ge ett mer exakt svar och som gäller för hela knuten. På så sätt behövs ej speciella punkter på knuten väljas vilket leder till ett enklare arbetssätt. Vilken energi som beräknas av sensorerna var dock oklart. Detta behövdes därför undersökas vidare.

För att fastställa vilken typ av energi det rörde sig om i Catia gjordes ett experiment som visas i figur 7.2 nedan. Experimentet med ekvationer och uträkningar finns bifogat i bilaga 1.

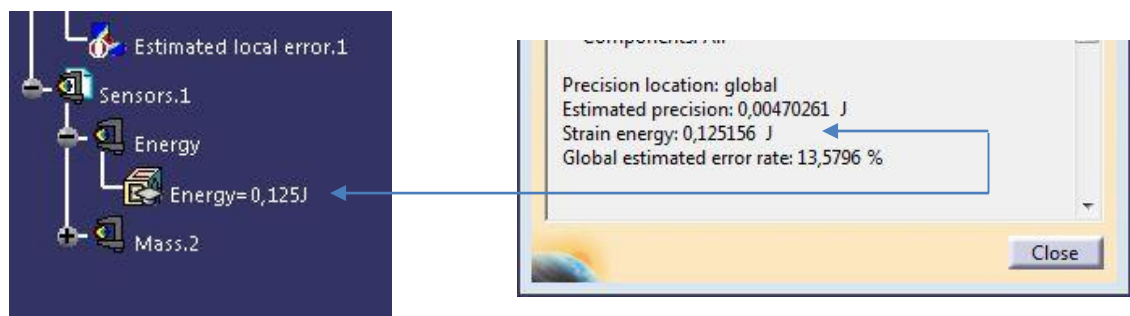


Figur 7.2 – Illustrering av experiment för fastställning av energityp.

En balk skapades som en solidmodell och låstes fast i ena änden. Balken belastades sedan med en kraft i den fria änden. Därefter noterades energin samt nedböjningen av den belastade balken.

I ekvation 2.2 för elastisk töjningsenergi användes kraften och nedböjningen från experimentet för att beräkna energin. Genom en jämförelse av resultaten visade det sig att energin som beräknats i Catia stämde överens med handberäkningarna. Slutsatsen drogs då att energin som Catia mäter i FEM-analysen är elastisk töjningsenergi.

För att beräkna styvheten valdes då att studera energin som lagras i knuten. Denna metod var tydligare och enklare. Om knuten betraktas som en fjäder kommer denna att deformeras när krafter påläggs. En styv knut eller fjäder kommer att deformeras mindre än en vekare knut då de utsätts för samma last. Den knut eller fjäder som töjs och deformeras mest kommer således lagra mer elastisk töjningsenergi. Genom att läsa av den lagrade elastiska energin i knuten kan styvheten bestämmas. I Catia presenteras den lagrade energin automatiskt i trädet, dock avrundat. För att få ett noggrannare resultat lästes den även av under information för modellen. Hur detta såg ut i programmet visas i figur 7.3 nedan.



Figur 7.3 – Avläsning av energi i Catia. T.v. i trädet och t.h i informationsfönstret.

8 VERIFIERING AV ANALYSMETOD

8.1 Modellförändringar

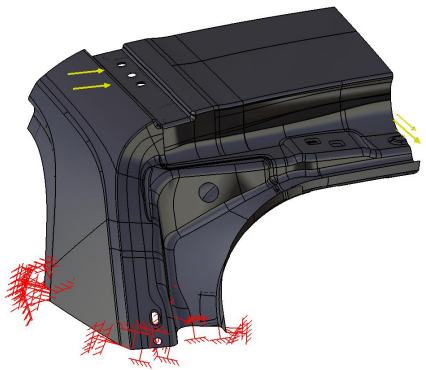
När verktyget att läsa av den elastiska energin var bestämt gjordes olika ändringar på knuten. Bland annat för att se hur små förändringar som Catia kan detektera och att resultatet rör sig åt rätt håll. Till exempel raderades vissa svetspunkter som uppenbart kommer göra knuten vekare. Alla förändringar som gjordes kunde läsas ut i Catia och en procentuell styvhetsändring i knuten kunde beräknas. De förändringar som gjorts under arbetes gång har innefattat ändrad plåttjocklek, extra eller borttagna svetsar samt ompositionering av dessa.

8.2 Resultatjämförelse med Nastran

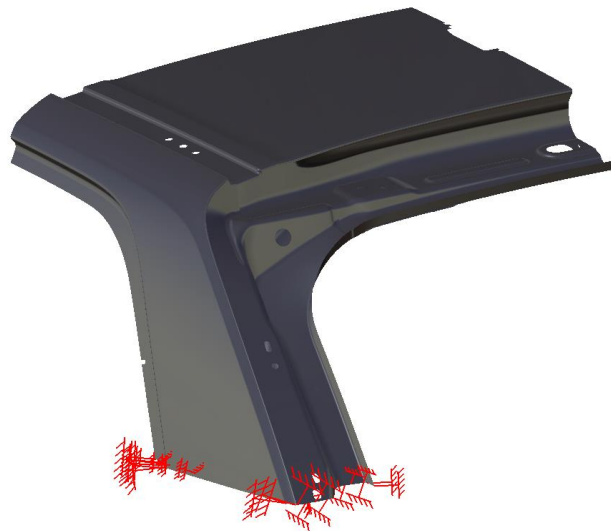
När ett flertal förändringar, både positiva och negativa, var gjorda var metoden tvungen att kontrolleras. Alla ändringar antecknades noggrant och nya svetspunkters koordinater utlästes. De förändringar som gjorts i Catia utfördes därefter av beräkningsingenjörer i Nastran på det nuvarande sätt som råder på Volvo. Beräkningarna utfördes på en hel kaross och ett resultat från en helbilskörning kunde därmed jämföras med den mindre D-stolpe-knuten.

Den första slutsatsen som drogs av resultatet från beräkningsingenjörerna var att en negativ förändring i Catia gav ett negativt resultat på hela karossen i Nastran och tvärtom. Detta var egentligen det resultat som efterfrågades av arbetet. Tanken var att konstruktören själv i Catia skulle kunna se om den förändring som genomfördes var positiv eller negativ för hela knuten. Om metoden fungerade skulle hållfasthetsavdelningen inte behöva kontaktas för att undersöka små förändringar och ifall de förbättrade konstruktionen eller ej. Med detta positiva resultat som uppstod undersöktes om ett än mer exakt resultat kunde fås. Det optimala scenariot hade varit om konstruktören som använder metoden kunde se en förändring på den lilla knuten och kunna avgöra hur mycket det betyder för en hel bil. En förändring på en avskuren liten knut kommer påverka den lilla modellen mer än den gör i en hel bil. För att se om någon slags proportionalitet mellan de båda beräkningssätten fanns plottades den procentuella förändringen i Catia mot förändringen i Nastran. Det visade sig då att någon tydlig linjäritet inte existerade och förhållandet mellan beräkningarna i Nastran och Catia inte direkt kunde översättas.

Tidigt i arbetet bestämdes att en standardstorlek av knutarna skulle användas. Detta för att göra det möjligt att jämföra knutar mellan olika bilar. Dock syntes det relativt tydligt att problem uppstod om knuten från den minsta bilen, modell B, skulle styra storleken på knuten från den största bilen, modell A. Med tanke på att låsningen hos helbilssimuleringen ligger väldigt långt ifrån knuten testades samma tankesätt för den utskurna knuten. Om istället låsningen och krafterna flyttas längre ut på benen och längre bort från centrum kanske ett bättre resultat fås. Då kommer krafterna att verka längre från knutens mitt och en mer global rörelse hos knuten kommer uppstå, likt helbilen. För att testa detta skars knuten ut så stor som möjligt. Nedan i figur 8.1 och 8.2 visas den lilla knuten från modell A som skurits med standardstorlek bredvid den större modell A-knuten.

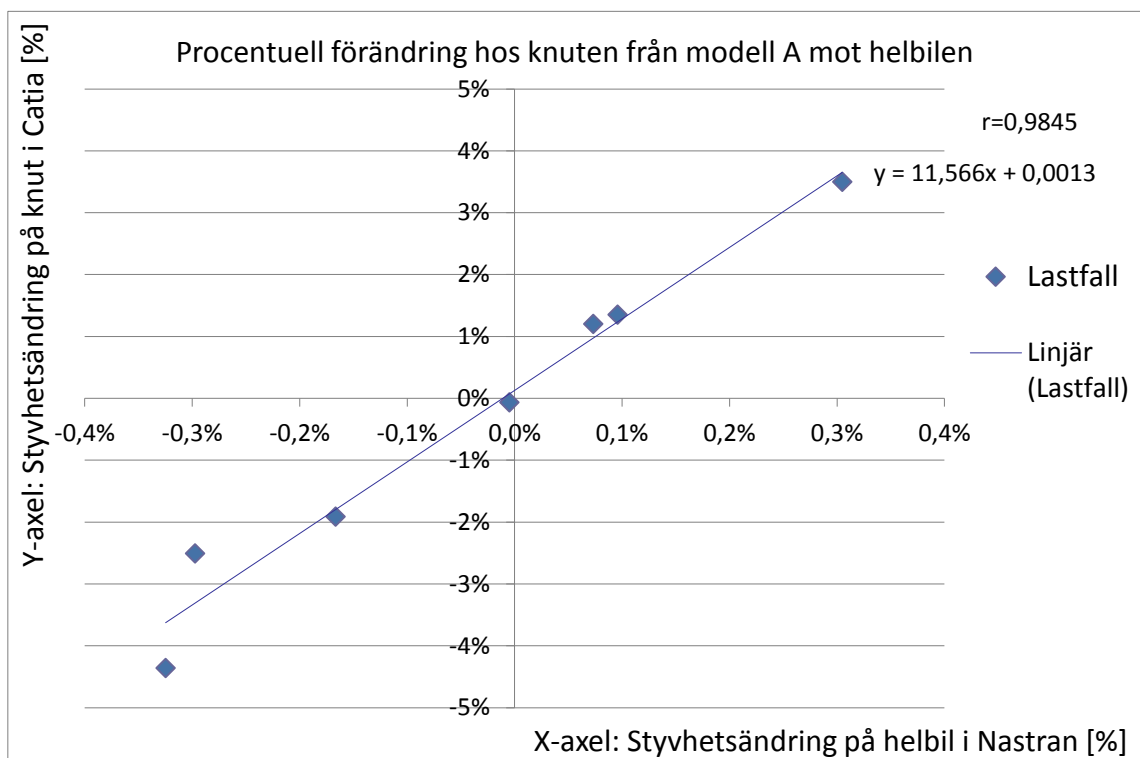


Figur 8.1 – Knut från modell A i bestämd standardstorlek.



Figur 8.2 – Knut från modell A i största storlek.

Samma förändringar som tidigare genomförts på den mindre knuten upprepades på den stora och resultatet var tydligt positivt. Som visas i figur 8.3 nedan, infanns en linjäritet som det bästa scenariot skulle ge. Med hjälp av Excel kunde korrelationskoefficienten beräknas till 0,9845 vilket är väldigt tydlig linjäritet. Även regressionslinjens ekvation beräknades till $y=11,566x+0,0013$. Detta resulterade i en faktor på ungefär 11 mellan Catia och Nastran. Därmed kan konstruktören som till exempel får en förbättring på 10 % på den lilla knuten i Catia säga att hela bilen kommer att bli ungefär en procent styvare. Detta gällde både för positiva och negativa förändringar med avseende på vridstyvheten.

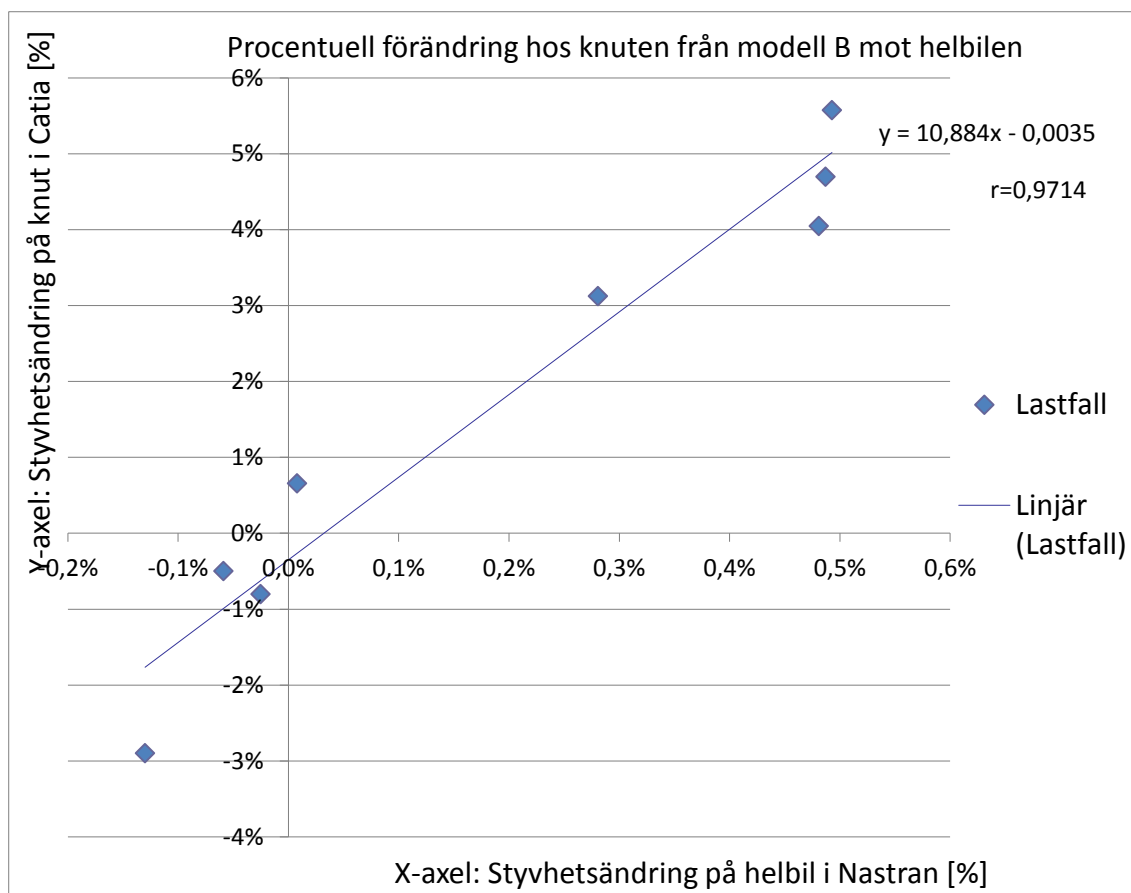


Figur 8.3 – Jämförelse mellan helbilsberäkning från Nastran och Catiaberäkning för modell A.

8.3 Tillämpning av metoden på andra bilmodeller

Eftersom krafterna som valdes var anpassade för knuten från modell A efter animeringen i Animator kan en proportionalitet mellan Nastran och Catia tyckas uppenbar. För att testa arbetssättet på fler modeller och dess korrekthet valdes en annan D-stolpe-knut. Denna gång från den minsta Volvobilen, här kallad modell B. Knuten belastades med samma lastfall som för modell A och den skars ut så stor som möjligt. Detta eftersom ett generellt lastfall som fungerar på olika modeller efterfrågades. Konstruktörerna som använder manualen skall inte behöva prova ut vilka krafter som skall användas utan dessa skall vara givna på förhand och passa olika modeller.

Förändringar gjordes på knuten från modell B och resultaten från Catia jämfördes med nya beräkningar från Nastran för att undersöka om linjäritet existerade. Denna gång när krafterna inte justerats för att ge exakt rätt rörelsebeteende återfanns inte samma linjäritet mellan beräkningsprogrammen, som kan ses i figur 8.4 nedan.



Figur 8.4 – Jämförelse mellan helbilsberäkning i Nastran och Catiaberäkning för modell B.

Om förändringen var negativ eller positiv syntes väl. Spridningen av resultaten blev dock något större och korrelationskoefficienten som beräknades till 0,9714 blev mindre än för modell A. Detta eftersom det lastfall som lades på knuten var skapat efter beteendet hos modell A. För att få bättre linjäritet krävs ett nytt lastfall vilket då skall vara anpassat för knuten från modell B.

9 EGENFREKVENSPANALYS

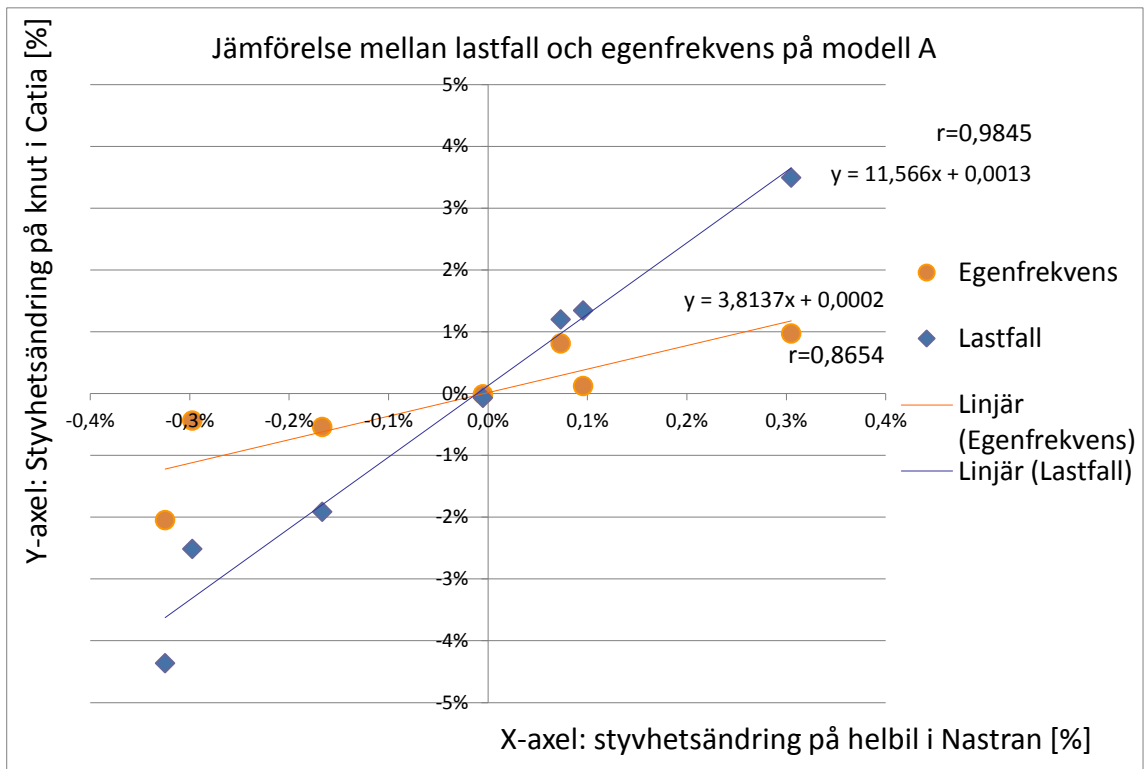
För att skapa en så kraftfull metod som möjligt som konstruktörerna på Volvo kan använda krävs att den är enkel att följa. Allt som ingår i metoden måste kunna fungera för olika typer av knutar med olika geometrier. Angreppssättet med att applicera punktkrafter på knuten har vissa styrkor samt kan användas enkelt för andra analyser än just vridstyvhet. I uppgiften var det dock vridstyvhetsanalys som efterfrågades och därmed söktes andra sätt att belasta knuten. I Catia finns ett verktyg för att utföra analys av egenfrekvensen. Då en egenfrekvensanalys av knuten genomfördes kunde rätt deformationsbeteende återfås. På samma sätt som med punktkrafterna låstes det bakre nedre benet fast och Catia kunde sedan beräkna modellen. Då körningen var genomförd presenterades en lista med olika frekvensmoder som gav olika beteenden. Genom att studera olika knutar kunde en slutsats dras. Det visades sig att det alltid var den första moden som skapade en rörelse för knuten som stämde överens med helbilens deformationsbeteende. De följande moderna i listan gav beteenden som inte alls var likt. Genom att läsa av vid vilken frekvens den första moden uppstår fås ett mått på hur styv knuten är. En styvare knut kommer då att ha en högre frekvens för den första moden.

9.1 Jämförelse mellan egenfrekvensanalys och punktkrafter

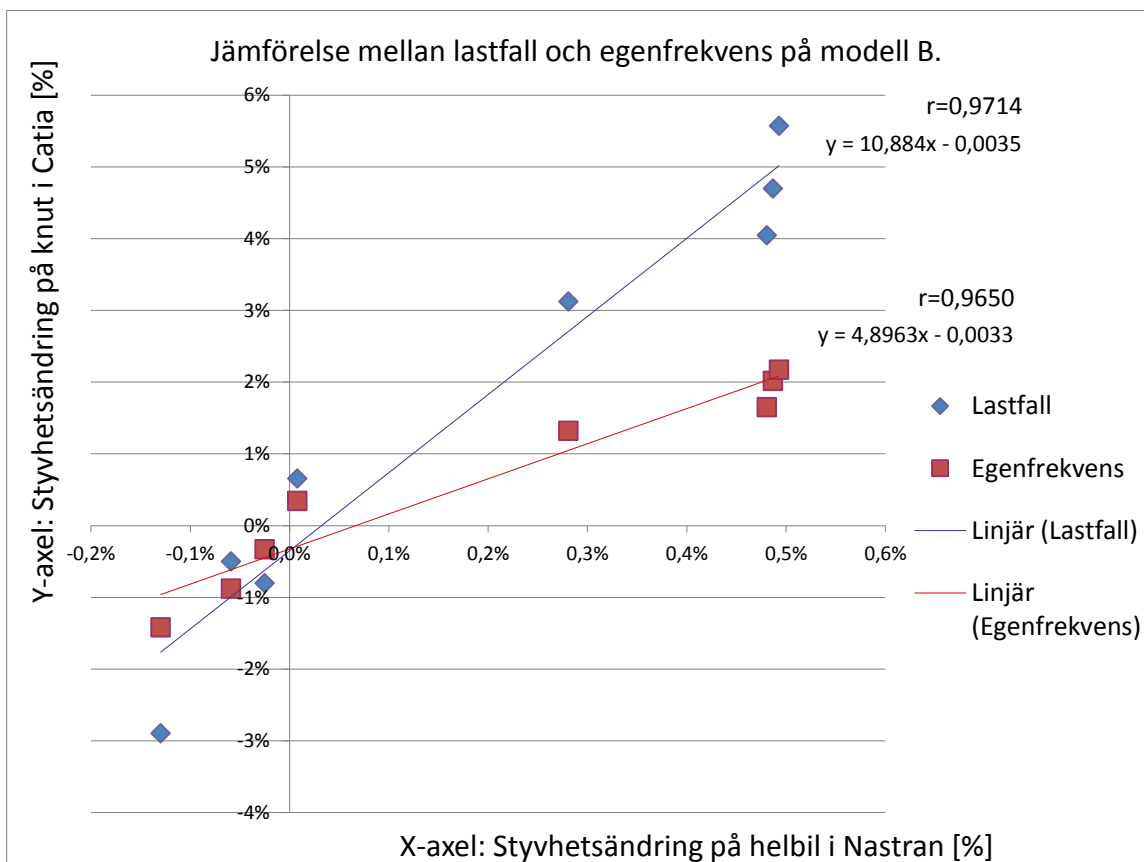
När ett liknande deformationsbeteende hade uppnåtts genom egenfrekvensanalys gjordes samma förändringar på modellen som för fallet med krafterna. Därefter jämfördes den procentuella styvhetsändringen hos knuten återigen med beräkningarna från Nastran. Det visade sig då att användande av egenfrekvensanalys skapade den efterfrågade linjäriteten mellan beräkningsprogrammen. Detta gällde både för den större modell A-knuten och den mindre modell B-knuten. Styrkan i att genomföra en egenfrekvensanalys är att arbetssättet är enklare då konstruktören ej behöver placera ut krafter som skall ha rätt storlek, riktning och position för att ge korrekt beteende. Manualen som skrivs kan då innefatta ett generellt arbetssätt som fungerar för olika bilmodellens knutar.

I figur 9.1 samt 9.2 nedan visas resultaten av jämförelsen med helbilsberäkningarna. Som synes i diagrammen fås en linjäritet för båda knutarna genom användandet av egenfrekvensanalysen. I diagrammen visas även resultatet för metoden med lastfallet. För modell A gav lastfallet en mycket god linjäritet med en korrelationskoefficient på 0,9845, medan egenfrekvensen gav något sämre med en korrelationskoefficient på 0,8654. För modell B var skillnaden i linjäritet mellan lastfall och egenfrekvens betydligt mindre. Lastfallet gav en korrelationskoefficient på 0,9714 och egenfrekvensen en korrelationskoefficient på 0,9650.

Mätresultat för de olika diagrammen finns sammanställt och bifogat i bilaga 2.



Figur 9.1 – Jämförelse mellan lastfall och egenfrekvens för modell A.



Figur 9.2 – Jämförelse mellan lastfall och egenfrekvens på modell B.

10 UTFORMNING AV MANUAL

När arbetsmetoden verifierats genom jämförelse mellan Catias och hållfasthetsavdelningens beräkningar infanns ett förtroende för metoden. Det hade visats att det gick att skära ut en knut från en bilkaross, göra förändringar på den och utvärdera förändringen. För att testa metoden hade både den största och minsta bilens övre D-stolpe-knutar undersökts. Två huvudsakliga tillvägagångssätt hade använts. Ett där krafter appliceras på knuten och ett annat där en egenfrekvensanalys genomförs. Som den huvudsakliga arbetsmetoden valdes egenfrekvensanalysen eftersom dess arbetssätt är enklare och snabbare att utföra. Dessutom fungerar metoden utan anpassning för olika modeller. När det visats att metoderna fungerade tillfredställande inleddes arbetet med att dokumentera arbetssätten och utforma de två skrivna manualerna vilka konstruktörer skall kunna använda.

De två tillvägagångssätten har sina för och nackdelar. Som rekommendation föreslås egenfrekvensanalysen då den övre D-stolpe-knuten skall beräknas med avseende på styvhets. Dock kan arbetssättet med punktkrafter användas för flera olika tillämpningar på andra karossdetaljer och för andra lastfall. Därmed skrevs manualer för båda fallen. Manualen med egenfrekvensanalys och manualen med lastfall finns bifogade i bilaga 3 respektive bilaga 4.

Genom att klippa ut bilder från programmet kunde en enkel steg-för-steg manual skrivas. Konstruktörerna på Volvo har god kännedom om modellering i Catia medan endast ett fåtal har kunskap om Catias FEM-modul. En förutsättning för metoden är således att en person utan FEM-utbildning skall kunna använda den. Genom att ta bilder på varje steg och motivera varje val skapades manualen där endast det mest nödvändiga beskrevs. För att konstruktörerna skall ta till sig och använda metoden krävs att den är effektiv och kortfattad. Därför strävades det hela tiden att skapa en så tidseffektiv manual som möjligt.

När hela metoden var dokumenterad för de två arbetssätten skapades ett kapitel med potentiella fel och problem som kan uppstå. Under arbetets gång har flera problem och varningar uppstått i Catia. Med en undersökning av anledningarna till problemen har lösningar kunnat hittas. Genom att sammanfatta de problem som uppstått och hur de kan åtgärdas skapades ett avsnitt i metoden där konstruktörerna kan söka svar på eventuella varningar som uppstår. Kapitlet kan ses som en slags felsökningsdel.

När metoden var skriven testades den av två personer på avdelningen. Dels utav en konstruktör och dels utav en sommarjobbare från Chalmers. Genom feedback på manualen kunde små förändringar och förbättringar genomföras. På så sätt testades manualen av oberoende personer och det syntes även tydligt att den gick att använda då båda testpersonerna fick tillfredsställande svar. De två skrivna manualerna publicerades sedan på Volvos intranät Teamcenter. Där kan konstruktörerna få tillgång till dem då vridstyvhetsundersökningar och FEM-beräkningar skall genomföras. Manualerna trycktes även av det interna tryckeriet TDS Print. Anledningen var att skapa material inför presentationen på avdelningen och dela ut de skrivna guiderna i en tryckt version till intresserade personer.

Det sista steget för att skapa en tydlig guide som är lätt att följa, var att spela in hela metoden som en film. På Volvo finns en avdelning som ansvarar för utbildning i olika program och som utformar diverse guider och manualer internt. På denna avdelning utformas ibland filmer som visar hur vissa program och metoder fungerar. Genom konsultation med avdelningen bestämdes att en filmad version av metoden kunde spelas in. Genom att tillämpa hela arbetsättet i Catia samtidigt som ett program spelade in vad som hände på skärmen dokumenterades guiden även visuellt. Filmen redigerades sedan där vissa upprepande delar klipptes bort eller snabbspolades. Förklarande texter och kapitel klipptes även in.

När arbetet presenterades kunde både de tryckta versionerna delas ut samtidigt som den filmade guiden visades upp. Tillsammans skapar dem ett kraftfullt verktyg för att följa och använda metoden. Även filmen laddades upp på intranätet för konstruktörernas beskådan.

11 SLUTSATS

När arbetet på karosavdelningen inleddes visste ingen på förhand hur resultatet skulle bli. Huvudfrågan har varit att utreda om styvhetsberäkningar på karoskomponenter är möjligt i Catias FEM-modul. En möjlig slutsats hade därmed kunnat vara att Catia ej är ett lämpligt program för avdelningens beräkningar. Men tvärt emot har det visats att det är fullt möjligt att använda FEM-modulen för ändamålet och en skriven manual har utformats kring det hela. Strävan från början var att skapa en tidseffektiv metod som skulle vara lätt att följa. Med detta i åtanke har endast det mest väsentliga författats i manualen. Att metoden fungerar har testats genom diverse förändringar på konstruktionen och därefter jämfört resultaten med det rådande och mer omständliga beräkningssätt som används idag. Två personer på avdelningen har testat guiden och visat att den fungerar. Den ena personen, en konstruktör, hade ingen tidigare erfarenhet av FEM-analys och var därför en lämplig testperson.

Vid jämförelse av de två analysmetoderna så har slutsatsen dragits att metoden med lastfall ger något noggrannare resultat än metoden med egenfrekvens. Detta då lastfallet har skapats för att efterlikna helbilssimuleringen. Egenfrekvensanalysen är dock mycket enklare och snabbare att utföra då den har färre arbetsmoment. Den ger också ett bra resultat, lika bra som lastfallet för modell B-knuten. Dessutom fungerar den utan anpassning för olika modeller. Därför valdes metoden för egenfrekvensanalys.

Alla olika typer av övre D-stolpe-knutar har inte hunnits testas. Men för att skapa trovärdighet för metoden valdes att den största och minsta knuten studerades mer ingående. Genom att verifiera att arbetssättet fungerar för dessa två knutar har slutsatsen dragits att den borde fungera minst lika bra för andra typer av knutar där emellan. Dock kan detta ej fastslås till hundra procent innan en undersökning gjorts. Men med den rådande designen och likheten mellan uppbyggnaden, bilmodellerna emellan, är bilden att metoden fungerar som det är tänkt.

När hållfasthetsavdelningen beräknat de olika förändringarna på knutarna har detta gjorts genom den statiska vridstyvhetsanalysen som tidigare beskrivits. Det hade dock varit intressant att jämföra egenfrekvensberäkningarna i Catia med liknande beräkningar på helbil. De två olika beräkningssätten är visserligen olika metoder för att mäta styvhet och teoretiskt borde det inte vara stor skillnad vilken som jämförs med. Det fanns tyvärr ingen tid för denna jämförelse.

Under arbetets gång har det kunnat konstateras att det lätt uppstår olika felmeddelanden i Catia. Ibland kan ändringar hos knuten leda till att varningar uppstår. Genom att sammanfatta olika felmeddelanden har en sida för felsökning kunnat skapas. För att konstruktörerna skall ta till sig manualen och använda den krävs att arbetssättet är smidigt. Om varningar och felmeddelanden uppstår kommer guiden inte att användas. Detta är en risk med arbetssättet då Catia ibland har en tendens att varna för diverse saker och sedan ge kryptiska och svårtolkade svar på lösningar. Men genom att ha testat olika förändringar och efter att ha sammanfattat många varningar har en stabil guide ändå kunnat utformas.

Den största utmaningen och risken efter arbetet är istället att manualen inte prioriteras av personalen på avdelningen. En förutsättning för att den skall användas är att konstruktörerna tar sig tid och testar den. Första gången kommer det ta tid att arbeta igenom manualen men när detta gjorts en gång kommer upprepningen att gå snabbare.

Under arbetets gång uppstod ett gyllene tillfälle att testa metoden på ett verkligt fall. En konstruktör på avdelningen arbetade med att optimera vridstyvheten på den övre D-stolpeknuten från modell A. När det nya konstruktionsförslaget var framtaget kontaktades hållfasthetsavdelningen på Volvo. Efter ett par dagar kunde en beräkningsingenjör ta sig an uppgiften att beräkna den optimerade knuten. I väntan på att beräkningsingenjören skulle bli tillgänglig, beräknades knuten med metoden i Catia. Totalt var arbetstiden en timme för att lägga in knuten och definiera den på det vis som beskrivits i kapitel 4. Därefter beräknades referensknuten följt av den nya optimerade knuten. I detta fall blev resultatet att knuten hade försämrats med avseende på vridstyvhet. När väl beräkningsingenjören började att arbeta med knuten tog det en och en halv dag innan allt arbete var gjort. När ett resultat var framtaget bekräftades försämringen av knuten. Olyckligt nog gav beräkningarna ett negativt resultat för optimeringen men istället visades ett mycket gott exempel på styrkan i metoden och manualen. Efter testet av den optimerade knuten stod det klart att en guide för konstruktörerna skulle vara värdefull. Ifall konstruktören själv hade kunnat beräkna knuten under optimeringsarbetet hade denne kunnat se om förändringarna som genomfördes var till det bättre. Här finns verkligen både tid och pengar att spara. Dessutom är det lättare att nå en bra slutprodukt om konstruktören kan testa förändringar direkt och själv se hur de påverkar helheten.

Om tid fanns under arbetets gång skulle en knutstudie som berörde krockdeformation av A-stolpeknuten genomföras. Eftersom programvaran för studien är Catia kunde en slutsats dras relativt omgående. Beräkningarna som Catia genomför fungerar enbart på det elastiska området för materialet där de matematiska modellerna bygger på linjäritet. Därför kan beräkningarna i Catia endast ge korrekta svar upp till materialets sträckgräns. Eftersom knutstudien för ett krockscenario ligger utanför sträckgränsen, när materialet deformerar plastiskt, kunde slutsatsen dras att Catia ej är ett lämpligt program för studien. Dock kan Catia användas för att studera var i en konstruktion materialet börjar plasticeras först men inte hur materialets fortsatta deformation ser ut.

Efter att manualen lämnats in och arbetet presenterats på avdelningen kan slutsatsen dras att resultatet blivit väl mottaget. Både chefer och konstruktörer är positiva till metoden och ser styrkan och möjligheterna i vad den kan ge. Att metoden har testats både på ett verkligt konstruktionsfall och egna utvalda förändringar med bra resultat, visar på att metoden fungerar på ett tillfredställande sätt.

KÄLLFÖRTECKNING

Litteratur:

1. Brown, J, Robertson, J, Serpento, S. (2002) *Motor vehicle structure concept and fundamentals*. Oxford, Woburn: Butterworth-Heinemann. Sid 44-45.
2. Malen, D. (2011) *Automobile body structure design*. Warrendale: SAE International. Sid 258-260.
3. Seiffert, U, Wech, L. (2003) *Automotive Safety Handbook*. Warrendale: SAE International. Sid 109-115.
4. Dahlberg, T. (2001) *Teknisk hållfasthetslära*. (Upplaga 3:11) Lund: Studentlitteratur AB. Sid 40-51, 109, 344-347.
5. Mägi, M., Melkersson, K. (2013) *Lärobok i maskinelement*. Göteborg: EcoDev International. Sid 130-139.

Internetkällor:

6. Dassault systèmes (2014). *Catia*. <http://www.3ds.com/se/produkter-och-tjanster/catia/> (Acc 2014-08-19)
7. Newport Corporation. *Fundamentals of vibration*. <http://www.newport.com/Fundamentals-of-Vibration/140234/1033/content.aspx> (Acc 2014-08-20)
8. Plymouth university. *Tacoma narrows bridge*. http://www.tech.plym.ac.uk/sme/interactive_resources/tutorials/failurecases/sf1.html (Acc 2014-08-20)
9. CHAN Lok Shun Apple. *Equation of motion: Natural frequency*. <http://personal.cityu.edu.hk/~bsapplec/natural.htm> (Acc 2014-08-20)
10. Daimler AG (2013). *The new Mercedes-Benz S-Class - The aspiration: the best automobile in the world*. <http://media.daimler.com/dcmmedia/0-921-1549267-1-1597008-1-0-0-0-0-0-11702-0-0-1-0-0-0-0-0.html> (Acc 2014-08-11)
11. Jonsson, F. (2012) Uppsala universitet. *Korrelation och regression: lineära modeller för bivariata samband*. [PDF]<https://studentportalen.uu.se/uusp-filearea-tool/download.action?nodeId=630799&toolAttachmentId=129977> (Acc 2014-09-09)
12. Hagell, P. (2010) Lunds universitet. *Biostatistik I: Korrelation och linjär regression*. [PDF]<http://portal.omv.lu.se/publicfiles/fristmag/201001/vmfn02/kursadmin/Handout%203%20-%20Korrelation%20och%20linjar%20regression.pdf> (Acc 2014-09-09)

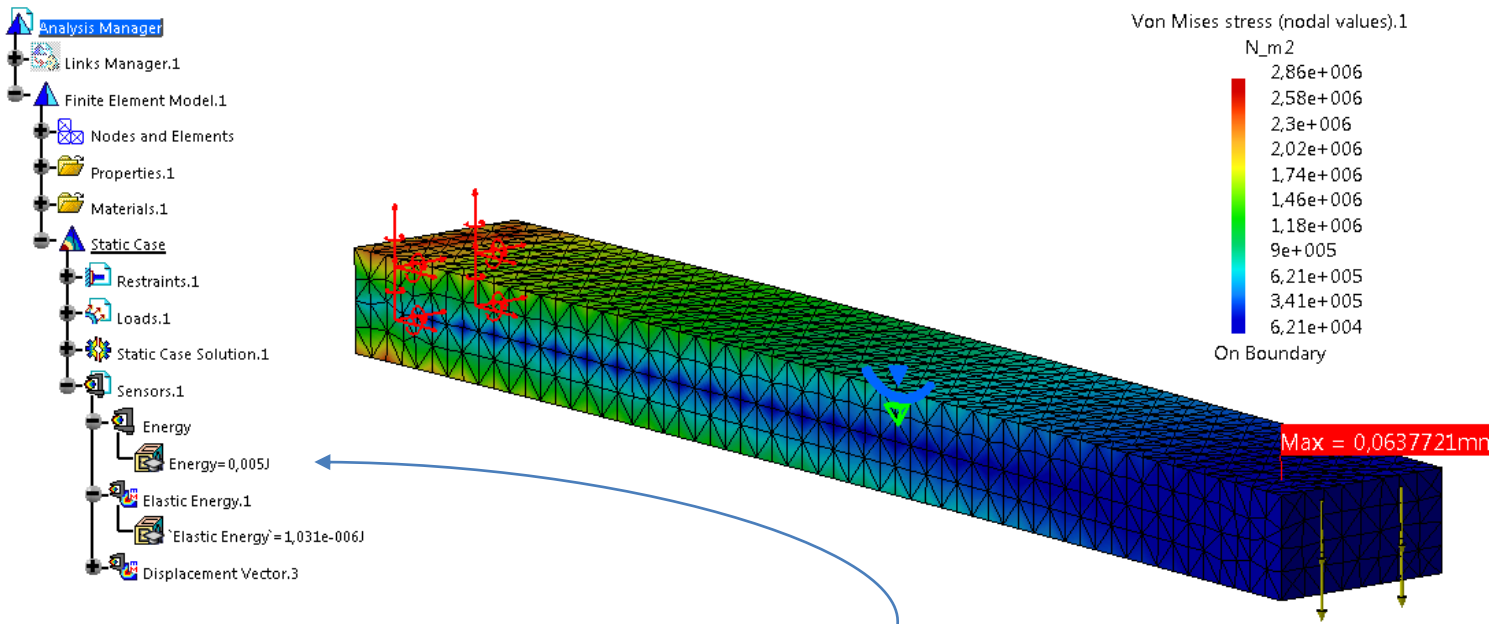
Muntliga källor:

13. Håkan Runius, Volvo Personvagnar, Göteborg (april-juni 2014), tel 031-3256790.
14. Henrik Ebbinger, Volvo Personvagnar, Göteborg (april-juni 2014), tel 031-3250792.
15. Henrik Puhasmägi, Volvo Personvagnar, Göteborg (april-juni 2014), tel 031-3258344.
16. Gert Persson, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg (jan.-feb. 2013), tel 031-7725082.
17. Jonas Wessung, Volvo Personvagnar, Göteborg (april-juni 2014), tel 031-592408.

Bildkällor:

18. KYB Europe G.M.B.H. *Suspension overview*. <http://www.kyb-europe.com/images/template/overview.jpg> (Acc 2014-08-12)
19. Go motors. *Volvo photos, picture # 14*. http://gomotors.net/photos/2f/1b/2010-volvo-v60-body-structure-safety-cage_c6f83.jpg (Acc 2014-09-03)
20. Doyle CFD. *Structural mechanics*. <http://www.doylecfcd.com/images/aero4.jpg> (Acc 2014-08-18)
21. BMJ. *Figure 11.2 Scatter diagram*. http://static.www.bmj.com/sites/default/files/imagecache/highwire_fragment_medium/attachments/resources/2011/08/figure112.jpg (Acc 2014-09-09)
22. BMJ. *Figure 11.3 Regression line drawn on scatter diagram*. <http://static.www.bmj.com/sites/default/files/attachments/resources/2011/08/figure1127.gif> (Acc 2014-09-09)
23. Vassia Atanassova (2010). *Strong-weak-no-correlation*. <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/3c/Strong--weak--no-correlation.png> (Acc 2014-09-09)

BILAGA 1.

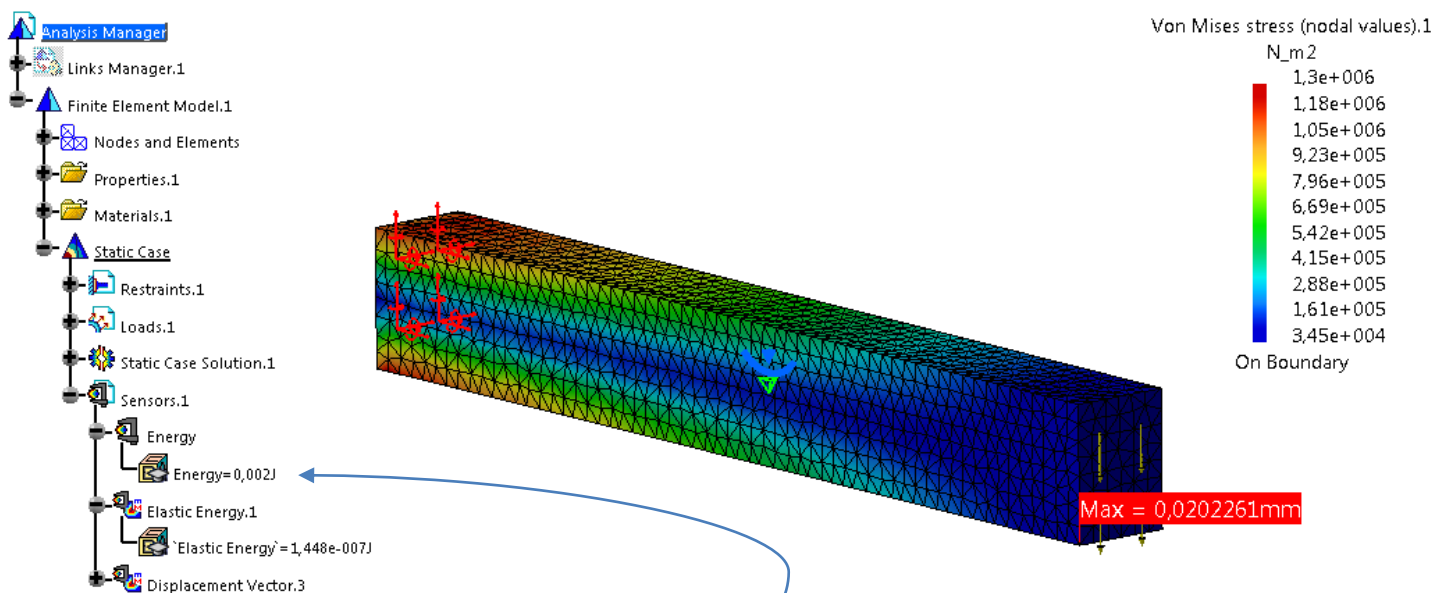


$$U = \frac{1}{2} \cdot k \cdot x^2 = \left\{ k = \frac{F}{x} \right\} = \frac{1}{2} \cdot Fx = \frac{1}{2K} \cdot F^2$$

$$U = \frac{1}{2} \cdot Fx = \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 0,0637721 \cdot 10^{-3} = 0,0048 \text{ [J]}$$

OBS! Värdet som visas på bilden är avrundat.

$$k = \frac{F}{x} = \frac{150}{0,0637} = 2352 \cdot 10^3 \text{ [N/m]}$$



$$U = \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 0,0202261 \cdot 10^{-3} = 0,00152 \text{ [J]}$$

OBS! Värdet som visas på bilden är avrundat.

$$k = \frac{F}{x} = \frac{150}{0,0202261} = 7416 \cdot 10^3 \text{ [N/m]}$$

Mätdata för de olika analysmetoderna (styvhet)									
Modell A		Referensmodell	Modellförändring: 1	2	3	4	5	6	7
Metod:	Enhet:								
Helbilssimulering	kNm/grad	22,120	22,083	22,187	22,119	22,136	22,054	22,141	22,048
Lastfall (Catia)	J	0,149	0,152	0,144	0,149	0,147	0,153	0,147	0,156
Egenfrekvens (Catia)	Hz	29,600	29,441	29,889	29,597	29,842	29,473	29,637	28,995
Styvhetsförändring	Helbil	0%	-0,167%	0,305%	-0,005%	0,073%	-0,297%	0,096%	-0,325%
	Lastfall	0%	-1,912%	3,500%	-0,066%	1,202%	-2,511%	1,349%	-4,361%
	Egenfrekvens	0%	-0,540%	0,974%	-0,011%	0,815%	-0,431%	0,124%	-2,045%

Mätdata för de olika analysmetoderna (styvhet)										
Modell B		Referensmodell	Modellförändring: 1	2	3	4	5	6	7	8
Metod:	Enhet:									
Helbilssimulering	kNm/grad	16,490	16,486	16,468	16,480	16,491	16,57	16,571	16,536	16,569
Lastfall (Catia)	J	0,335	0,337	0,344	0,336	0,332	0,319	0,316	0,324	0,321
Egenfrekvens (Catia)	Hz	54,573	54,393	53,801	54,094	54,762	55,674	55,760	55,296	55,476
Styvhetsförändring	Helbil	0%	-0,025%	-0,130%	-0,059%	0,008%	0,487%	0,493%	0,281%	0,481%
	Lastfall	0%	-0,800%	-2,895%	-0,498%	0,658%	4,700%	5,576%	3,125%	4,049%
	Egenfrekvens	0%	-0,330%	-1,415%	-0,878%	0,346%	2,017%	2,175%	1,325%	1,655%



FEA METHOD IN CATIA

Torsional stiffness upper D-pillar joint

Eigenfrequency

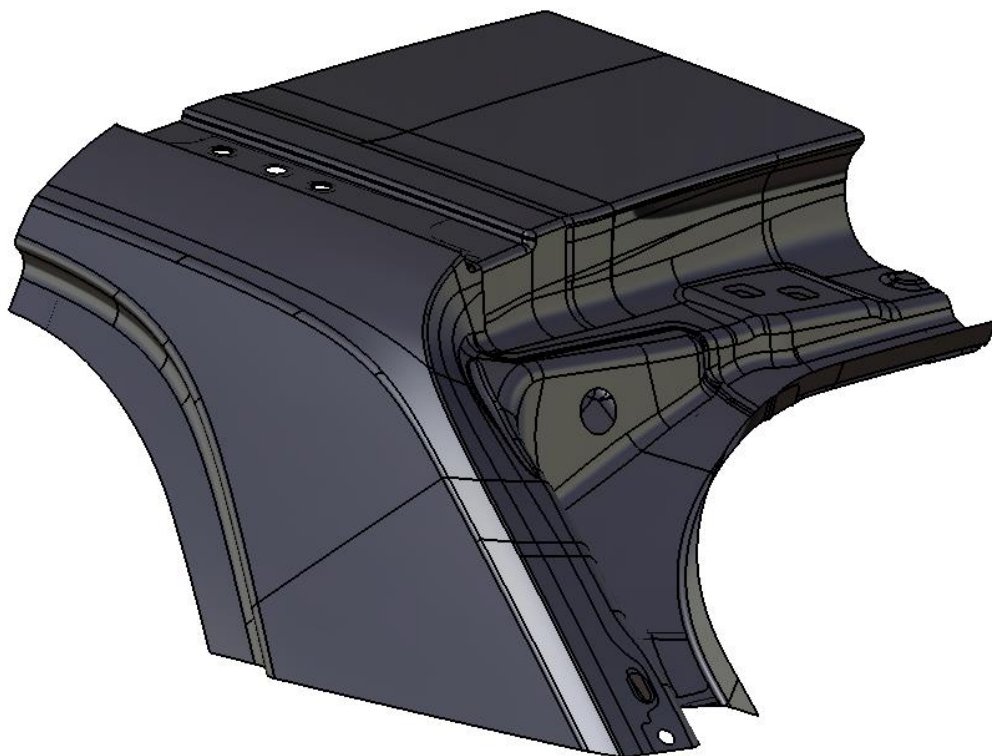
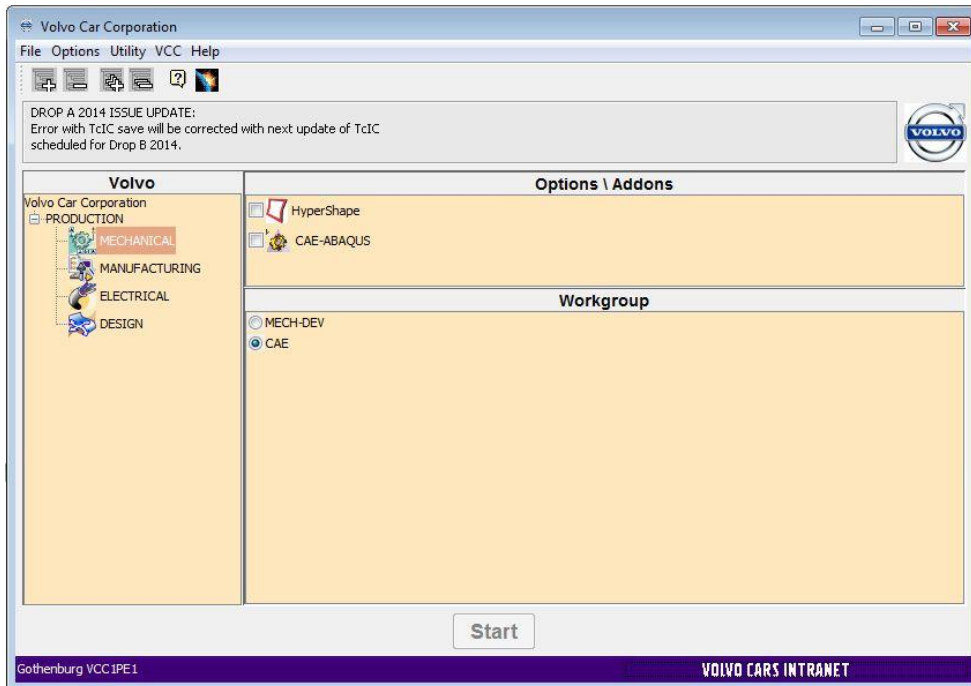


Table of Contents

Start.....	3
Definition of upper D-pillar joint.....	4
Mesh creation.....	5
Mesh properties.....	7
Restraints	8
Spot welds.....	8
Seam welds	9
Analyzing the torsional stiffness of the joint	10
Error and warnings.....	14

Start

It is required to start Catia in CAE-workgroup to use any of the tools and workbenches included in this guide.



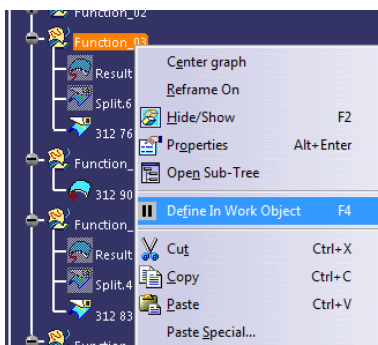
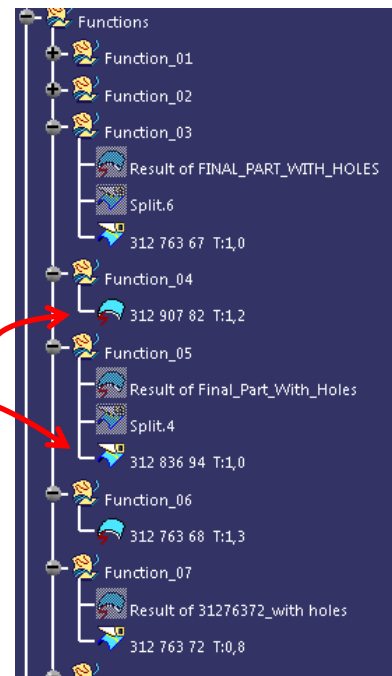
First import all the parts and welds into a new part file.

Keep the parts separated by creating geometrical sets.

The item-ID will be needed when defining welds later on. The thickness of the parts will also be needed.

As seen in the image to the right, surfaces to be used are renamed as item-ID and thickness to make it easier to identify and select them.

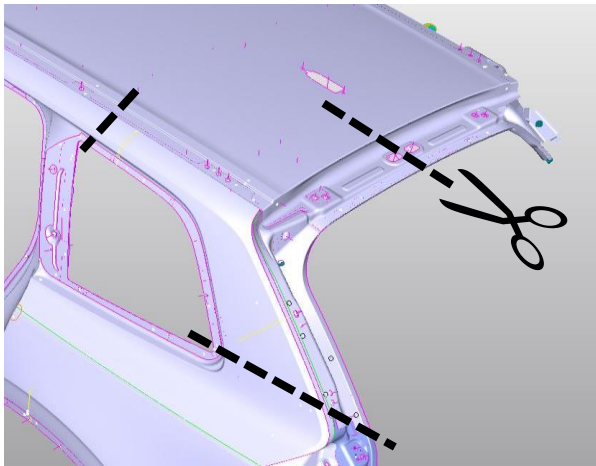
When splitting the surfaces to the correct sizes in the following step, make sure to define the current set as *In Work Object* to keep the tree organized.



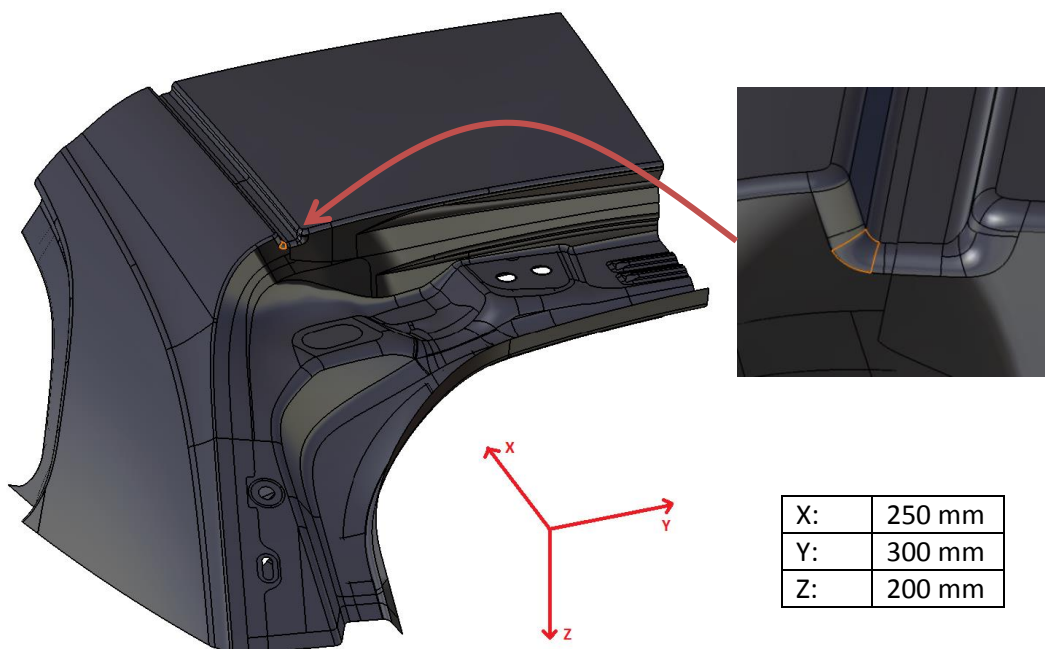
Definition of upper D-pillar joint


There is no exact definition of how large the D-pillar joint is or which parts to include or exclude. The most important thing is to always keep the exact same size when doing the analysis and comparing results.

To achieve the best final result try to cut the joint as large as possible. The larger the joint is the more realistic the simulation and analysis will be. An example of the maximum and optimal size from model A can be seen below.



If stiffness comparisons between different car models will be made then the distance to cut the joint must be the same on all models. An example of how to measure the distances can be seen below.



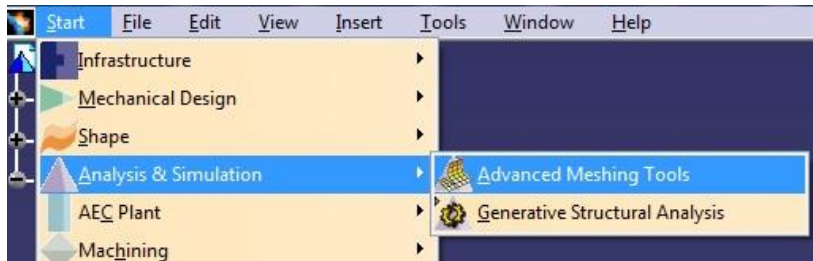
To cut the joint to size use three planes, one for each direction. As seen in the image above the reference point has been chosen as the lower left corner of the roof channel. A smart thing to do is to create a new origin  in this corner.

The dimensions in the table are for the smallest joint, model B.

Mesh creation

The first thing to do is to open the model in the Analysis & Simulation workbench of Catia. Go to **Start**, **Analysis & Simulation** and choose **Advanced Meshing Tools**. Choose **static analysis**.

Note! To keep the connection between the part file and the analysis workbench, both files needs to be open in Catia.



Inside this workbench the surface will eventually be divided in to small elements, creating the mesh. A refined mesh will generate a more accurate result but also give an extended calculation time. The solution has reached convergence when the result is not getting better even though the mesh size is resized. This seems to happen at a very small mesh size. A decision was made to use a size that is relatively small but at the same time does not result in a calculation time longer than a minute.



The desired overall mesh size and form is selected in **Surface mesher**.

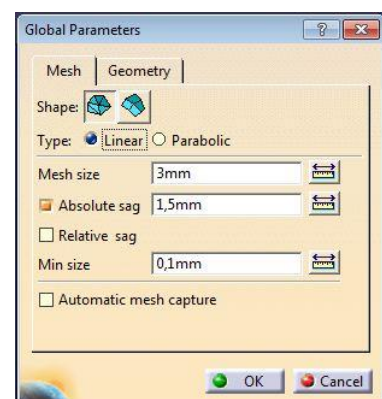
Select the Shape: **Frontal triangle method**,

Type: **Linear**,

Mesh size: **3 mm** and

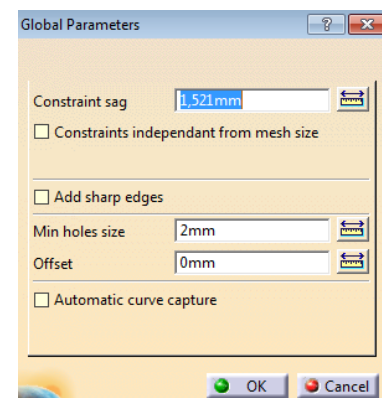
Absolute sag: **1,5 mm**.

Min size: **0,1 mm**.



At the tab **Geometry** the minimum holes size to be included in the mesh can be specified. Choose 2 mm or lower to be on the safe side.

Click **OK** and a new workbench is entered.



To create the elements, select **Mesh The Part.**



It is possible to adjust the mesh, though it should not be needed with the given parameters. If any elements are displayed as red, it is recommended to refine the mesh. There are tools to edit the elements but the easiest way is to refine the mesh by either lowering the minimum mesh size or the mesh size. To get back to Global parameters without reentering the workbench, click **Global**

Meshing Parameters



If the mesh looks satisfying, **exit**

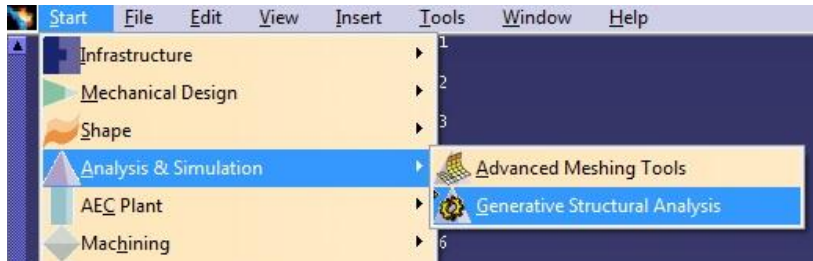


the surface meshing workbench and continue by meshing the next surface parts.

Mesh properties

Next thing to do is to give the surface mesh a 2D property and apply the material. Since the model will be calculated with 2D properties it is important that the mesh type was chosen as linear in previous step.

Enter the **General Structural Analysis** workbench

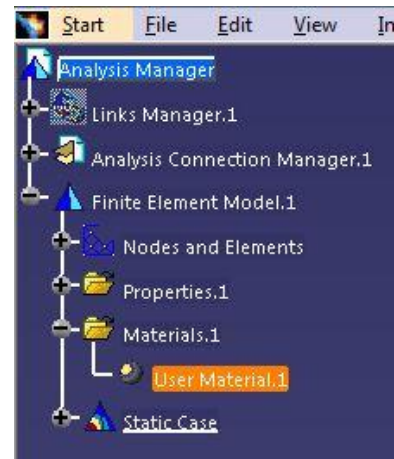


Start by choosing the different materials to be used in the model.

This is done in **User Material**.



Choose for example sheet metal and then apply material. The different materials will then be shown in the tree.



To give the mesh its 2D property, click the **2D Property** button



and the following window will show up.

First select the surface **mesh** as supports. Then click *User-defined material* and choose the wanted material in the tree. The thickness of the part can then be chosen.

Repeat until all the surface meshes have been given 2D property.

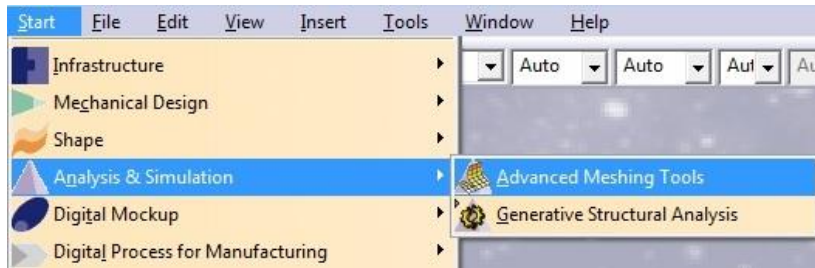


Restraints

To get a realistic behavior of the model, restraints are created. The connection between the surfaces is made by welds and needs to be defined in Catia.

Spot welds

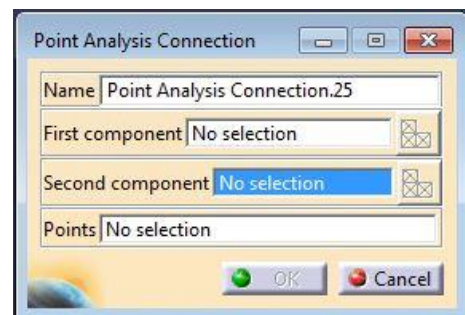
The spot welds are created in the **Advanced Meshing Tools** workbench.



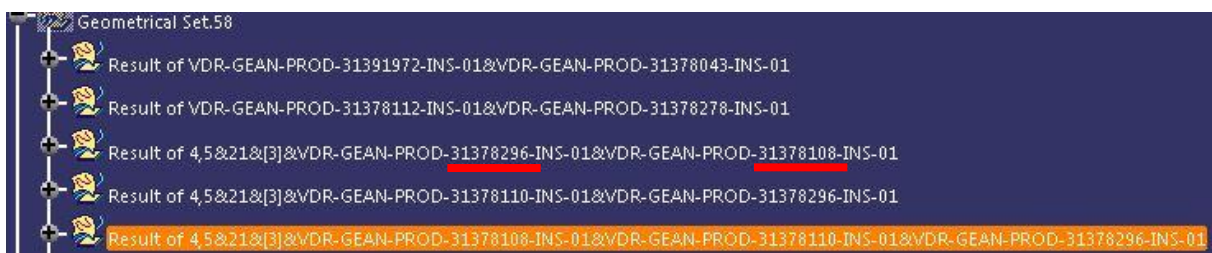
First a **Point Analysis Connection**  is made to define the connection.

Select the different surfaces to be welded as first and second component and then select the point that marks the spot.

Click **OK**.

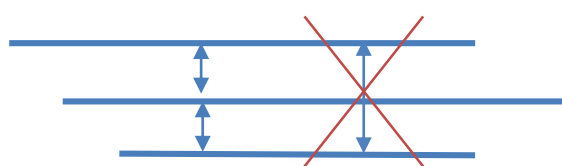



The geometrical sets containing the points for spot welds are named with the item-IDs of surfaces to include.



The spot weld connection in Catia is only between **two** surfaces. If more than two surfaces are to be joined in the same spot weld there is no other way than to make additional connections between them.

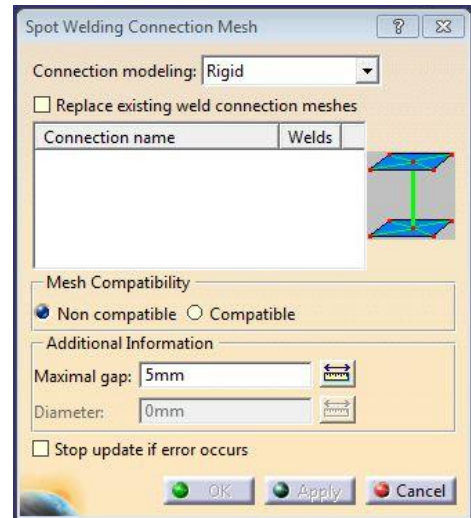
Connect the first one with the second one, the second one with the third one and so on.



Second a **Spot Welding Connection Mesh**  is created to join the mesh parts.


Select the Point Analysis Connection in the tree. Choose a maximal gap between the point and the furthest surface to be welded in the *Maximal gap* section. If there is more than one point selected, make sure that this value works for all the welded spots or it will be displayed as a red mark.

Click **Apply** and **OK**.



Seam welds

The seam welds are created in a similar way to the spot welds.

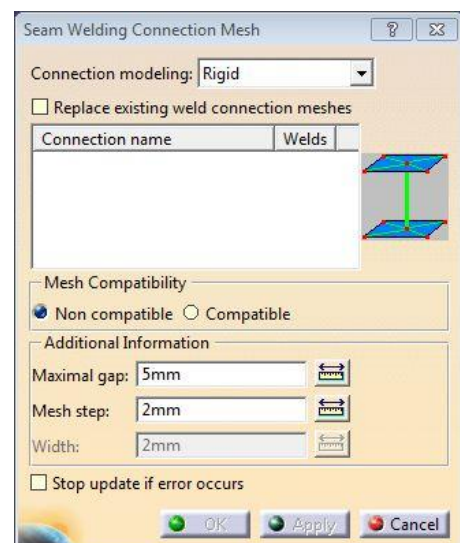
In the **Advanced Meshing Tools** workbench a **Line Analysis Connection**  is made to define the connection. Select the different surfaces to be welded as first and second component and then select the line that marks the position.

Click **OK**.

Use the **Seam Welding Connection Mesh**  to join the mesh parts.

Select the Line Analysis Connection in the tree. Choose a maximal gap between the line and the furthest surface to be welded in the *Maximal gap* section. Any surface farther than this gap will not be welded. Choose a value for *Mesh step* where the lower the value the more compact the seam mesh will be. It is recommended to use at least the same mesh step value as the size of the elements to assure that all the nodes will be connected.

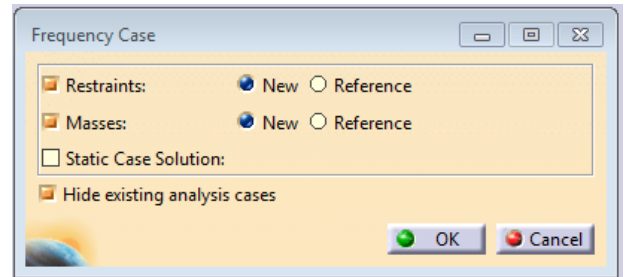
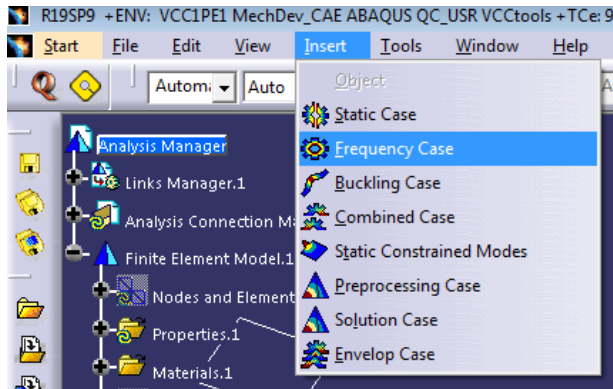
Click **Apply** and **OK**.



Analyzing the torsional stiffness of the joint

To calculate the stiffness of the joint an analysis of the eigenfrequency will be performed.

A *Frequency Case* needs to be created to view the eigenfrequency when the computation is done. Go to **Insert** and choose **Frequency Case**.



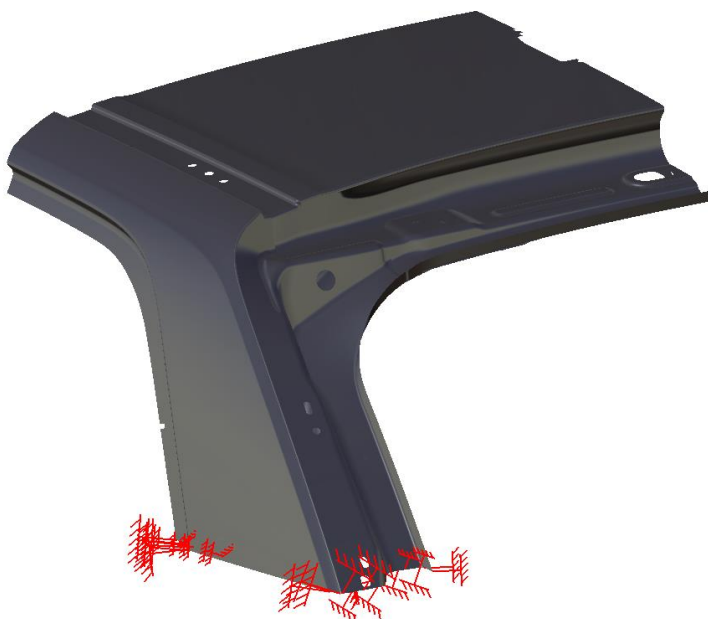
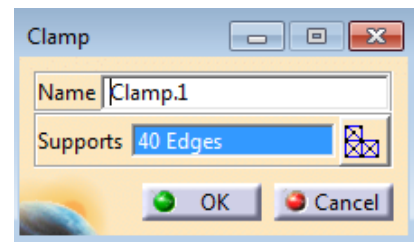
A new window will appear and no change needs to be done, click **OK**.

Start by clamping the lower edge. This is done with **Clamp** that can be found in the *Restraints* toolbar.




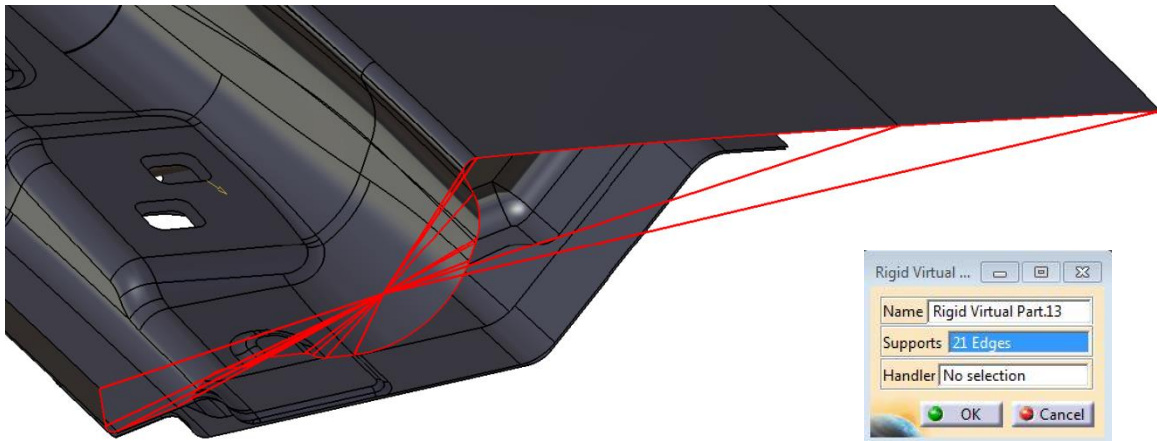
Select all the outer edges and click **OK**.

The clamping will lock the edges and make the model stay still in space.




To get the right behavior of the joint the split edges needs to be given a rigid body property.

Select the **Rigid virtual part** tool , that can be found in the *Virtual parts* toolbar, and the window below will show up. Select all the edges of the part as can be seen in the image. Note that it is only possible to select edges from the same surface part. Therefore the cut below will need three different rigid virtual parts, one for each surface part.

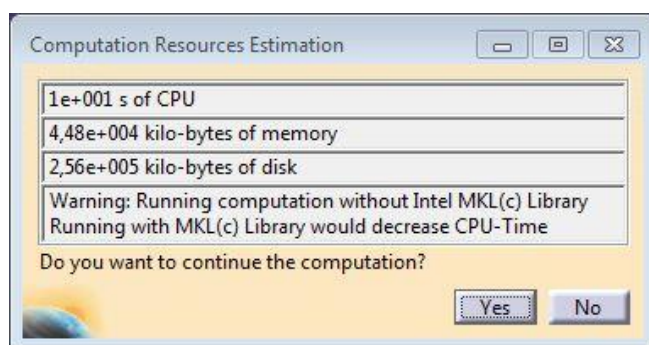



When the clamping and rigid edges have been specified it is time to let Catia compute the analysis.

This is done by selecting the button **Compute**  .

Choose *All* and click *OK*. A new window will appear displaying the estimated calculation time and disk space needed. Click *Yes* and the computation will start.


It has been observed that the actual calculation time is about half the estimated.



When the calculation is completed it is time to analyze the result. In the **Image** bar  different views can be chosen. From left to right these are deformation, von Mises stress and displacement.

Choose **Deformation** .

To see how the joint will deform click **Animate** . There is also an option to change the magnitude of motion in the animation if the deformation is very small or big. Click **Amplification**

magnitude  and choose another scaling factor.

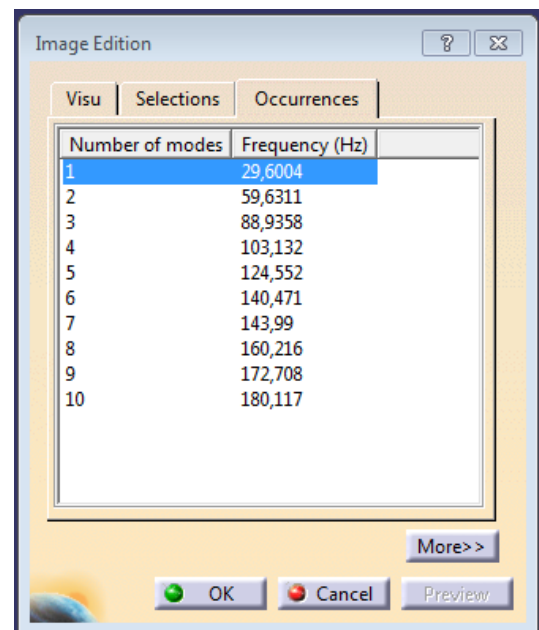
To view the stresses in the joint choose the von Mises button.

The result

Double click on the model to view the eigenfrequency.

In the *Image Edition* window choose *Occurrences*. A list of the lowest modes will be shown where the first one is of most interest since the others will give unwanted behavior.

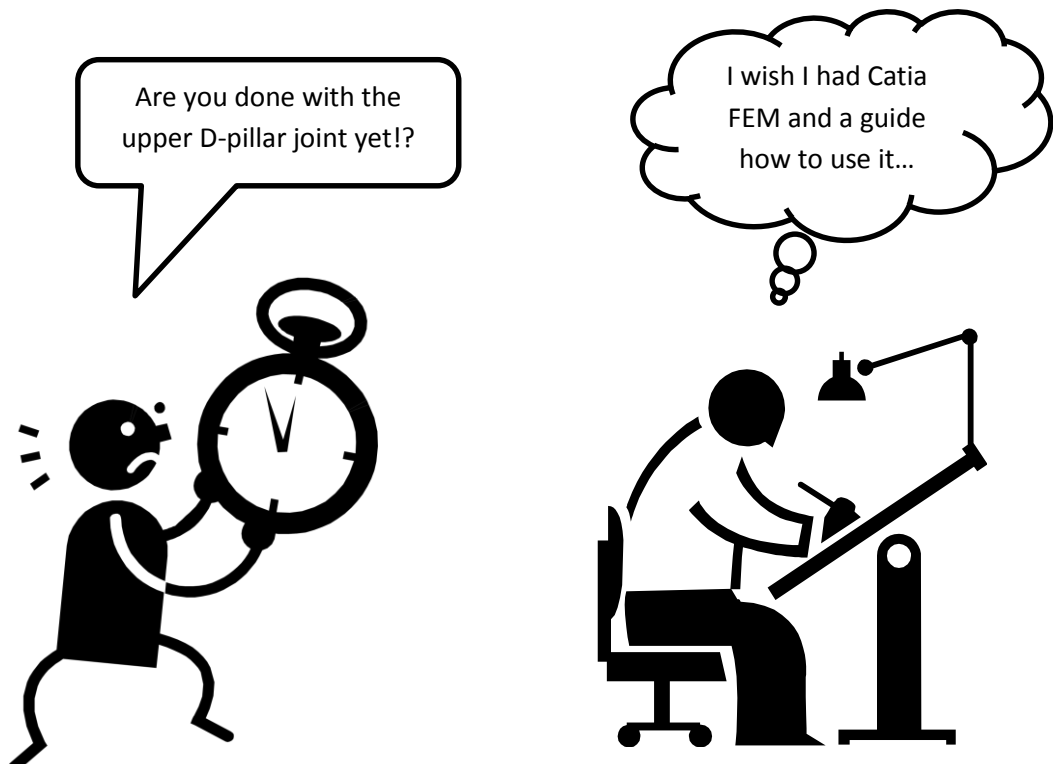
A stiffer joint will have higher frequency.



Doing changes to the model

The amount of work when updating the model depends on the type of changes.

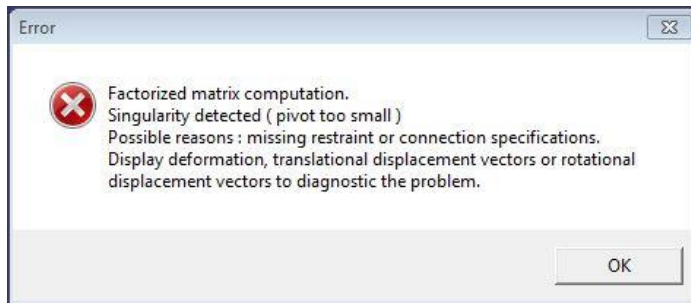
1. Small changes like increasing a plate thickness is done by clicking the 2D property of the part and changing the value, and then compute the model again.
2. To move or remove a spot weld the changes needs to be done in the part and then updating it before returning to the analysis and doing the computation. (1) and (2) types of changes do not affect the mesh and are therefore easy and quick to perform.
3. If geometry changes or a new part will be added to the model it requires creation of a new mesh. If the mesh needs to be recreated remember that everything connected to that mesh also needs to be defined again, spot welds for example.



Error and warnings

Listed below are a few different error and warnings that might appear when working with the model and suggestions of how to fix them.

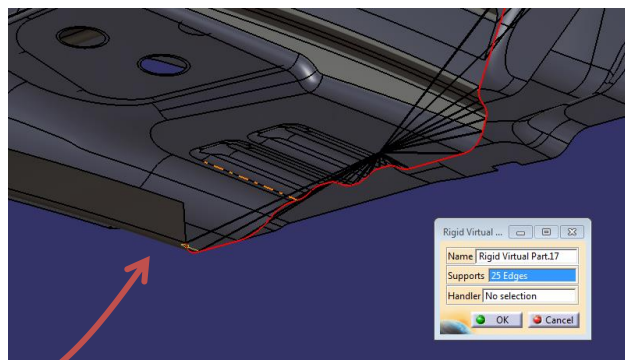
When computing the analysis the following error message might appear. The cause of this error is sometimes difficult to identify.



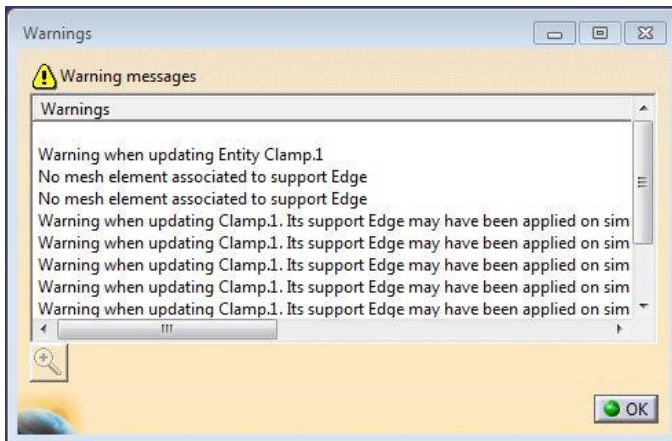
Possible reasons:

- **Missing restraints or constraints.** A part is not attached to the other parts and is able to move freely. This could be because of missing or faulty spot welds. It could also be a missing *Clamp* of the model.
- **Wrong mesh type.** When creating the mesh for all the parts there is an option to choose linear or parabolic type. When using 2D surface meshing the type should be linear and NOT parabolic.
- **Changing the surface thickness.** Experimenting with different thickness might lead to this error if the change is too big. It could be a problem of intersection, constraints or the original design of the model. For example if to increase thickness of one part and the error appears it could be resolved by decreasing thickness of neighboring parts.
- **Not selected all edge lines for virtual part / contrariwise.** When creating a rigid virtual part and the outer edge should be selected it is recommended to select all the edge lines and not skip any. Sometimes it is the other way around and some edges needs to be deselected.

When selecting the outer edge above the tailgate on the model B, an error might appear. Deselect the outer part of the edge to solve the problem.



When computing the analysis the following warning messages might appear and could be ignored.



They refer to the *Clamp* and all mesh elements connected to it. The warnings suggest refining the elements around the edge but with no other results than improved local precision in analysis.

When computing the analysis the following error might appear.



The cause of this error is bad elements displayed as red in the mesh and the solution is to refine the mesh by either lowering the minimum mesh size or the mesh size.

Other errors and warnings that appear are often simple to understand and resolve by reading the description and looking for question and exclamation marks in the tree.



FEA METHOD IN CATIA

Torsional stiffness upper D-pillar joint

Load case

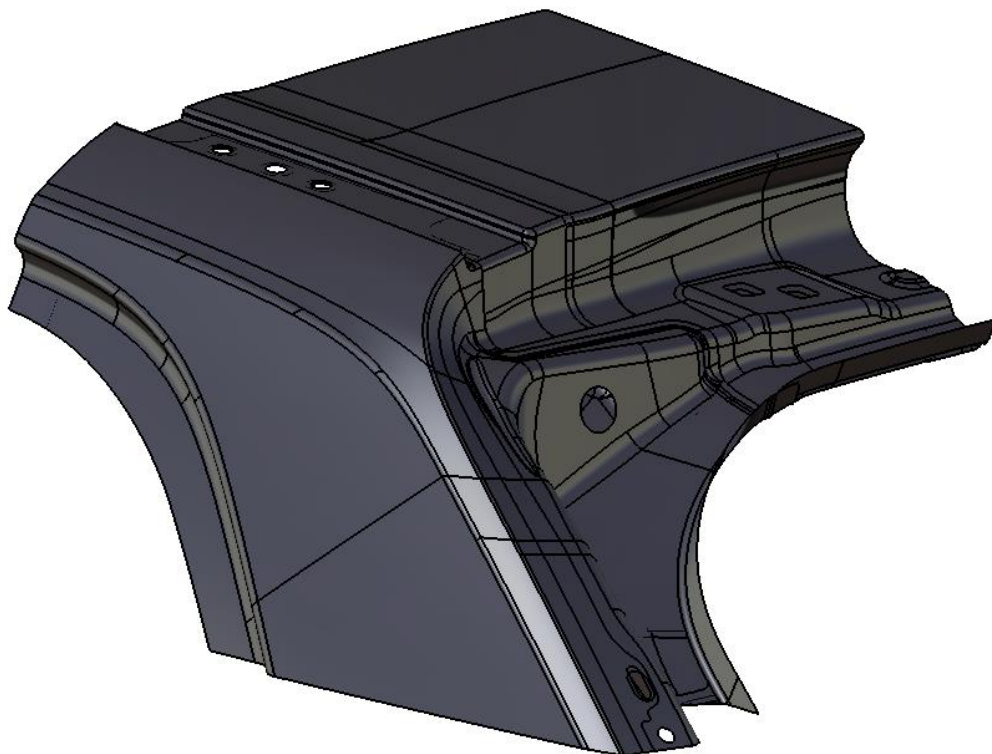
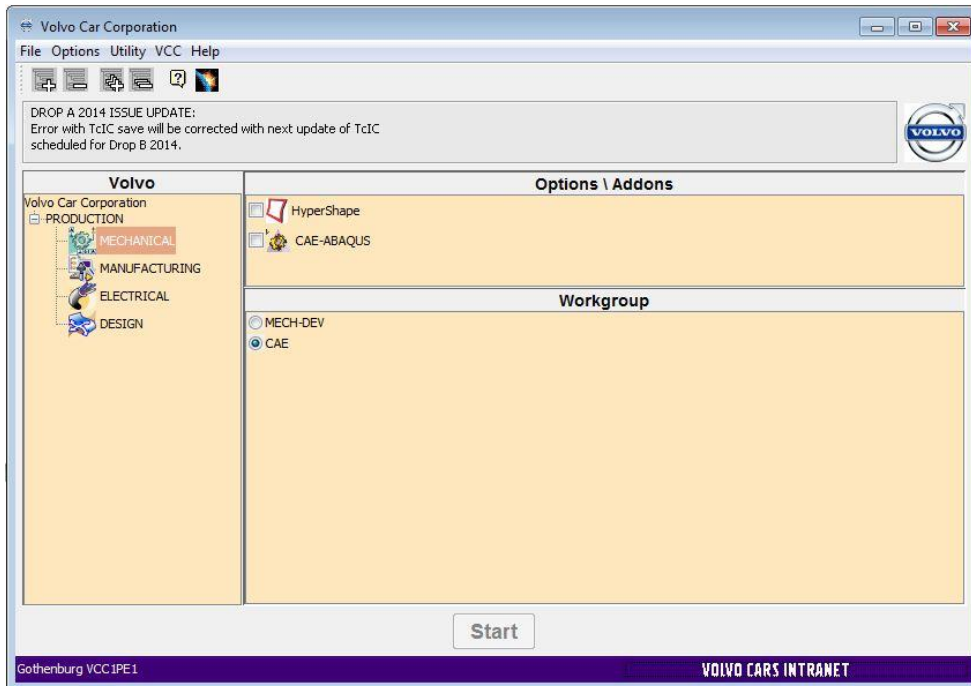


Table of Contents

Start.....	Fel! Bokmärket är inte definierat.
Definition of upper D-pillar joint.....	4
Mesh creation	5
Mesh properties.....	7
Restraints	8
Spot welds.....	8
Seam welds	9
Analyzing the torsional stiffness of the joint	10
Rigid edges	10
Applying loads	11
Sensors	13
Error and warnings.....	155

Start

It is required to start Catia in CAE-workgroup to use any of the tools and workbenches included in this guide.



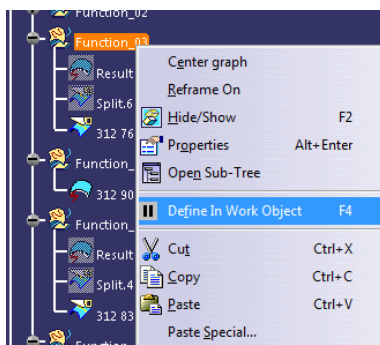
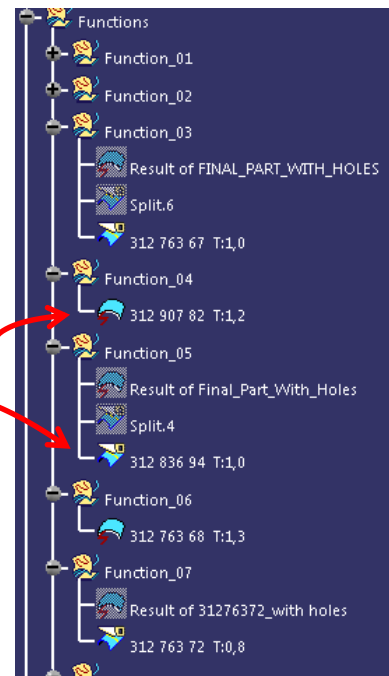
First import all the parts and welds into a new part file.

Keep the parts separated by creating geometrical sets.

The item-ID will be needed when defining welds later on. The thickness of the parts will also be needed.

As seen in the image to the right, surfaces to be used are renamed as item-ID and thickness to make it easier to identify and select them.

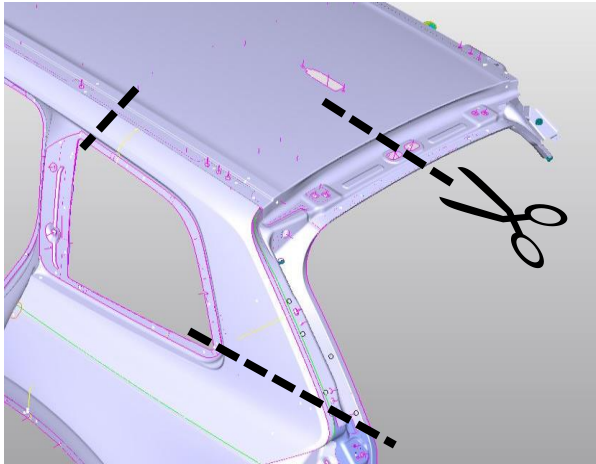
When splitting the surfaces to the correct sizes in the following step, make sure to define the current set as *In Work Object* to keep the tree organized.



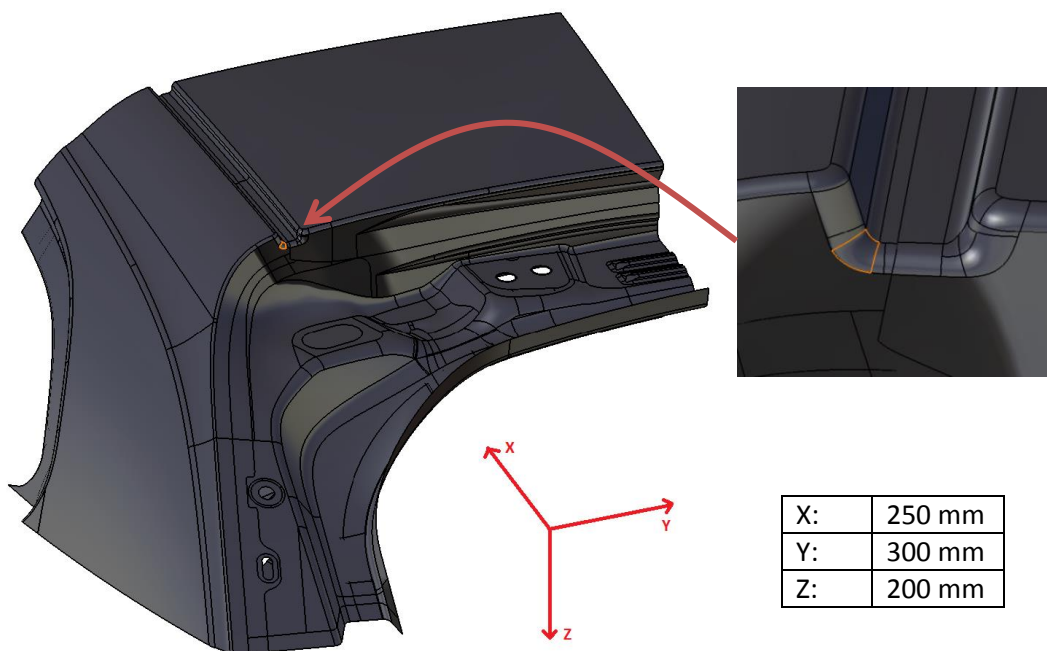
Definition of upper D-pillar joint


There is no exact definition of how large the D-pillar joint is or which parts to include or exclude. The most important thing is to always keep the exact same size when doing the analysis and comparing results.

To achieve the best final result try to cut the joint as large as possible. The larger the joint is the more realistic the simulation and analysis will be. An example of the maximum and optimal size from model A can be seen below.



If stiffness comparisons between different car models will be made then the distance to cut the joint must be the same on all models. An example of how to measure the distances can be seen below.



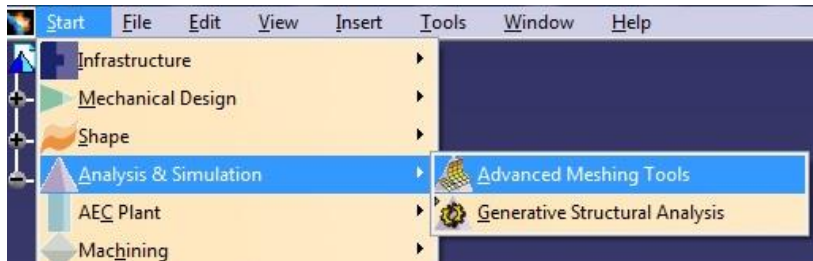
To cut the joint to size use three planes, one for each direction. As seen in the image above the reference point has been chosen as the lower left corner of the roof channel. A smart thing to do is to create a new origin  in this corner.

The dimensions in the table are for the smallest joint, model B.

Mesh creation

The first thing to do is to open the model in the Analysis & Simulation workbench of Catia. Go to **Start**, **Analysis & Simulation** and choose **Advanced Meshing Tools**. Choose **static analysis**.

Note! To keep the connection between the part file and the analysis workbench, both files needs to be open in Catia.



Inside this workbench the surface will eventually be divided in to small elements, creating the mesh. A refined mesh will generate a more accurate result but also give an extended calculation time. The solution has reached convergence when the result is not getting better even though the mesh size is resized. This seems to happen at a very small mesh size. A decision was made to use a size that is relatively small but at the same time does not result in a calculation time longer than a minute.



The desired overall mesh size and form is selected in **Surface mesher**.

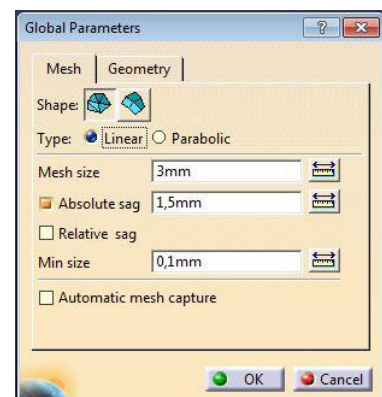
Select the Shape: **Frontal triangle method**,

Type: **Linear**,

Mesh size: **3 mm** and

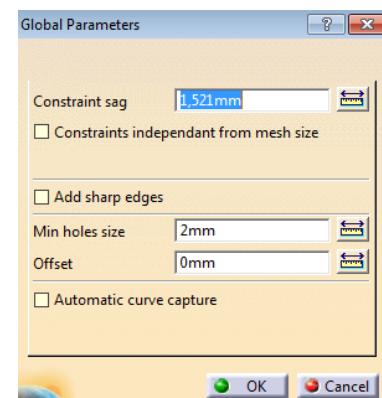
Absolute sag: **1,5 mm**.

Min size: **0,1 mm**.



At the tab **Geometry** the minimum holes size to be included in the mesh can be specified. Choose 2 mm or lower to be on the safe side.

Click **OK** and a new workbench is entered.



To create the elements, select **Mesh The Part.**



It is possible to adjust the mesh, though it should not be needed with the given parameters. If any elements are displayed as red, it is recommended to refine the mesh. There are tools to edit the elements but the easiest way is to refine the mesh by either lowering the minimum mesh size or the mesh size. To get back to Global parameters without reentering the workbench, click **Global**

Meshing Parameters



If the mesh looks satisfying, **exit**

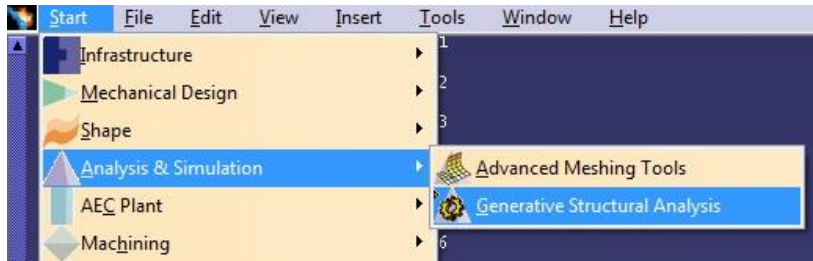


the surface meshing workbench and continue by meshing the next surface parts.

Mesh properties

Next thing to do is to give the surface mesh a 2D property and apply the material. Since the model will be calculated with 2D properties it is important that the mesh type was chosen as linear in previous step.

Enter the **General Structural Analysis** workbench

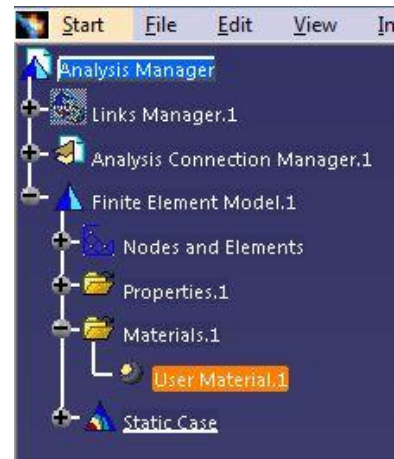


Start by choosing the different materials to be used in the model.

This is done in **User Material**.



Choose for example sheet metal and then apply material. The different materials will then be shown in the tree.



To give the mesh its 2D property, click the **2D Property** button



and the following window will show up.

First select the surface **mesh** as supports. Then click *User-defined material* and choose the wanted material in the tree. The thickness of the part can then be chosen.

Repeat until all the surface meshes have been given 2D property.

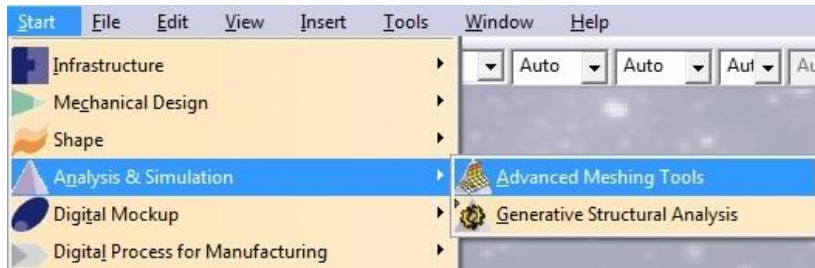


Restraints

To get a realistic behavior of the model, restraints are created. The connection between the surfaces is made by welds and needs to be defined in Catia.

Spot welds

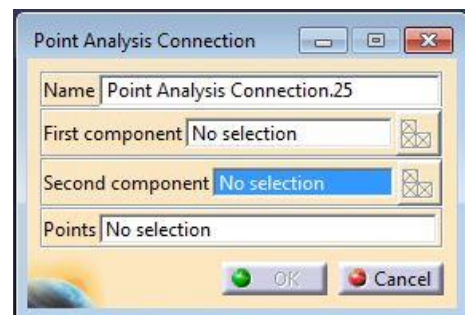
The spot welds are created in the **Advanced Meshing Tools** workbench.



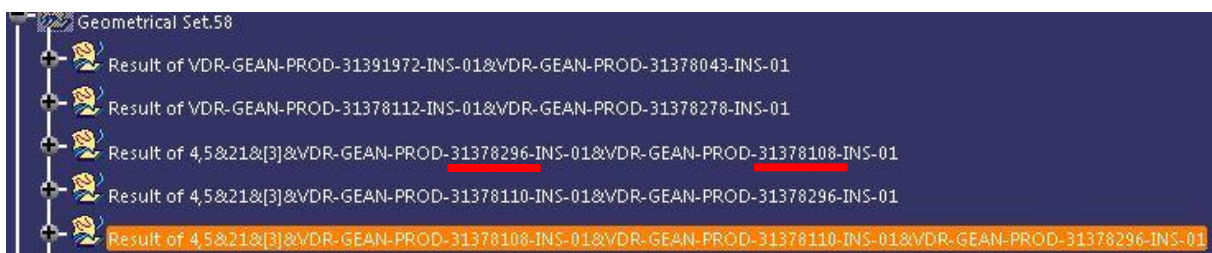
First a **Point Analysis Connection**  is made to define the connection.

Select the different surfaces to be welded as first and second component and then select the point that marks the spot.

Click **OK**.

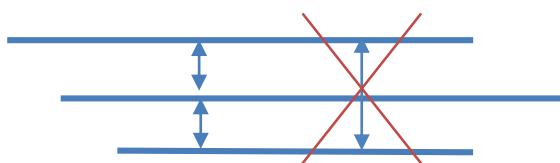



The geometrical sets containing the points for spot welds are named with the item-IDs of surfaces to include.



The spot weld connection in Catia is only between **two** surfaces. If more than two surfaces are to be joined in the same spot weld there is no other way than to make additional connections between them.

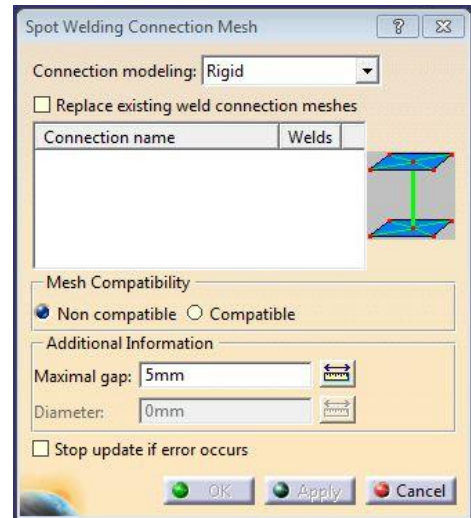
Connect the first one with the second one, the second one with the third one and so on.



Second a **Spot Welding Connection Mesh**  is created to join the mesh parts.


Select the Point Analysis Connection in the tree. Choose a maximal gap between the point and the furthest surface to be welded in the *Maximal gap* section. If there is more than one point selected, make sure that this value works for all the welded spots or it will be displayed as a red mark.

Click **Apply** and **OK**.




Seam welds

The seam welds are created in a similar way to the spot welds.

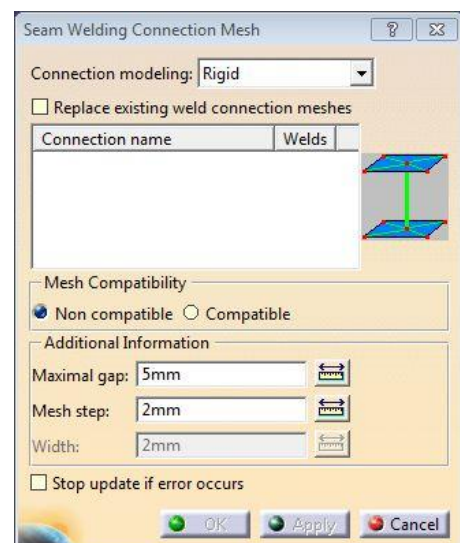
In the **Advanced Meshing Tools** workbench a **Line Analysis Connection**  is made to define the connection. Select the different surfaces to be welded as first and second component and then select the line that marks the position.

Click **OK**.

Use the **Seam Welding Connection Mesh**  to join the mesh parts.

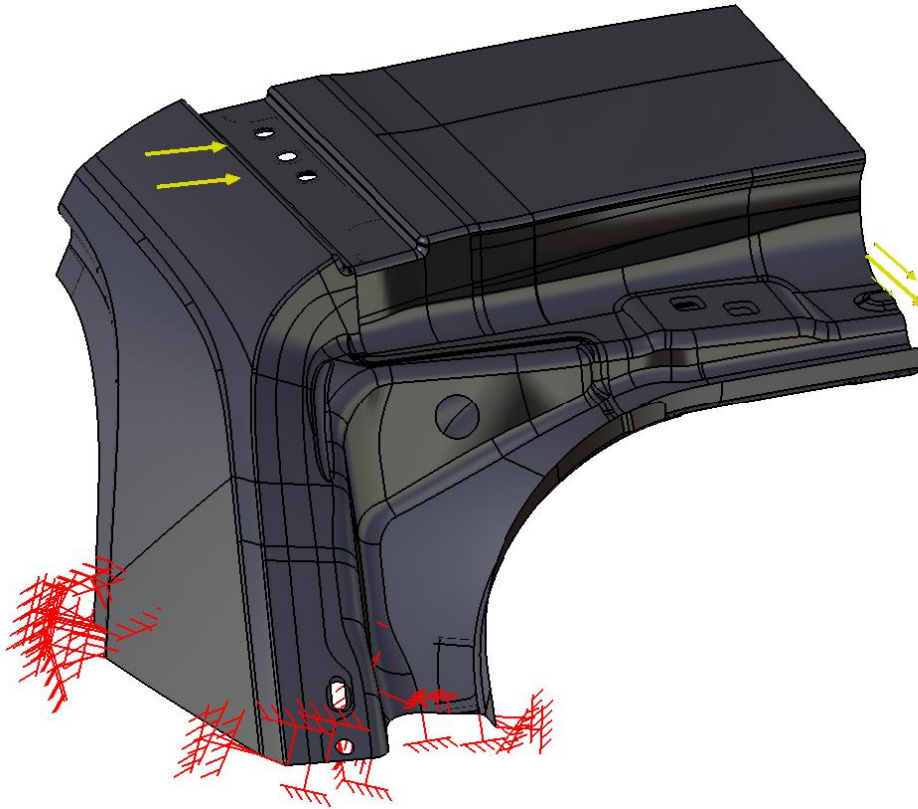
Select the Line Analysis Connection in the tree. Choose a maximal gap between the line and the furthest surface to be welded in the *Maximal gap* section. Any surface farther than this gap will not be welded. Choose a value for *Mesh step* where the lower the value the more compact the seam mesh will be. It is recommended to use at least the same mesh step value as the size of the elements to assure that all the nodes will be connected.

Click **Apply** and **OK**.



Analyzing the torsional stiffness of the joint

When all the previous preparations have been made to the model, it is time to apply the load case. The goal is to make the model behave the same or similar way as in the torsional stiffness simulation of the whole car. This is done by clamping the lower edge of the joint and applying forces to the other two edges. Below is a picture showing the final load case.



Rigid edges

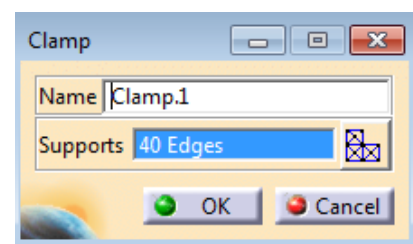
To get the right behavior of the joint all the split edges needs to be given a rigid body property. If not, unwanted local deformation and tension on the edges can occur.

Start by clamping the lower edge. This is done with **Clamp** that can be found in the *Restraints* toolbar.




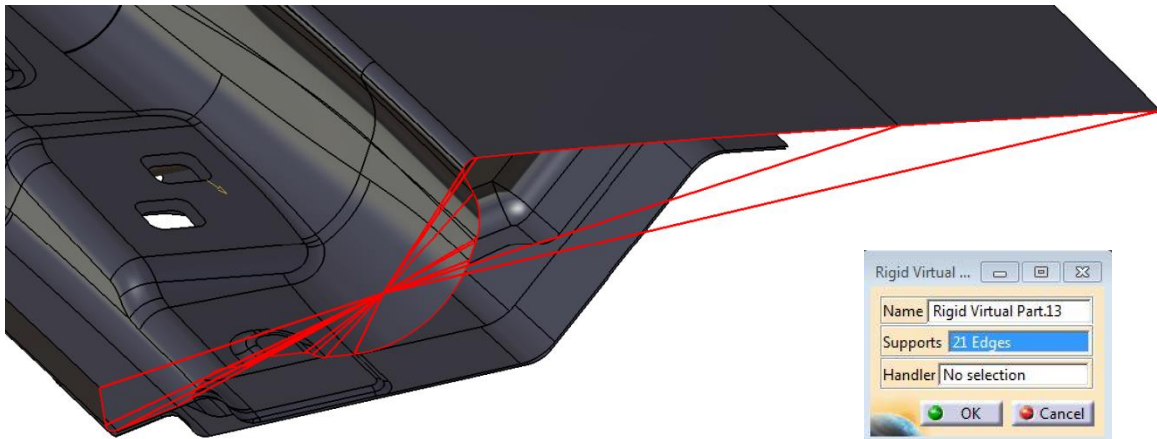
Select all the outer edges and click *OK*.

The clamping will lock the edges and make the model stay still in space.



Since the loads will be applied at the other two split edges, a rigid body behavior is therefore needed.

Select the **Rigid virtual part** tool , that can be found in the *Virtual parts* toolbar, and the window below will show up. Select all the edges of one part as can be seen in the image. Note that it is only possible to select edges from the same surface part. Therefore the cut below will need three different rigid virtual parts, one for each surface part.

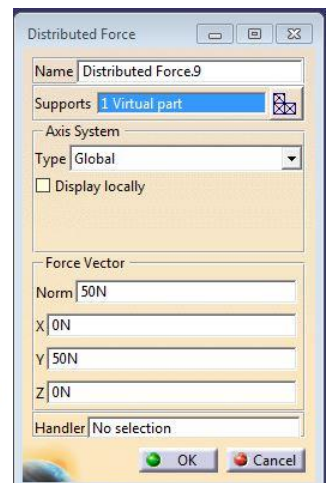
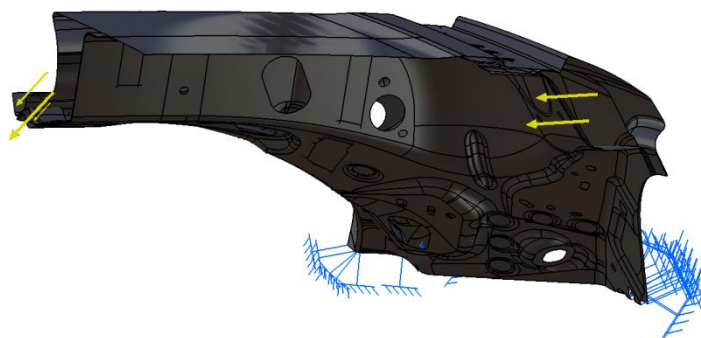
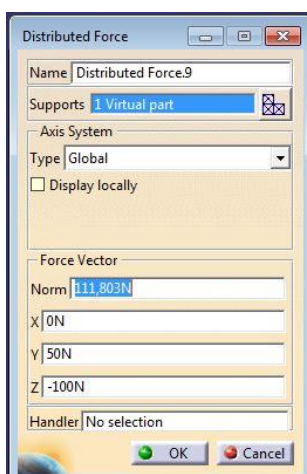


Applying loads

When all the edges have been given rigid body property it is time to apply the loads. This is done

with **distributed force**  .

When the window below shows up, select a rigid virtual part where the load will be applied. It takes one load for each rigid virtual part. The section along the side of the car will be loaded with a horizontal force, Y: 50N, and the section above the tailgate will be loaded with a horizontal and a vertical load, Y: 50N, Z: -100N. This load case has been tuned to work for model A. When applying loads on a different joint from another car model, the load case might need to be changed to give right behavior.

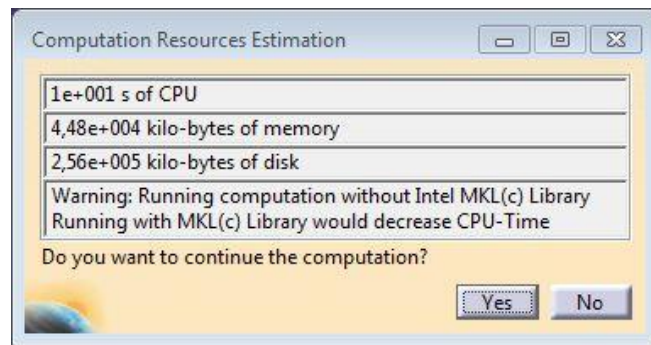


When all loads have been specified it is time to let Catia compute the analysis. This is done by


selecting the button **Compute**  .

Choose *All* and click *OK*. A new window will appear displaying the estimated calculation time and disk space needed. Click *Yes* and the computation will start.


It has been observed that the actual calculation time is half the estimated.



When the calculation is completed it is time to analyze the result.

In the **Image** bar  , different views can be chosen. From left to right these are deformation, von Mises stress and displacement. Behind the displacement button there are also views showing principal stress and precision of calculation.

To view the stresses in the joint choose the von Mises button. To see how the joint will deform click

Animate  . There is also an option to change the magnitude of motion in the animation if the

deformation is very small or big. Click **Amplification magnitude**  and choose another scaling factor.

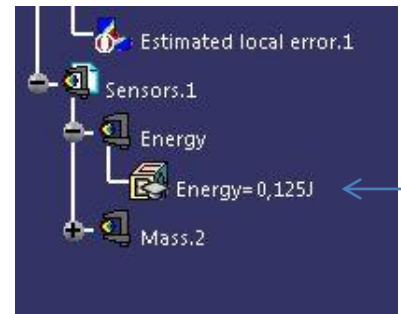
Sensors

Sensors can be placed on specific areas of the model to get information about displacement, stress or rotation for example.


Energy sensor

One way to analyze the result and see how the stiffness change is to measure the energy stored in the joint. This can be done with a global sensor. This global sensor is automatically created when the model is computed and can be seen in the tree.

When analyzing the energy, one can think of the joint as a spring. A stiff spring or joint cannot store as much elastic energy as a weak one because it will not deform as much by the same force. Therefore the less elastic energy stored the stiffer the joint is.



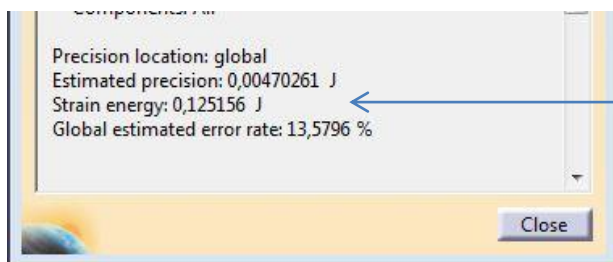
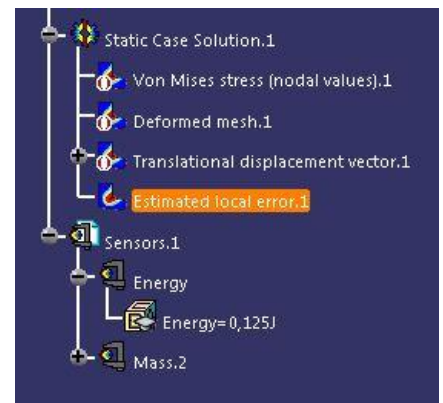
The energy presented in the tree will be rounded off and sometimes not able to show the result of small changes to the model. A way to

get more decimals is to display the **Precision view**  found

behind *displacement* .

Click **Information**  and select *Estimated local error.1* in the tree.

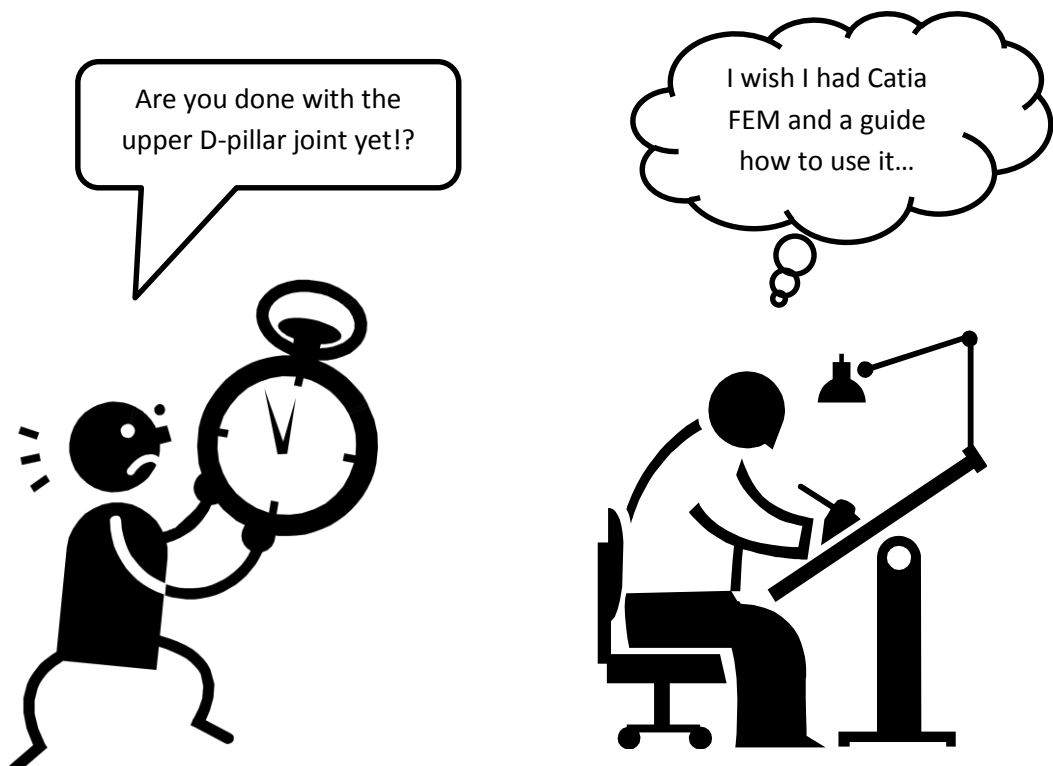
A more precise result will be shown at *Strain energy* as demonstrated below.



Doing changes to the model

The amount of work when updating the model depends on the type of changes.

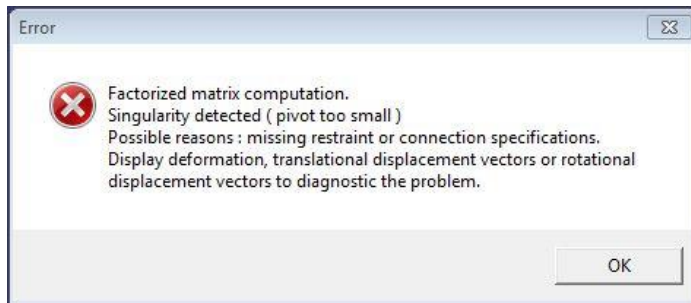
1. Small changes like increasing a plate thickness is done by clicking the 2D property of the part and changing the value, and then compute the model again.
2. To move or remove a spot weld the changes needs to be done in the part and then updating it before returning to the analysis and doing the computation. (1) and (2) types of changes do not affect the mesh and are therefore easy and quick to perform.
3. If geometry changes or a new part will be added to the model it requires creation of a new mesh. If the mesh needs to be recreated remember that everything connected to that mesh also needs to be defined again, spot welds for example.



Error and warnings

Listed below are a few different error and warnings that might appear when working with the model and suggestions of how to fix them.

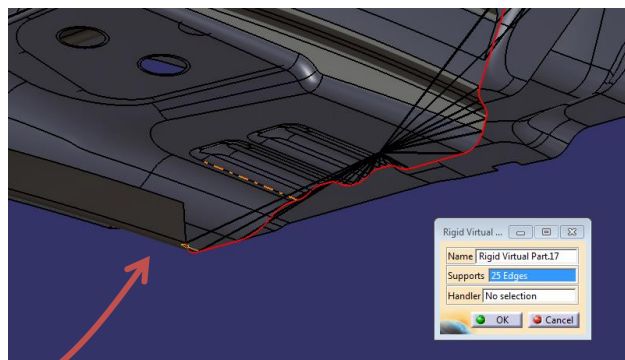
When computing the analysis the following error message might appear. The cause of this error is sometimes difficult to identify.



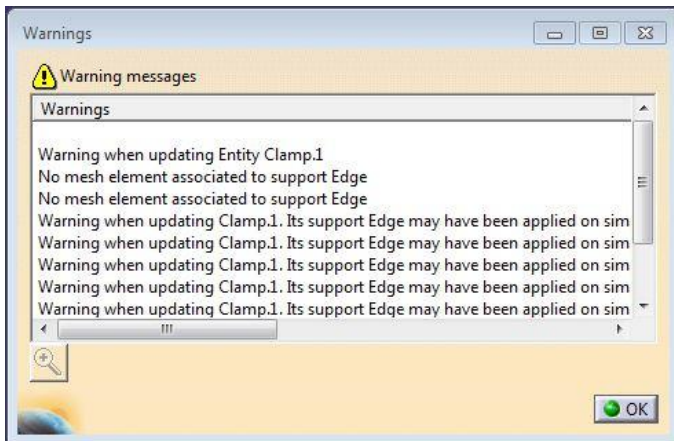
Possible reasons:

- **Missing restraints or constraints.** A part is not attached to the other parts and is able to move freely. This could be because of missing or faulty spot welds. It could also be a missing *Clamp* of the model.
- **Wrong mesh type.** When creating the mesh for all the parts there is an option to choose linear or parabolic type. When using 2D surface meshing the type should be linear and NOT parabolic.
- **Changing the surface thickness.** Experimenting with different thickness might lead to this error if the change is too big. It could be a problem of intersection, constraints or the original design of the model. For example if to increase thickness of one part and the error appears it could be resolved by decreasing thickness of neighboring parts.
- **Not selected all edge lines for virtual part / contrariwise.** When creating a rigid virtual part and the outer edge should be selected it is recommended to select all the edge lines and not skip any. Sometimes it is the other way around and some edges needs to be deselected.

When selecting the outer edge above the tailgate on the model B, an error might appear. Deselect the outer part of the edge to solve the problem.



When computing the analysis the following warning messages might appear and could be ignored.



They refer to the *Clamp* and all mesh elements connected to it. The warnings suggest refining the elements around the edge but with no other results than improved local precision in analysis.

When computing the analysis the following error might appear.



The cause of this error is bad elements displayed as red in the mesh and the solution is to refine the mesh by either lowering the minimum mesh size or the mesh size.

Other errors and warnings that appear are often simple to understand and resolve by reading the description and looking for question and exclamation marks in the tree.

