

# Detaljkonstruktion av skidbalk

- Ett samarbete mellan produktion och konstruktion

*Julius Palmqvist och Alexandra Rietz*

---

*Avdelningen för maskinkonstruktion • Institutionen för designvetenskaper*

*Avdelningen för industriell produktion • Institutionen för maskinteknologi*

*Lunds Tekniska Högskola • Lunds universitet • 2014*



**BAE SYSTEMS**

**LUNDS UNIVERSITET**



# Detaljkonstruktion av en skidbalk

- Ett samarbete mellan produktion och konstruktion

*Julius Palmqvist & Alexandra Rietz*

---

*Avdelningen för maskinkonstruktion • Institutionen för designvetenskaper*

*Avdelningen för industriell produktion • Institutionen för maskinteknologi*

*Lunds Tekniska Högskola • Lunds universitet • 2014*

Avdelningen för maskinkonstruktion, institutionen för designvetenskaper  
Avdelningen för industriell produktion, institutionen för maskinteknologi  
Lunds Tekniska Högskola, Lunds universitet  
Box 118  
221 00 LUND

LUTMDN(TMMV-5260)1-X/2014  
ISRN LUTMDN/TMKT 14/5486 SE

## Förord

Vi vill tacka våra handledare på företaget Björn Hellholm, Kjell Lundin och Göran Westman för det engagemang och stöd de visat för detta projekt. Det har varit ett nöje att utföra projektet på BAE Systems Hägglunds AB, Örnsköldsvik då all personal vi varit i kontakt med visat intresse för de frågeställningar och resultat vi kommit fram till.

Även tack till universitetsadjunkt Per-Erik Andersson och teknisk doktor Damien Motte, båda anställda vid avdelningen för maskinkonstruktion, institutionen för designvetenskaper, för den handledning de gett oss gällande rapportskrivandet.

Examinatorerna för detta projekt är professor Jan-Eric Ståhl, avdelningen för industriell produktion vid institutionen för maskinteknologi och Per Kristav, universitetsadjunkt vid avdelningen för maskinkonstruktion. Opponenterna är studenterna Oskar Odén och Filip Böttcher som läser civilingenjörsprogrammet maskinteknik vid Lunds Tekniska Högskola.

Örnsköldsvik, januari 2014

Julius Palmqvist & Alexandra Rietz



## Abstract

This master thesis was performed at the company BAE Systems Hägglunds AB, Örnsköldsvik, Sweden. Hägglunds has its main market within the defense industry and is the developers and manufacturers of the combat vehicle CV90 and the terrain vehicle BvS10. Since a few years back, Hägglunds has investigated the potential to apply its technologies from these vehicles to a product for the civil market. The result of this investigation is that Hägglunds wants to develop a forwarder. A forwarder is a forestry vehicle that generally is driven on wheels and Hägglunds' idea is to replace these wheels with track systems. The main component in this track system is the skid girder and this is the component that forms the basis for this project.

The purpose of this project is to develop the detailed design for the skid girder. The design has to meet the objectives of minimizing the weight and adapt the geometry to the manufacturing processes at the company.

All together the project is divided into five working areas: rear part of the skid girder, front part of the skid girder, the interface between the rear and front part, connection between control arms and skid girder and connection between backing roller and skid girder. The reason for having the skid girder in a rear and front part is that the transmission system and electric motor (driving components for the tracks) are positioned in the front part of skid girder. This means that the interface between skid girder and driving components must meet more complex requirements that makes internal components accessible for assembly and service.

The work procedures have differed between the different working areas. In some of the areas a lot of the conditions were set and in some more preparatory work had to be done. Some of the relevant subjects treated in this project are generating concept, evaluating concepts, FE-analysis, calculation of screw dimensions and cross-sectional analysis of beams.

The weight of the finished skid girder is low and most of the working areas can be produced within the company without creating a need for new production equipment. Two of the working areas can advantageously be casted and therefore they can't be produced within the company. Our recommendations are that a further analysis of casting processes should be done with the motivation that more weight can be reduced and a FE-analysis is necessary for the complete skid girder.

### **Keywords:**

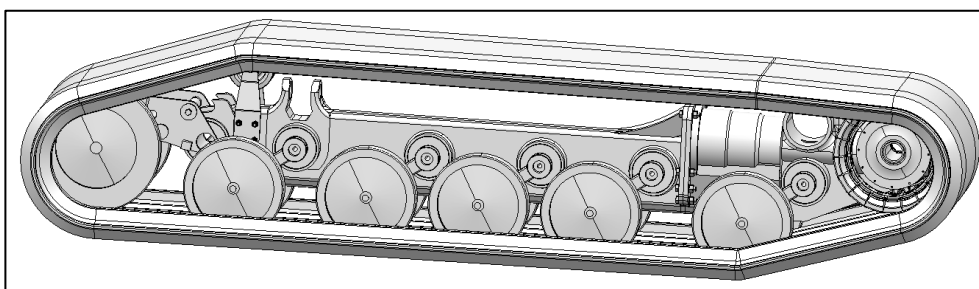
*Detailed design, track system, skid girder and FE-analysis.*





## Sammanfattning

Detta examensarbete är utfört på företaget BAE Systems Hägglunds AB, Örnsköldsvik, Sverige. Hägglunds har sin huvudmarknad inom försvarsindustrin där de utvecklar och tillverkar stridsfordonet CV90 och bandvagnen BvS10. Sedan några år tillbaka har Hägglunds undersökt möjligheterna att använda deras teknologi från dessa fordon på den civila marknaden. Resultatet från den undersökningen är att Hägglunds ska utveckla en skotare. En skotare är en skogsmaskin som generellt drivs med hjul och Hägglunds idé är att ersätta dessa hjul med bandställ. Huvudkomponenten i ett bandställ är en skidbalk och det är den komponent som kommer ligga till grund för detta projekt.



**Figur 1** Resultatet av projektet. Bandställ till skotaren.

Meningen med detta projekt är att ta fram detaljkonstruktionen för skidbalken. Konstruktionen ska möta upp målen; minimera vikten och anpassa geometrierna för tillverkning. En önskan fanns att kunna tillverka så stora delar som möjligt i företagets egna produktion.

Då detaljkonstruktionen för skidbalken påverkas av de komponenter som integrerar med skidbalken bestämdes det tillsammans med handledarna på företaget att ta med några av dessa i arbetet. Detta innebar att arbetet kommer innehålla tre komponenter; skidbalken, infästningen till den bakre bärarmen och infästningen till stödrullen. Skidbalken delas in i tre arbetsområden; främre halvan av skidbalken, bakre halvan av skidbalken och gränssnittet mellan skidbalkshalvorna. Projektet består därmed av totalt fem arbetsområden.

Projektet inleddes med att undersöka bandstället till sin helhet och de enskilda komponenterna. Det var viktigt att förstå vilken funktion komponenterna fyllde, hur de fungerade och vilka krav som ställdes på dem. Efter det fastställdes de lastfall som skidbalken och komponenterna skulle dimensioneras efter. En stor del av dessa togs

från de som tidigare använts för BvS10:an. Andra togs från tidigare genomförda simuleringar på skotaren och försök gjordes även till att ta fram nya efter att ha granskat miljön som skotaren skulle framföras i. När detta förarbete var genomfört inleddes självaste utformningen av komponenterna.

För den bakre halvan av skidbalken, som hade stora möjligheter att kunna tillverkas i Hägglunds egen produktion, fördes en nära diskussion med produktionsavdelningen. Detta för att se vilka förutsättningar som fanns med de verktyg som företaget förfogade över i nuläget. Bockningen var en faktor som blev dimensionerande efter det att tvärsnittet på skidbalken hade fastställts. För att undvika bockningstillägg så var det en balansgång att utforma den bakre halvan av skidbalken så den höll de funktionella geometrierna samtidigt som den inte överskred de maximala måtten. I slutändan blev detta en komponent som kunde produceras lokalt med bra resultat.

Arbetet med infästningen till stödrullen inleddes med en undersökning för att fastslå om samma koncept som för BvS10:ans infästning till stödrullen kunde användas. Denna infästning är enkel till sin utformning och tillverkning och konceptet ansågs därför med fördel behållas. Arbetet fokuserade därmed på att ta fram en ny plättjocklek, vinklar m.m. Bakre halvan av skidbalken på skotaren var bredare än BvS10:ans skidbalk, vilket gav en konstruktionsmässig fördel av att infästningen för stödrullen fästes in mot en bredare bas och därmed blev stabilare. Resultatet för infästningen till stödrullen påminner till stor del om infästningen på BvS10:an och kan produceras inom företaget.

En komponent som hade ett dåligt utgångsläge var infästningen för den bakre bärarmen som varken hade funnits till BvS10:an eller hade fått några fördelaktiga geometriska krav på sig. Det blev klart redan från början att det skulle vara ofördelaktigt att tillverka komponenten i Hägglunds egen produktion då den med fördel borde gjutas. En iterativ process med konceptgenerering, diskussioner med handledarna, produktions-, och beräkningsavdelningen genomgicks innan resultatet nåddes. Komponenten blev en hållfast detalj som kunde integreras med skidbalken på ett smidigt sätt. Den primära formgivningen av komponenten kan däremot inte ske inom företaget då de inte har någon gjutningsprocess.

En av de stora utmaningarna med projektet som helhet var att fordonet skulle drivas med drivningskomponenter positionerade i skidbalkarna. Förarbete hade genomförts för dessa komponenter genom att motor och växelsystem fanns framtaget, men drivaxeln var icke utformad. Så för att kunna detaljkonstruera den främre halvan av skidbalken behövde en analys av drivaxeln med framtagning av funktionella komponenter genomföras. Ett annat problem med att konstruera främre halvan av skidbalken var dess långsmala utformning. Detta innebar problem med att kunna maskinbearbeta den då det var svårt att komma åt med stabila verktyg. En väsentlig andel tid spenderades på att omstrukturera inre infästningspunkter så dessa blev mer lättåtkomliga.

| Den mest kritiska sammanfogningsytan var den som [befinner sig](#) mellan främre och bakre halva av skidbalken. Försök genomfördes med att gå ifrån användningen av ett vanligt plant friktionsförband för att utforska ifall lösningar fanns som kunde ge mervärde till produkten. I slutändan gick det inte att motivera ett annat alternativ än

det plana friktionsförbandet då inget alternativ kunde erbjuda en så enkel och hållfast lösning som denna.

Alla hållfasthetsberäkningar genom projektet genomfördes i CATIA V5:s plugin GAS (Generative Assembly Simulation Analysis). Detta program erbjöd enkla linjära analyser med statiska laster direkt på CAD-modellerna som hade byggts upp i CATIA. I många fall användes programmet för att utforska hur spänningar går genom en komponent för att kunna generera ett koncept som svarade bäst på detta. Det användes också för verifiering av att konstruktionen hade nått ett läge där det skulle hålla för de framtagna lastfallen.

I valet av material låg mycket fokus på att använda ett material som fanns på företaget. Tillsammans med företagets metallurg togs alternativ fram för respektive komponent. Urvalet av stålplåtar begränsades till SSAB:s Domex stål som var märkbart billigare än t.ex. det höghållfasta Weldom-stålet. För gjutmaterialen fokuserades detta kring SS 2225/25CrMo4 då detta var ett hållfast gjutmaterial som skulle gå att svetsa i om detta krävdes.



# Innehållsförteckning

<b>1 Inledning</b> .....	<b>1</b>
1.1 HFT .....	1
1.2 Skidbalken .....	1
1.3 Syfte .....	2
1.4 Mål .....	3
1.4.1 Konstruktionsmässigt mål .....	3
1.4.2 Produktionsmässiga mål .....	3
1.5 Metod .....	3
1.5.1 Datainsamling .....	4
1.5.2 Hållfasthetsanalys .....	5
1.5.3 Konzeptgenerering .....	5
1.6 Rapportdisposition .....	5
<b>2 Insamlad data</b> .....	<b>7</b>
2.1 Skidbalken och de integrerade komponenterna .....	7
2.1.1 Infästningen till den främre bärarmen .....	8
2.1.2 Infästningen till den bakre bärarmen .....	8
2.1.3 Infästningen till stödrullen .....	9
2.1.4 Torsionsfjäders .....	10
2.1.5 Spännhjulinfästningen .....	11
2.1.6 Komponenter som ska analyseras .....	12
2.2 Funktionella geometrier .....	12
2.2.1 Skidbalken .....	12
2.2.2 Bärarmarna .....	16
2.2.3 Infästningen till stödrullen .....	17
2.2.4 Infästning av torsionsfjäders .....	18
2.3 Produktionsförutsättningar .....	19
2.4 Material .....	20

2.5 FE-Analys.....	20
<b>3 Lastfall.....</b>	<b>23</b>
3.1 Lastfall 1 – krocklast 5G rakt framifrån .....	23
3.2 Lastfall 2 – 220 kN vertikal last på yttre spännhjulet.....	24
3.3 Lastfall 3 – 112,5 kN sidolast på spännhjulet.....	25
3.4 Lastfall 4 – 150 kN vertikal last på 3:e hjulbasen.....	26
3.5 Lastfall 5 – krocklast 3.5G framifrån i 45° vinkel.....	26
3.6 Lastfall 6 – 700 kg fallande stock .....	27
3.7 Lastfall 7 – maximal bandspänning.....	27
3.8 Lastfall 8 – dynamisk last på infästningen för bakre bäarmen.....	28
3.9 Lastfall 9 – dynamisk last på infästningen för främre bäarmen .....	29
<b>4 Bakre halvan av skidbalken.....</b>	<b>31</b>
4.1 Syfte och mål .....	31
4.2 Utgångsläge .....	31
4.3 Krav och önskemål.....	32
4.4 Tvärsnittsanalys .....	33
4.4.1 Iteration 1 .....	33
4.4.2 Iteration 2.....	36
4.5 Slutgiltig konstruktion .....	48
4.5.1 Ändgeometrin - bak.....	49
4.6 Resultat .....	51
4.7 Diskussion.....	52
<b>5 Infästningen till den bakre bäarmen .....</b>	<b>53</b>
5.1 Syfte och mål .....	53
5.2 Utgångsläge .....	53
5.3 Tillverkningsmetod .....	54
5.4 Krav och önskemål.....	55
5.5 Konceptgenerering 1 .....	55
5.5.1 Hållfasthetstest 1 .....	57
5.5.2 Utvärdering 1 .....	59
5.5.3 Sammanfattning utvärdering 1 .....	59
5.5.4 Resultat.....	60
5.6 Konceptgenerering 2.....	60
5.6.1 Koncept 1.1.....	60

5.6.2	Koncept 3.....	61
5.6.3	Hållfasthetstest 2 .....	61
5.6.4	Utvärdering 2 .....	63
5.7	Slutgiltig hållfasthetsanalys .....	63
5.7.1	Iteration 1 .....	64
5.7.2	Iteration 2 .....	65
5.8	Resultat .....	67
5.9	Diskussion .....	67
<b>6</b>	<b>Infästningen till stödrullen .....</b>	<b>69</b>
6.1	Syfte och mål .....	69
6.2	Materialsträvan.....	69
6.3	Utgångsläge .....	70
6.4	Krav och Önskemål.....	70
6.5	Hållfasthetstest 1 .....	71
6.6	Detaljkonstruktion.....	72
6.6.1	Beräkning av skruvdimension .....	73
6.7	Hållfasthetstest 2.....	76
6.8	Hållfasthetstest bakre skidbalk.....	77
6.9	Resultat .....	78
6.10	Diskussion .....	78
<b>7</b>	<b>Främre halvan av skidbalken.....</b>	<b>81</b>
7.1	Syfte och mål .....	82
7.2	Utgångsläge .....	82
7.3	Gjutning av motorhuset .....	82
7.4	Krav och önskemål.....	83
7.5	Motorhuset .....	83
7.5.1	Den inre geometrin - sommarprojektet.....	83
7.5.2	Den inre geometrin – nytt utförande.....	85
7.5.3	Konstruktion av motorhuset .....	86
7.5.4	Konstruktion av locket.....	89
7.6	Slutväxelhuset.....	91
7.6.1	Den inre geometrin .....	91
7.6.2	Konstruktion av slutväxelhus.....	97
7.7	Komplett detalj .....	101

7.7.1 Konstruktion .....	101
7.7.2 Resultat.....	105
7.7.3 Diskussion.....	105
<b>8 Gränssnittet mellan balkhalvorna .....</b>	<b>107</b>
8.1 Syfte och mål .....	107
8.2 Utgångsläge .....	107
8.3 Krav och önskemål.....	108
8.4 Konceptgenerering.....	108
8.4.1 Presentation av koncept.....	109
8.5 Konceptutvärdering .....	113
8.6 Dimensionering av friktionsförband.....	114
8.6.1 Kraftanalys.....	114
8.7 Fläns för skruvförband .....	120
8.8 Resultat .....	122
8.9 Diskussion.....	122
<b>9 Resultat .....</b>	<b>123</b>
9.1 Infästningen för den bakre bäarmen.....	124
9.2 Infästningen av stödrullen .....	124
9.3 Främre halva av skidbalken .....	125
9.4 Bakre halva av skidbalken .....	126
<b>10 Slutsatser och rekommendationer .....</b>	<b>129</b>
10.1 Sammanställningen av hela skidbalken.....	129
10.2 Bakre halvan av skidbalken .....	130
10.3 Främre halvan av skidbalken .....	130
10.4 Infästningen till den bakre bäarmen.....	131
10.5 Infästningen till stödrullen.....	131
10.6 Lastfallen .....	131
<b>11 Diskussion .....</b>	<b>133</b>
<b>Referenslistan.....</b>	<b>137</b>
<b>Bilaga A : Tröghetsmoment för olika tvärsnitt .....</b>	<b>139</b>
<b>Bilaga B : Utmattningsgränser för stål.....</b>	<b>141</b>
<b>Bilaga C : Utvärderingsmall .....</b>	<b>143</b>
<b>Bilaga D : Beräkning reaktionskrafter .....</b>	<b>145</b>



<b>Bilaga E : Maximal dragkraft i en skruv .....</b>	<b>157</b>
<b>Bilaga F : Självvärdering .....</b>	<b>161</b>
<b>Bilaga G : Antagen tidsplan och verkligt utfall.....</b>	<b>163</b>
<b>Bilaga H : Arbetsfördelning .....</b>	<b>165</b>



# 1 Inledning

Detta examensarbete är utfört på företaget BAE Systems Hägglunds i Örnsköldsvik. Företaget har sin huvudsakliga marknad inom försvarsindustrin med fordon som bandvagnen BvS10 och stridsfordonet CV90. Företaget har sedan några år tillbaka börjat undersöka om de teknologier och kunskaper de har om militära fordon skulle kunna tillämpas på fordon inom den civila marknaden. Detta för att de i framtiden inte endast ska vara beroende av försvarsindustrin. Undersökningen har i dagens läge gått mot att applicera företagets 30-åriga kunskap och erfarenhet om banddrift på ett fordon inom skogsindustrin. Fordonet som de har valt att utveckla är en skotare och den nya produkten benämns inom företaget som Hybride Forest Truck (HFT).



**Figur 1.1** Skotare till vänster och bandvagn BvS10 till höger.

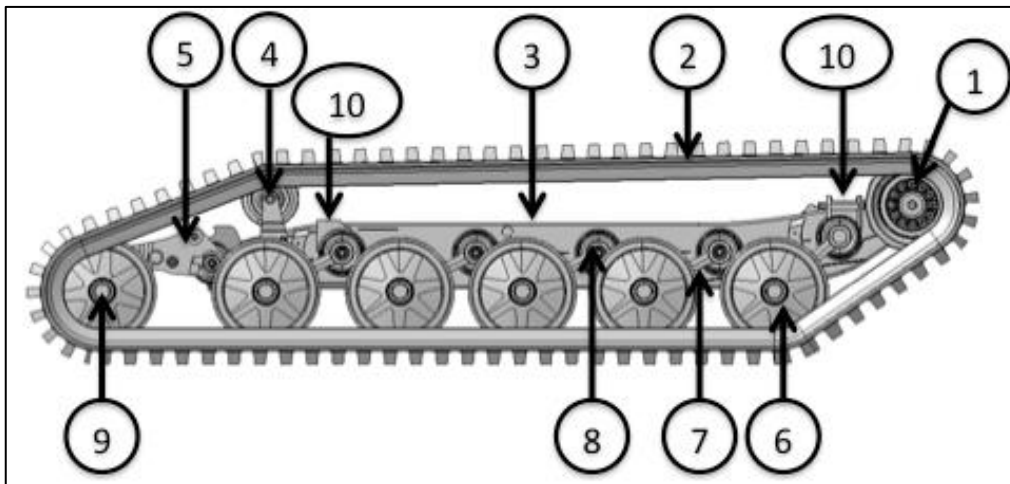
## 1.1 HFT

En kommersiell skotare tar sig fram på hjul och det företaget vill göra är att utveckla ett bandställe, liknande BvS10:ans som skotaren ska ta sig fram på, se Figur 1.1. Bandstället på BvS10:an har unika framkomlighetsegenskaper och företaget tror att en skotare med samma bandstallsprincip skulle kunna bli konkurrenskraftig på marknaden. Fördelarna som företaget ser med att applicera bandstallsteknologin på en skotare är att banden ger minskat marktryck (minskar markförstöringen), ökar framkomligheten (tillgänglighet till virket året runt) och högre produktivitet (kan köra i högre hastigheter) i jämförelse med dagens kommersiella skotare. Företaget har som mål att själva kunna producera och montera bandstället medan resterande komponenter som t.ex. kran, hytt och motor kommer överlåtas till samarbetspartners. Det som detta projekt går ut på är att ta fram ett konstruktionsförslag för skidbalken som är en delkomponent i bandstället.

## 1.2 Skidbalken

Komponenten som projektet fokuserar på är den så kallade skidbalken. Skidbalken är en central komponent i BvS10:ans bandställ och kommer även vara det för skotaren då den ska bygga på samma bandställsprincip. BvS10:ans bandställ visas i Figur 1.2. På varje fordon finns fyra bandställ och varje bandställ innehåller en skidbalk. Varje skidbalk håller samman de komponenter som är i kontakt med bandet. Komponenterna som är i direkt kontakt med bandet (2) och skidbalken (3) är drivhjulet (1), stödrullen (4), en spännhjulsstation (består av en spännhjulsinfästning (5) och två spännhjul (9)) och fem bärhjulsstationer (en bärhjulsstation består av en torsionsfjäder (8), två pendelarmar (7) och två bärhjul (6)). För BvS10:an kopplas två bandställ samman med fjädringsbalkar som skruvas fast i skidbalken (10). Fjädringsbalkarna håller upp fordonschassit som monteras ovanpå.

Skidbalken för skotaren kommer som sagts tidigare konstrueras utifrån samma princip, men med några ändringar. För det första kommer en fullastad skotare väga drygt dubbelt så mycket som en BvS10:a, vilket gör att hållfasthetskraven ser annorlunda ut. Sedan kommer bärarmar och inte fjädringsbalkar att användas. Detta för att en hydraulisk fjädringsväg i bärarmarna ska utnyttjas för att öka hindertagningsförmågan hos fordonet och därmed minska vibrationsnivåerna hos föraren. Komponenterna för drivningen av drivhjulet kommer för skotaren att placeras i skidbalken (till skillnad för BvS10:an där drivningskomponenterna sitter utanför). Detta i syfte att bränsleförbrukningen ska minskas och ge högre dragkraft i banden. Dessa ändringar kommer medföra att konstruktionen ändras



**Figur 1.2** BvS10:ans bandställ sett rakt ifrån sidan. 1) drivhjul, 2) band, 3) skidbalk, 4) stödrulle, 5) spännhjulsinfästning, 6) bärhjul, 7) pendelarm, 8) torsionsfjäder, 9) spännhjul och 10) infästningspunkter för fjädringsbalkar.

### 1.3 Syfte

Skidbalken fanns vid arbetets start som koncept där hänsyn tagits till funktionella geometrier, men var inte analyserad utifrån ett produktionsperspektiv eller

strukturellt. Syftet med detta examensarbete var att detaljkonstruera det givna konceptet och undersöka produktionsmöjligheterna.

## 1.4 Mål

Projektet har två delmål. Delmålen består av ett konstruktionsmässigt mål och ett produktionsmässigt mål. Dessa ska samverka med varandra för att nå ett så bra resultat som möjligt.

### 1.4.1 Konstruktionsmässigt mål

Skidbalken finns framtagen som koncept, men ingen utförligare analys har gjorts. Målet med konstruktionsarbetet är att förbättra konceptet utifrån nedanstående punkter.

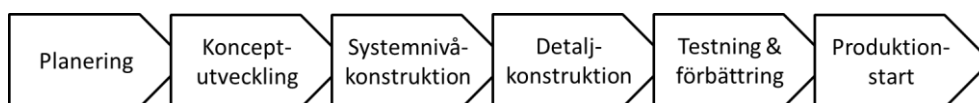
- Hållfasthet.
- Tillverkningsanpassning.
- Monteringsvänlighet.
- Minimera vikt.
- Servicevänlighet

### 1.4.2 Produktionsmässiga mål

Målet med produktionsarbetet är att kunna ge förslag på hur skidbalken lämpligast kan produceras inom företaget. Skulle det visa sig vara ekonomiskt ofördelaktigt för företaget att själva tillverka vissa komponenter kommer förslag på hur komponenterna kan outsourcas att tas fram.

## 1.5 Metod

Detta arbete är från ett konstruktions- samt produktionstekniskt perspektiv i produktutvecklingsstadiet. Enligt Ulrich & Eppinger [1] delas produktutvecklingsprocessen in 6 stycken steg, se Figur 1.3.



**Figur 1.3** Produktutvecklingsprocessen enligt Ulrich & Eppinger.

Det steg i processen som det här arbetet huvudsakligen behandlar är att bestämma konstruktionen i detalj (steg 4 i Figur 1.3) för skidbalken. Konceptet i stora drag finns sedan tidigare framtaget, men någon fördjupad analys av det finns inte.

Arbetet lades i grova drag upp enligt punkterna nedan.

1. Databesamling – För att få en bild över skotaren, bandstället och skidbalken behövde data samlas in. Det kommer att visa sig att de komponenter som

integrerar med balken kommer behöva analyseras pga. att de är beroende av balkens detaljkonstruktion och vice versa. Data som samlades in var även hur produktionsförutsättningarna såg ut på företaget.

2. Lastfallsanalys – De lastfallsscenario som skidbalken och de integrerande komponenterna ska dimensioneras för togs fram med egen idégenerering samt från data hämtad inom företaget.
3. Detaljkonstruktion – Skidbalken delas inledningsvis i tre arbetsområden pga. att skidbalken i sin helhet inte har samma problemformulering. De tre arbetsområdena skidbalken delas in i är *främre halvan av skidbalken, bakre halvan av skidbalken och gränssnittet mellan balkhalvorna*. Två arbetsområden kommer även tillkomma för integrerande komponenter. Tillsammans med handledarna bestämdes det att *infästningen till den bakre bärarmen och infästningen till stödrullen* skulle analyseras i detta arbete då de är av stor betydelse för skidbalkens detaljkonstruktion. Tillvägagångssättet för detaljkonstruktionen av de olika arbetsområdena kommer att presenteras i respektive kapitel.

### 1.5.1 Datainsamling

För att kunna göra ett bra arbete behövde en del data kring produkten samlas in. Nedan listas det som inledningsvis undersöktes.

- Skotaren och dess syfte – för att få en bild över vad en skotare egentligen är och hur dess arbetsmiljö ser ut gjordes ett studiebesök på ett avverkningsområde. En representant från Holmen Skog [2] visade hur arbetet vid avverkning går till och hur skotaren arbetar.
- Skidbalken och dess syfte – för att få en bild över vad skidbalken har för funktionella krav undersöktes dokument kring BvS10:ans bandställ och intervjuer gjordes med konstruktörer med god kunskap om bandställsteknologin.
- Produktionsförutsättningar – studiebesök i Hägglunds produktion gjordes för att få en bild över tillverkningsmöjligheterna.
- Monteringsförutsättningar – studiebesök på Hägglunds montering av bandställ till BvS10:an gjordes för att få en bild över monteringsförutsättningarna samt ytterligare kunskap om bandstället.
- Lastfallsanalys – för att veta vilka krafter som skidbalken ska dimensioneras för var olika lastfalls-scenarion tvungen att ställas upp. Dessa lastfall togs fram genom att undersöka hur dessa såg ut för BvS10:an samt idégenerera med konstruktörer på företaget.

Under arbetets gång har kontinuerliga möten arrangerats med produktionsavdelningen, monteringsavdelningen, konstruktörer, handledare, metallurgen m.m. för att diskutera mer specifika frågor, koncept eller problem.

### *1.5.2 Hållfasthetsanalys*

Hållfastheten för produkten har analyserats med CATIA V5. CAD-modeller har byggts upp i programmets moduler Part Design (för enskilda komponenter), Sheet Metal Design 2 (för plåtdetaljer) eller Assembly Design (för sammanställningar). Hållfasthetsanalysen har sedan gjorts på dessa CAD-modeller i programmets simuleringsprogram Generative Part Structural analysis respektive Generative Assembly Structural analysis.

### *1.5.3 Konceptgenerering*

I de fall handledarna på företaget ville ha en djupare utvärdering av geometrier på skidbalken eller då utförandet av geometrier saknades utfördes en konceptgenereringsprocess på dessa element. Koncepten som togs fram genererades först var för sig inom gruppen för att sedan tillsammans ställa upp för- och nackdelar med de olika koncepten. De koncept som gruppen tillsammans bedömde som mest relevanta togs sedan vidare för utvärdering med en grupp experter på berört område. I vissa fall valdes koncepten genom att diskutera fram ett beslut gemensamt med gruppen experter och i vissa fall användes en rankingstabell [1, s.130], [1, s.134].

## **1.6 Rapportdisposition**

Rapporten är uppbyggd utifrån de fem arbetsområden skidbalken delas in i, bakre halvan av skidbalken, främre halvan av skidbalken, gränssnittet mellan balkshalvorna, infästningen till den bakre bärarmen och infästningen till stödrullen. Varje arbetsområde presenteras i ett eget kapitel som inleds med syfte, mål, krav och utgångsläge för det berörda arbetsområdet. Kapitlen försätter sedan med arbetsgången för att ta fram detaljkonstruktionen och avslutas med resultat och diskussion.

Efter kapitlen för de olika arbetsområdena presenterats kommer ett resultatkapitel att presentera sammanslagningen av arbetsområdena dvs. den slutgiltiga konstruktionen av hela skidbalken. Efter detta följer ett kapitel med rekommendationer för fortsatt arbete och sist följer ett diskussionskapitel där projektet diskuteras.



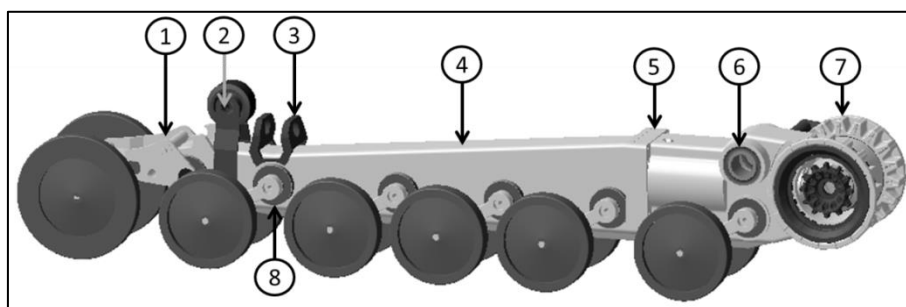


## 2 Insamlad data

I detta kapitel sammanställs den data som ligger till grund för arbetet. Först kommer en presentation ges över de komponenter som skidbalken håller samman och en del av dessa kommer att ingå i arbetet med skidbalken. Senare kommer de funktionella geometrier som skidbalken måste uppfylla samt de produktionsförutsättningar som fanns inom företaget att presenteras.

### 2.1 Skidbalken och de integrerade komponenterna

Detta avsnitt ska ge en överblick över skidbalken och de komponenterna som angränsar till skidbalken. Det kommer visa sig att komponenter som integrerar mot skidbalken behöver analyseras för att detaljkonstruktionen av skidbalken ska bli mer användbart för företaget i fortsatt arbete. Arbetet med skidbalken utgår från ett sommarjobbprojekt utfört år 2013. Sommarjobbprojektet gick ut på att analysera skidbalken utifrån funktionella geometrier, men ingen analys av detaljernas tillverkningsförutsättningar eller hållfasthet var gjord. Figur 2.1 visar resultatet från sommarjobbprojektet. I figuren kan man se att infästningen till spännhjul (1), infästning till stödrullen (2), infästning till bakre bärarmen (3), infästning till främre bärarmen (6), drivhjul (7) och torsionsfjädrarna (8) har en inverkan på skidbalkens utformning. Till vilken grad dessa komponenter påverkar skidbalkens utformning beskrivs vidare i kapitlet.



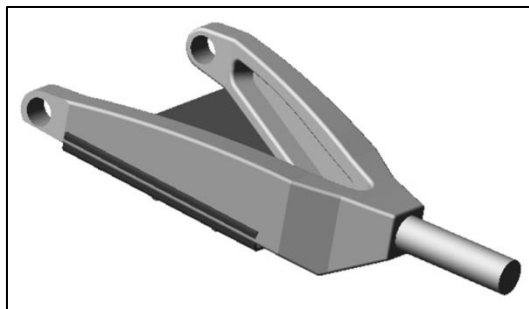
**Figur 2.1** Koncept för skidbalken till HFT. 1) infästningen till spännhjulet, (2) infästningen till stödrullen, 3) infästningen till den bakre bärarmen, 4) skidbalken, 5) gränssnittet mellan främre och bakre skidbalkshalva och 6) infästningen till den främre bärarmen, 7) drivhjulet och 8) torsionsfjädrar.

Skidbalken i sig innehåller tre arbetsområden, bakre halvan av skidbalken, främre halvan av skidbalken och gränssnittet mellan balkhalvorna. Anledningen till att en

uppdelning sker på detta vis är att skidbalkens delar ska uppfylla olika syften och blir väldigt olika till sitt utförande.

### *2.1.1 Infästningen till den främre bärarmen*

Den främre bärarmen ska länka skidbalken med chassibalken och ser ut enligt Figur 2.2. Den cylindriska delen illustrerar änden som ska fästas mot skidbalken. Tanken är att infästningen för bärarmen ska fungera med en cylindrisk gummibussning som ska fästas direkt i den främre halvan av skidbalken. Någon specifikation för hur denna bussning ska se ut fanns inte tillgänglig på företaget utan måtten som fanns i det givna konceptet används som referensmått i detta arbete.



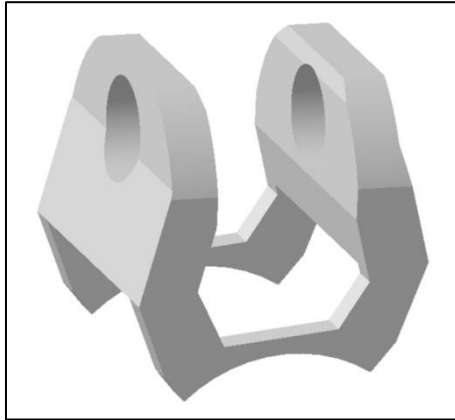
**Figur 2.2** visar den främre bärarmen.

### *2.1.2 Infästningen till den bakre bärarmen*

Då främre och bakre bärarmarnas infästning mot skidbalken följer olika frihetsgrader, se Figur 2.12, så har armarna skilda utformningar. Den bakre bärarmen som länkar samman skidbalken med chassibalken på fordonet ser ut enligt Figur 2.3. I båda ändarna på bärarmen är ett glidlager insatt och det är änden till höger i figuren som ska fästas mot skidbalken. I det givna konceptet på skidbalken fanns ett koncept framtaget på hur den bakre bärarmen skulle kunna fästas mot skidbalken, se Figur 2.4.



**Figur 2.3** visar den bakre bärarmen.

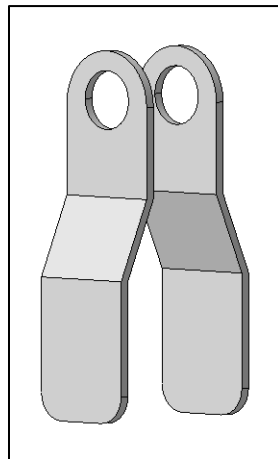


**Figur 2.4** visar hur infästningen av den bakre armen såg ut i given konceptuell modell.

Infästningen är i det givna konceptet tänkt att svetsas fast mot skidbalken. Bärarmen monteras sedan i den övre delen av infästningen där den axel som glidlagret möter upp sitter. Infästningens gränssnitt mot skidbalken påverkar skidbalkens detaljkonstruktion och är därför en av detaljerna som analyseras i detta arbete. Detaljkonstruktionsarbetet för infästningen utgår från det givna konceptet i Figur 2.4 och det är hur gränssnittet mot skidbalken ser ut som ligger i fokus och inte hur bärarmen fästs i den.

### 2.1.3 Infästningen till stödrullen

Infästningen till stödrullen är i givet koncept tänkt att fungera som för BvS10:ans stödrulle. Den är uppbyggd av två böckade plåtar (se Figur 2.5) som håller upp stödrullen och fästs i skidbalken med skruvar.

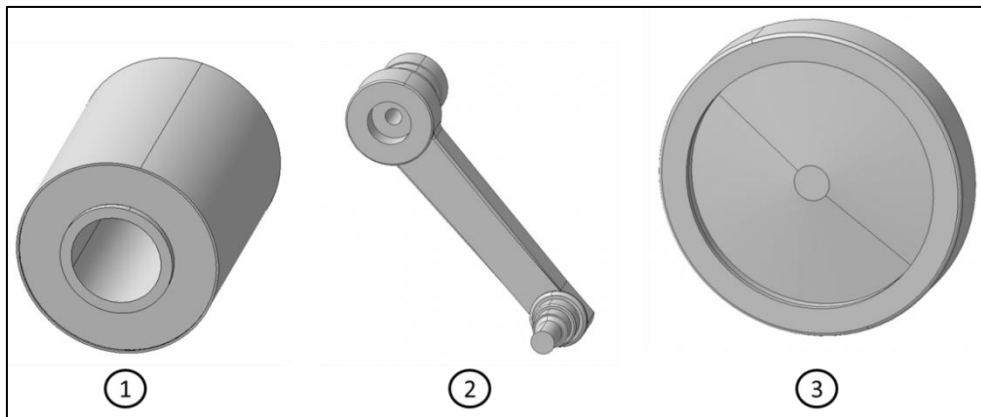


**Figur 2.5** visar hur plåtarna för infästningen till stödrullen var utformade i det givna konceptet från sommarjobsprojektet.

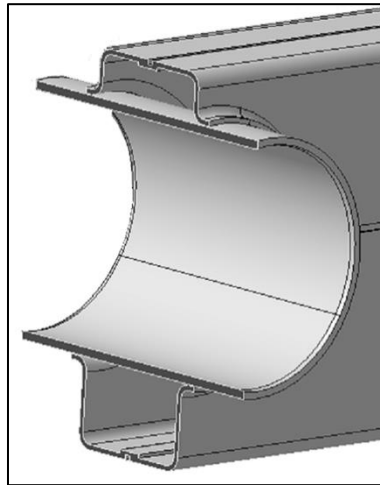
Denna konstruktion analyseras i detta arbete då hållfastheten vill undersökas i och med de nya förutsättningarna med t ex ökad vikt på fordonet. I det fall en omkonstruktion kan behöva göras vill man se hur detta påverkar skidbalkens utformning.

#### 2.1.4 Torsionsfjäders

I varje skidbalk sitter det sex stycken torsionsfjädrar (1), se Figur 2.6. I fem av dessa sitter det pendelarmar (2) (en på varje sida av torsionsfjäders) och i torsionsfjäders som är placerad längst bak på skidbalken sitter spännhjulsinfästningen. Den torsionsfjäders som sitter längst fram på skidbalken benämns som den första torsionsfjäders, den efter det benämns som den andra torsionsfjäders osv. Torsionsfjäders som sitter längst bak benämns som "den sista" torsionsfjäders. På pendelarmen sitter i sin tur bärhjul (3). Torsionsfjäders tillsammans med pendelarmen är den mekanism som ger skotaren halva dess fjädringsväg (andra halvan av fjädringsvägen sitter i en mekanism tillhörande bärmarna). Torsionsfjäders sitter fast i skidbalken genom grepppassning i en hylsa som svetsas mot skidbalken, se Figur 2.7. Tillsammans med handledarna på företaget bestämdes det att principen med grepppassning skulle behållas i detta arbete.



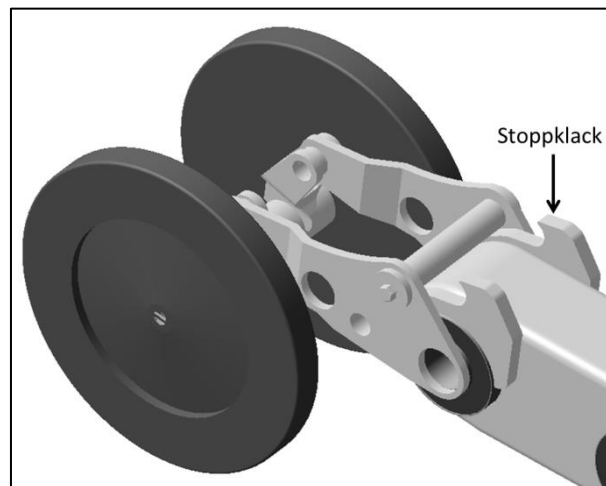
**Figur 2.6** visar till vänster torsionsfjäders, i mitten pendelarmen och till höger bärhjulet.



**Figur 2.7** visar tvärsnitt på hylsan till torsionsfjäders fastsvetsad i BvS10:ans skidbalk.

### 2.1.5 Spännhjulsinfästningen

Spännhjulsinfästningen fästs mot den bakersta torsionsfjäders och inte direkt mot skidbalken. Det innebär att skidbalken inte direkt beror på spännhjulsinfästningens utformning, men skidbalken får inte utformas så att den förhindrar infästningens funktionella rörelse (se *kapitel 2.2*).



**Figur 2.8** visar spännhjulsinfästningen och stopplacken som förhindrar att spännhjulet vinklas för högt.

I givet koncept för skidbalken är spännhjulsinfästningen till sin funktion utformad som för BvS10:ans spännhjulsinfästning, men är uppskalad för att passa de nya dimensionerna. I detta arbete används den uppskalade versionen som referens. Den komponent som däremot möter upp skidbalken är stopplacken (se *Figur 2.8*) som hindrar spännhjulsinfästningen från att vinklas för högt. I den konceptuella modellen

svetsas dessa stopp på den bakersta hylsan till torsionsfjäders mot sidorna av skidbalken.

### 2.1.6 Komponenter som ska analyseras

Komponenterna som ingår i arbetet med skidbalken är infästningen till bakre bärarmen och infästningen till stödrullen. Dessa integreras direkt med balken och tillsammans med handledarna på företaget bestämdes det att detaljkonstruktionen av dessa var nödvändigt att ta fram så att framtagen detaljkonstruktion på skidbalken skulle bli mer användbart. Där med består detta examensarbete av fem fokusområden, bakre halvan av skidbalken, främre halvan av skidbalken, gränssnittet mellan balkhalvorna, infästningen till stödrullen och infästningen till bakre bärarmen. Stoppklacken som sitter längst bak vid spännhjulsinfästningen ingår som ett krav i arbetet med den bakre halvan av skidbalken. Bakre halvan av skidbalken måste utformas så att stoppklackens geometri kan mötas upp. Infästningen av den främre bärarmen ingår som ett krav som främre halvan av skidbalken måste möta upp.

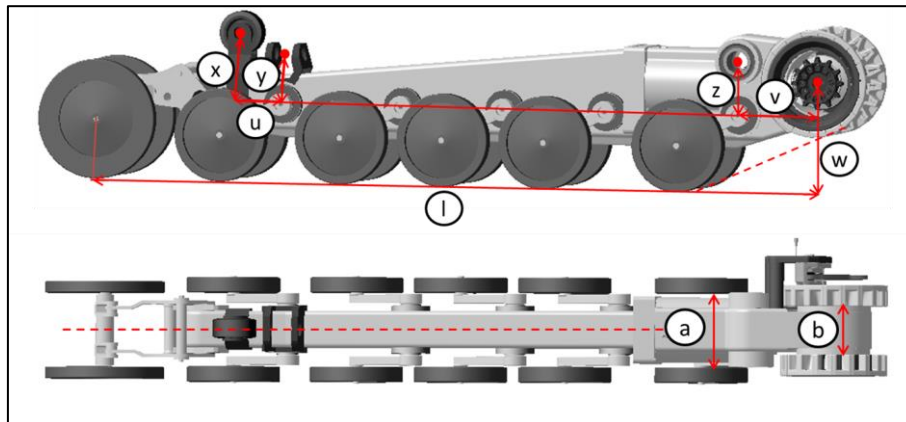
## 2.2 Funktionella geometrier

I detta arbete syftar *funktionella geometrier* till de måttförhållanden eller rörelsefriheter bandstället, skidbalken och de integrerade komponenterna måste ha för att ge bandstället rätt karakteristik. Ett bandställ är en komplex sammanställning och det är många geometrier som ska gå ihop för att skotarens bandställ ska få de egenskaper som BvS10:an har. Detta kapitel är ämnat att öka förståelse för vilka krav och begränsningar på geometrin som styr arbetet med detaljkonstruktionen.

### 2.2.1 Skidbalken

Skidbalken är som central del i bandstället den komponent som fungerar som bärande struktur och håller ihop de komponenter som är i kontakt med bandet. Den är tänkt att bestå av två delar, en främre och en bakre balkhalva som ska fästas med varandra. Konceptet på skidbalken som var given vid arbetets start är till sin geometri utformad för att hålla de funktionella mått som skidbalken ska ha. I Figur 2.9 finns dessa mått definierade.

För att fordonet ska ha rekommenderad attackvinkeln (vinkeln som bandet mellan första bärhjulet och drivhjulet har gentemot horisontalplanet) krävs att mått ( $w$ ) och ( $v$ ) inte ändras utan att en undersökning för hur attackvinkeln förändras genomförs. Gällande placeringarna för infästningarna till bärarmarna ska dessa ligga centralt på balken (röd streckad linje i Figur 2.9). Placeringen av den främre bärarmens infästning ska hålla avståndet ( $z$ ) rakt ovanför första torsionsfjäders och den bakre bärarmens infästning ska hålla måttet ( $y$ ) rakt ovanför näst sista torsionsfjäders. Anledningen till att inte flytta positionen för dessa är för att fordonssimuleringar [3] fanns gjorda på skotaren med angivna infästningspunkter. Att flytta dessa skulle innebära att en ny undersökning hade behövt göras för att veta hur förflyttning av dessa infästningspunkter påverkar fordonsdynamiken. Det bedömdes ha tagit för mycket tid.

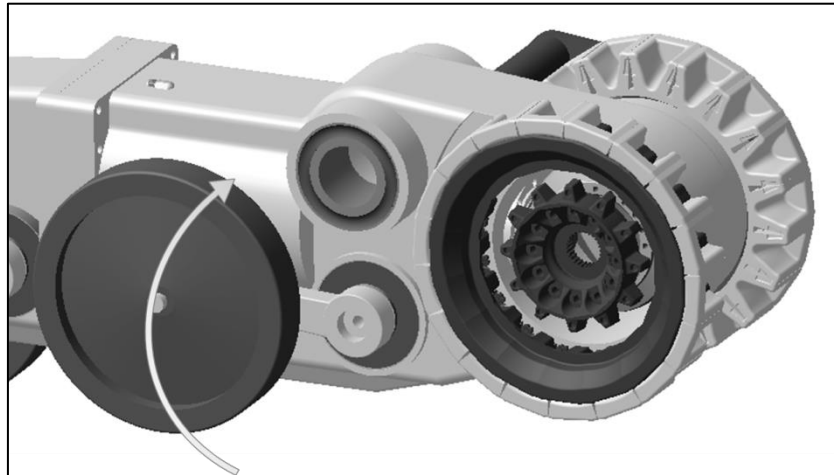


**Figur 2.9** visar vilka mått som balken måste följa. Måtten  $x$ ,  $y$ ,  $u$ ,  $z$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $a$  och  $b$  är fasta. Längden  $l$  är inte fast.

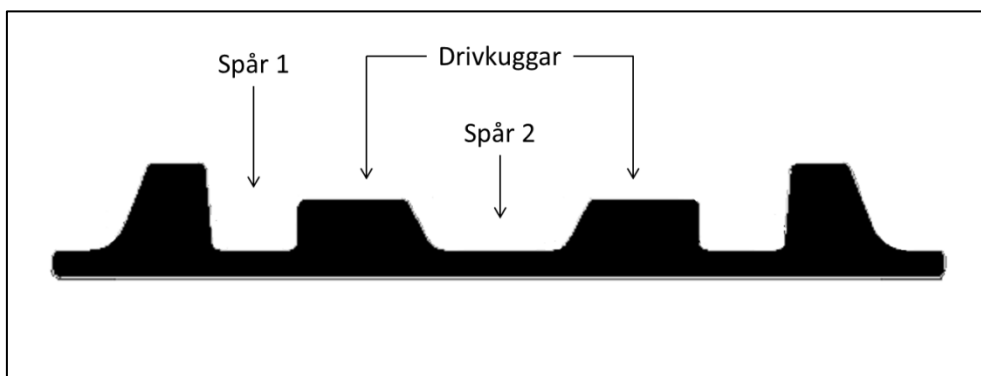
Avståndet mellan bärhjulen styrs av utformningen på bandet. Bandet har utformade spår som bärhjulen ska följa. Bredden ( $a$ ) i Figur 2.9 kommer därför hanteras som ett fast mått i detta arbete då avståndet utgår från ett förslag av utformning på bandet från leverantör. Drivhjulets placering ifrån varandra ( $b$ ) beror också på bandets utformning och kommer att hållas fast i arbetet av samma orsak som mått ( $a$ ). Avståndet mellan torsionsfjädrarna är också till stor del bestämda och det är inte önskvärdt att flytta på dessa om det inte blir nödvändigt. Med ett ungefärligt bestämt avstånd mellan torsionsfjädrarna blir längden på balken även till stor del bestämd.

Något som styr balkens maximala bredd, utöver avståndet mellan bärhjulen, är pendelarmarnas rörelsemönster. Pendelarmen agerar länk mellan bärhjulet och torsionsfjädrarna som sitter i skidbalken. Denna komponent är en viktig del av fordonsdynamiken då hälften av fordonets totala fjädringsväg utgörs av pendelarmen i samarbete med torsionsfjädrarna. Pendelarmen vrids uppåt vid påstötning av hinder, se Figur 2.10, och vid maximal vridning botten skidbalkens undersida mot bandet. Pendelarmarnas vridning gör att skidbalken inte får ha några geometrier som hindrar denna pendelarmsrörelse. I det fall undersidan av skidbalken botten mot bandet måste undersidan möta upp det spår som finns utformat i bandet, se spår 2 i Figur 2.11. Detta gör att undersidan av hela skidbalken har en begränsad bredd att utformas efter. Blir den bredare än spåret i bandet kommer skidbalken att slå i mot drivkuggarna på bandet. Detta skulle generera onödigt slitage på dessa kuggar.

Spännhjulets infästning ska fungera som en pendelarm dvs. tillsammans med torsionsfjädrarna fjädra upp vid hindertagning. Dess funktion är även att justera bandspänningen. Detta är för att bandet inte ska krängas av vid t ex acceleration, svängning och inbromsning. Till skillnad från BvS10:ans spännhjulsinfästning med mekanisk bandspänningsjustering ska denna justeras med hydraulik. Detta för att skotaren kommer att få en viktförändring på 15 ton mellan olastad och fullastad vagn vilket gör att bandspänningen kommer behöva justeras vid varje på- och avlastning. Den mekaniska lösningen är inte gjord för detta. Spännhjulsinfästningens rörelse får inte hindras av skidbalkens utformning. För skotarens skidbalk kommer spännhjulsinfästningen från det givna konceptet att användas som referens.



**Figur 2.10** visar hur pendelarmen vrids upp vid hindertagning.



**Figur 2.11** visar bandets tvärsnittsgeometri. Spår 1 är spåret för bärhjulen och spår 2 är spåret som undersidan av skidbalken måste möta upp vid maximal infjädring av pendelarmarna.



### 2.2.1.1 Främre halvan av skidbalken

Främre halvan av skidbalken ska innesluta drivningskomponenterna som t ex motor och växlar. Det innebär att detaljen kommer ha en del krav på ytfinheter, toleranser och komplexa geometrier. Främre delen av skidbalken har som uppgift att skydda drivningskomponenter från yttre påfrestningar och hålla de på plats.

#### **Geometriska krav**

1. Skidbalkens undersida får inte glida mot drivkuggarna på bandet utan ska glida mot spåret som finns utformat mellan kuggarna dvs. bredden på undersidan av balken är begränsad.
2. Bredden på balken begränsas av avståndet mellan pendelarmarna. Pendelarmarna måste kunna gå fritt mellan sina extremlägen.
3. Konstruktionen ska möjliggöra en enkel montering av drivningskomponenterna.
4. Konstruktionen ska möjliggöra en enkel service för drivningskomponenterna.
5. Komponenten måste vara tät så att olja inte läcker ut eller smuts och fukt kommer in.

#### **Geometriska begränsningar**

1. Drivhjulets position kommer att begränsas i förhållande till positioneringen av drivningskomponenterna. Tillexempel måste motor, växel, drivaxel och pinjong vara centrerade, vilket styr hur kronhjulet och sedan drivhjulet positioneras.
2. Attackvinkeln (vinkeln som bandet mellan första bärhjulet och drivhjulet har mot horisontalplanet) måste vara som för BvS10:an.
3. Infästningen till den främre bärarmens position kommer att antas fast i förhållande till drivhjulet och den första torsionsfjäders.

### 2.2.1.2 Bakre delen av skidbalken

Den bakre skidbalkshalvan fyller funktionen som sammanhållande och bärande struktur där den håller ihop de komponenter som är i kontakt med bandet samt infästningarna till bärarmarna.

#### **Geometriska krav**

1. Skidbalkens undersida får inte glida mot drivkuggarna på bandet utan ska glida mot spåret som finns utformat mellan kuggarna dvs. bredden på undersidan av balken är begränsad.
2. Bredden på balken begränsas av avståndet mellan pendelarmarna. Pendelarmarna måste kunna gå fritt mellan sina extremlägen.
3. Bakersta änden av skidbalken måste utformas så att den inte hindrar spännehjulets pendelrörelse.

#### **Geometriska begränsningar**

1. Avstånden mellan torsionsfjädrarna ska inte ändras utifrån det givna konceptet.
2. Positionerna för stödrullen och infästningen till bakre bärarmen anses låsta i förhållande till den nästsista torsionsfjädern.

### 2.2.1.3 Gränssnittet mellan balkhalvorna

Gränssnittet mellan skidbalkshalvorna ska ha en utformning som möjliggör en fördelaktig montering av drivningskomponenterna och mellan själva skidbalkshalvorna. Gränssnittets utformning ska hålla för angivna lastfall. Nedan listas de geometriska krav som ställs på gränssnittet mellan skidbalkshalvorna.

#### Geometriska krav

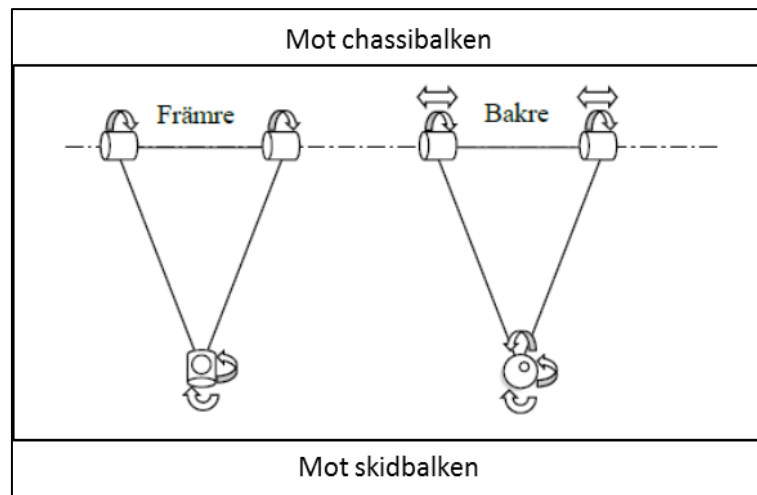
1. Bandet ska vid maximal infjädring av pendelarmarna kunna glida längs undersidan av hela skidbalken utan att stöta på geometrier som kan generera onödigt slitage på bandet dvs. övergången mellan skidbalkshalvorna måste möta varandra utan att utstickade geometrier tar i drivkuggarna på bandet.
2. Bredden på gränssnittet får inte vara i vägen för pendelarmarnas rörelse.
3. Infästningen ska ha en geometri som klarar framtagna lastfall.

#### Geometriska begränsningar

1. Inga.

### 2.2.2 Bärarmarna

Bärarmarna är de som sammankopplar skidbalken med resterande delen av fordonet. Bärarmarnas frihetsgrader i infästningspunkterna mot skidbalken och chassibalken är fastställda enligt Figur 2.12. Frihetsgraderna krävs för att fordonet ska hantera hinder, svängningar, skräkörning m.m. på önskat sätt.



Figur 2.12 visar frihetsgraderna i infästningspunkterna för bärarmarna[3].

### 2.2.2.1 Infästningen till den bakre bärarmen

Infästningen till den bakre bärarmen har som uppgift att sammanlänka armen och skidbalken på ett sätt som tillåter delarna att röra sig gentemot varandra med angivna frihetsgrader. Storleken på rotationsfriheten som bakre armen ska ha i infästningen mot skidbalken är bestämda enligt nedan [3].

Kring x-axeln:  $\pm 19,9^\circ$

Kring y-axeln:  $\pm 12,3^\circ$

Kring z-axeln:  $\pm 1,2^\circ$

Koordinataxlarna kan ses i Figur 2.13.

Dessa vinklar innebär att armen måste ha fria utrymmeslängder  $A= 18$  mm,  $B1= 106$  mm,  $B2= 38$  mm,  $C1= 1,64$  mm och  $C2 = 1,8$  mm.

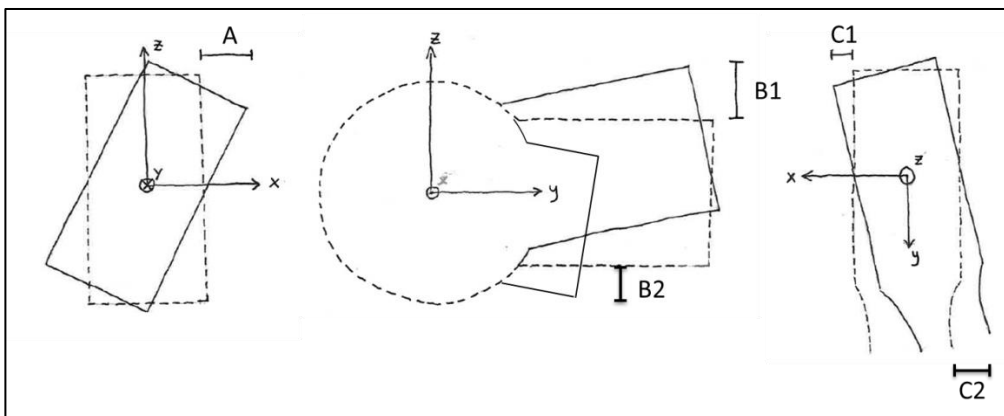
Avstånden A, B1, B2, C1 och C2 är definierade enligt Figur 2.13.

#### Geometriska krav

1. Den ska vara utformad så att armen kan röra sig enligt ovan redovisade frihetsgrader.

#### Geometriska begränsningar

1. Infästningens position i förhållande till femte torsionsfjäders är fast.



**Figur 2.13** visar koordinatsystemet för infästningen av bakre bärarmen.

### 2.2.2.2 Infästningen till den främre bärarmen

Infästningen till den främre bärarmen ska tillåta angivna frihetsgrader. Främre bärarmen har skilda frihetsgrader jämfört med bakre bärarmen och det gör att utformningen av infästningen ser annorlunda ut. En gummibussning ligger som förslag till att användas och i detta arbete används måtten från det givna konceptet som referens. Utrymme för denna bussning måste utformas i den främre skidbalkshalvan.

### 2.2.3 Infästningen till stödrullen

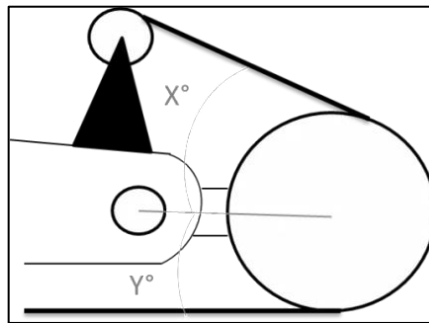
Stödrullens position påverkas av tre konkurrerande faktorer som vallar den in i en bestämd position.

1. Greppvinkel kring drivhjulet
2. Höjd över bäarmen
3. Vinklar kring spännhjulet

Den första faktorn, att greppvinkeln kring drivhjulet bör vara så stor som möjligt för att minimera påfrestningen på var kugg på bandet som drivhjulet greppar. Desto färre kuggar den greppar desto högre blir lasten per kugg. Detta driver stödrullen mot att vara så låg som möjligt.

Den andra faktorn som konkurrerar mot den första är höjden över bäarmen. Är bandet för lågt tar bäarmen i bandet.

Den sista faktorn justerar stödrullen position är vinklarna kring spännhjulet se Figur 2.14. Detta så att kraftresultanten från bandet som verkar på hjulet inte tvingar det neråt eller uppåt,  $X \approx Y$ .



**Figur 2.14** Stödrullens huvudsakliga uppgift är att hålla fördelaktiga vinklar på bandet kring spännhjulet.

#### Geometriska krav

1. Geometrin för infästningen ska försvåra att lera och snö kan packas och göra stödrullen stum.

#### Geometriska begränsningar

1. Stödrullens position får inte ändras utan att hänsyn tas till kraftkomponenten som verkar på spännhjulet. Den flyttas därför inte i förhållande till sista torsionsfjäders.

#### 2.2.4 Infästning av torsionsfjäders

Torsionsfjäders används tillsammans med pendelarmarna för att ge önskad hindertagningsförmåga hos fordonet. Torsionsfjäders syfte är att ge pendelarmarna en tröghet i dess rörelse när de parerar för hinder. En stålhylsa svetsas mot balken som torsionsfjäders sedan pressas in i.

#### Geometriska krav

1. Måtten utgår från given modell.

### **Geometriska begränsningar**

1. Avståndet från undersidan av skidbalken till centrum av torsionshylsan styr vilken vinkel pendelarmen ska monteras med för att få önskad fjädringsväg. Sker ändringar av detta avstånd måste det undersökas att pendelarmen kan ge önskad fjädringsväg.

### **2.3 Produktionsförutsättningar**

Hägglunds egen produktion är till större delen inriktad mot plåtberedning och svetsning. Det är skroven till CV90 och BvS10 som serietillverkats på företaget de senaste åren och dessa är uppbyggda i plåt och sammanfogas med svetsning. Tillgången av tillverkningsoperationer på företaget styr till stor del utformningen av skidbalken och de integrerande komponenterna i detta arbete. Då ett önskemål från företaget är att kunna integrera skotarens skidbalk i den befintliga produktionen har analysen av de valda komponenterna begränsats. Som kan ses i listan av tillverkningsmetoder är det operationer som passar för olika stålsorter. Där med är analysen begränsad till material inom denna kategori. Svetsning kommer att användas som primär metod för sammanfogningar som ska vara fasta. Skulle utföranden av en komponent inte ses ekonomiskt fördelaktig att tillverka inom företaget ges förslag på hur denna komponent skulle kunna tillverkas billigare genom metoder som finns på andra tillverkande företag. Nedan listas de operationer som företaget har tillgängliga.

#### **Formgivande processer**

Avskiljande processer

- Vattenskärning.
- Laserskärning.

Avverkande processer

- Svarvning.
- Fräsning.
- Borrning.
- Brotschning.

Plastisk formning

- Bockning.
- Varm- och kallpressning.
- Riktning av plåt i riktpress.

#### **Icke formgivande processer**

Värmebehandling

- Mindre värmeugn för glödning av material.

### Ytbehandling

- Blästring.
- Målning i conveyer måleri.

### Sammanfogade processer

#### Fasta förband

- Svetsning.

## 2.4 Material

De material som eftersträvas i detta arbete är rekommenderade av Hägglunds metallurg [4]. Allmänt ansåg han att de stora fördelarna med att använda stål är att det finns en stor erfarenhet kring att reparera stål inom företaget och sannolikt gäller det likadant inom skogsmaskinindustrin. Det finns även mycket specifik data kring denna materialgrupp som t ex utmattningsgränser som kan vara svårt att hitta för andra metaller.

Om stålplåt kommer att användas för produkten var det två sorter han diskuterade, Weldom och Domex. Båda stålsorterna används på företaget och erfarenheten kring dem är stor. Han rekommenderade oss att sikta på att använda Domex då detta är ett billigare stål. Weldom som är ett höghållfasthetstål används därför om sträckgränserna för Domex inte skulle räcka till. Egenskaperna som Domex-stålen har är att de går att boka med snäva radier, eventuellt att pressa, svetsa och har hög seghet. Nedan listas rekommenderade Domex-stål med kommentarer.

Domex 355 MC - Används inte så mycket idag pga. att företaget sett svårigheter med att skära det i laserskäraren.

Domex 420 MC - Används till dagens skidbalk på BvS10:an. Går att pressa i företagens press.

Domex 650 MC - Pressningstester inte utförda på företaget.

Domex 700 MC - Pressningstester inte utförda på företaget.

Skulle en högre sträckgräns än 700 MPa behöva användas så rekommenderades Weldom som finns i sträckgränser från 700 MPa till 1300 MPa.

Gällande detaljer som kommer behöva gjutas rekommenderade metallurgen SS2225/25CrMo4. Detta speciellt för detaljer som kommer behöva svetsas. Svetstester fanns gjorda på företaget med goda resultat. SS2225/25CrMo4 har en sträckgräns från 600 MPa.

## 2.5 FE-Analys

För att kunna analysera vilka spänningar och utböjningar som uppstår i de olika detaljerna vid drift så behövde ett analysprogram användas. Då komponenterna redan skulle byggas upp i CATIA togs beslutet tidigt att plug-in programmet GAS

(Generative Assembly Structural analysis) skulle användas för detta. Dock så var detta inte använt i någon större skala på företaget så information kring programmet fick byggas upp genom en blandning av empiriska tester, onlineguider [5-6] och konsultation med beräkningsavdelningen på företaget. GAS är ett simuleringsprogram för sammansatta modeller (assemblies) där användaren endast behöver ange karaktären för kontakten mellan de olika modellerna (parts) så räknar programmet ut hur det ska hantera dem. Analyserna med hjälp av GAS är linjära och statiska vilket som betyder att materialen deformeras efter deras linjärelastiska kurva. Att analyserna är statiska betyder att de endast kan simulera krafter som att de sker under oändlig tid till skillnad från dynamiskt då simuleringen får en tidsaxel så impulslaster kan beräknas.

I FEM så delas modeller upp i flera mindre delar för att skapa en så kallad mesh, vilket som kan liknas vid en modell i lego. Varje liten del i meshen är ett så kallat element som genom att agera med de andra elementen kan illustrera hur spänningar och förskjutningar sprider sig i materialet. I CATIA GAS blir dessa element till tetraeder som kan väljas till att vara linjära eller paraboliska. Linjära element har fyra noder, en i varje hörn, och en Gauss punkt i mitten [5]. I de paraboliska elementen finns totalt 10 noder då det är finns en extra nod mellan varje hörn och fyra Gauss-punkter [5]. Generellt kan man säga att noderna är värdebärande och Gauss-punkterna är där integreringen görs mellan noderna. Detta resulterar i att paraboliska element:

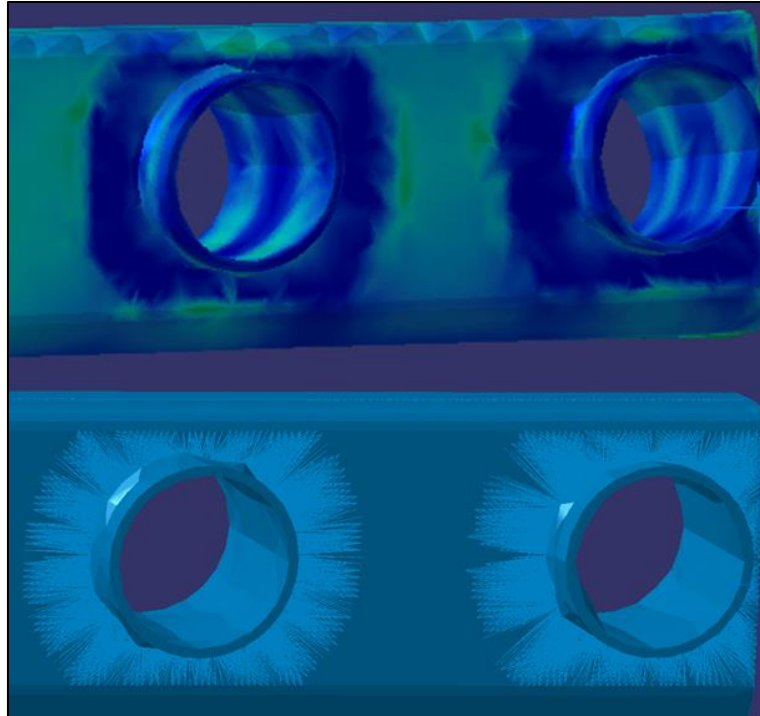
1. Representerar krökta ytor mer exakt.
2. Ger bättre matematiska approximationer.
3. Kräver mer beräkningskraft.

Så de paraboliska elementen används endast då kravet på exakthet i svaret är extra högt och det finns tid till att ta fram detta [6].

Vid simuleringar med hjälp av FEM finns ett återkommande problem att inre skarpa hörn blir singulara och därmed återger spänningar som är långt högre än verkligheten. På grund av detta kommer ett topfilter användas i många fall vilket som betyder att de högsta spänningarna tas bort från resultatet. Detta för att dessa felaktiga spänningstoppar inte ska påverka den illustrerande färgskalan på resterande modellen.

Ett annat kantrelaterat problem kan vara i anslutningen mellan två modeller i CATIA som ska efterlikna svetsning. I mer avancerade program förbinds ytorna manuellt med stela stag eller ritas om till en sammanhängande modell. Men i CATIA GAS så finns en inbyggd funktion som heter "Fastened connection" som ska förenkla denna process genom att CATIA själv kopplar samman ytorna. I de flesta fallen funkar detta bra men i två huvudsakliga fall slår det fel:

1. Om flera modeller ska knytas samman i samma område. Detta leder till att noderna får överförda spänningar från mer än ett ställe och därmed blir amplifieras.
2. Grovt meshade ytor möter fint meshade. Stagen som går ut från den grovt meshade till den fint meshade blir lika långa som den grövres medan när det går från finare till grövre blir stagen lika långa som de finare elementen, se Figur 2.15.



**Figur 2.15** Stag från de grovt meshade rören knyter an till noder långt bort från faktiska kontaktytan med hjälp av stag som ser ut som nät i den undre bilden.

CATIA har en inbyggd funktion, kallad ”precision”, för att bedöma felprocenten på olika områden i modellen. Så vid områden med högre felprocent än resterande modellen bör resultatet granskas med extra hög skepsis.

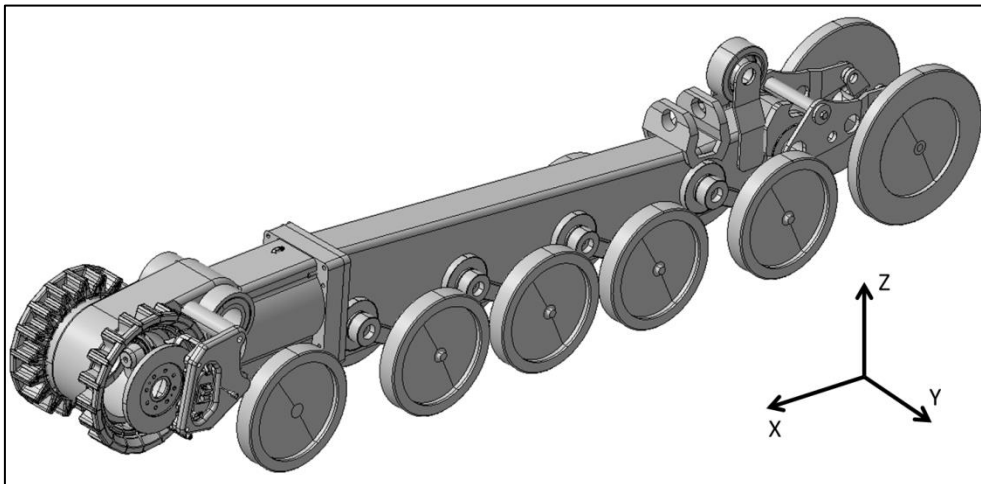


### 3 Lastfall

Skotaren arbetar i en hårt belastad miljö och att välja dimensionerande lastfall är kritiskt för att skidbalken ska utformas enligt rättvisa förutsättningar. Tillsammans med beräkningsavdelningen på företaget, egen idégenerering om olika lastfallscenarier och dokument om lastfall för BvS10:an [7] valdes nedanstående lastfall som den skidbalken ska dimensioneras för.

Som generell säkerhetsfaktor i de fall då lasten är statisk och går att beräkna med relativ säkerhet används säkerhetsfaktorn  $n_{s,s} = 1,5$  på företaget. När det däremot handlar om fordon i rörelse och statiska krafter ska representera dynamiska scenarion så använder de säkerhetsfaktorn  $n_{s,d} = 5$ .

För att orientera sig i det tredimensionella rummet togs ett koordinatsystem fram, se Figur 3.1.



**Figur 3.1** Koordinatsystem skidbalk, lastfall.

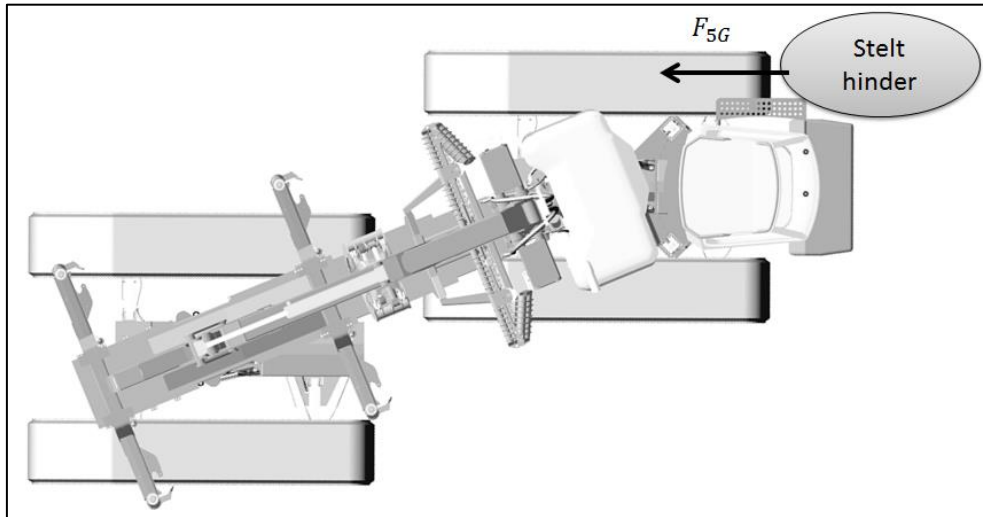
De första fyra lastfallen är framtagna av Hägglunds för deras bandvagnar. Dessa har tagits fram genom en kombination av verkliga tester med sensorer på olika delar i fordonen och erfarenhetsmått där man genom att testa sig fram fått en användbar marginal. Lastfall 5 är framtagen i detta projekt. Lastfall 6 och 7 är de lastfall som blir kritiska för infästningen av stödrullen och infästningen av bärarmarna kommer att dimensioneras utifrån lastfall 8 och 9.

#### 3.1 Lastfall 1 – krocklast 5G rakt framifrån

### 3 Lastfall

Lastfallet bygger på att den dynamiska lasten vid en krock, i hög fart, rakt framifrån kommer till att uppgå till en amplitud som när man tar det kvadratiske medelvärdet ur detta blir det fem gånger fordonets egenvikt. Då fordonet antas vika sig i en av de två styrlederna vid en krock så behöver bara halva fordonsvikten tas i beaktning, se Figur 3.2.

Slutväxelhuset:  $F_{krock} = \frac{30000}{2} \times 9,81 \times 5 = 736 \text{ kN}$ , negativ x-led.



Figur 3.2 Krocklast 5G.

#### 3.2 Lastfall 2 – 220 kN vertikal last på yttre spännhjulet

Här bygger lastfallet på att fordonet på ett eller annat sätt hamnar i ett läge där halva fordonsvikten hålls upp av ena spännhjulet på en spännhjulsstation.

De båda hjulen i spännhjulsstationen antas ligga på ett avstånd av 400 mm ifrån varandra, ytterligare mått illustreras i Figur 3.3. Kraften som verkar på själva spännhjulet beräknas till:

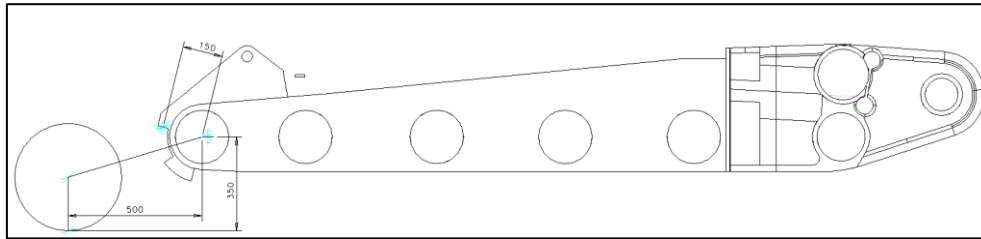
$$F_{v.spänn} = \frac{30000}{2} \times 9,81 \times 1,5 = 220 \text{ kN}$$

Spännhjulet är inte av intresse i detta arbete, utan det är hur kraften påverkar skidbalken. Kraft-, och momentresultanterna tas fram då spännhjulet har tryckts upp till sitt översta läge där det trycker mot stopplacken. Kraftresultanterna blir på stopplacken och inne i torsionsbussningen.

$$\text{Stoppklack: } F_{stoppK.} = \frac{30000}{2} \times 1,5 \times 9,81 \times \frac{0,5}{0,15} = 736 \text{ kN, Y-led}$$

$$\text{Torsionsfjäder: } F_{tor.F.} = 220 - 736 = 516 \text{ kN, negativ Y-led}$$

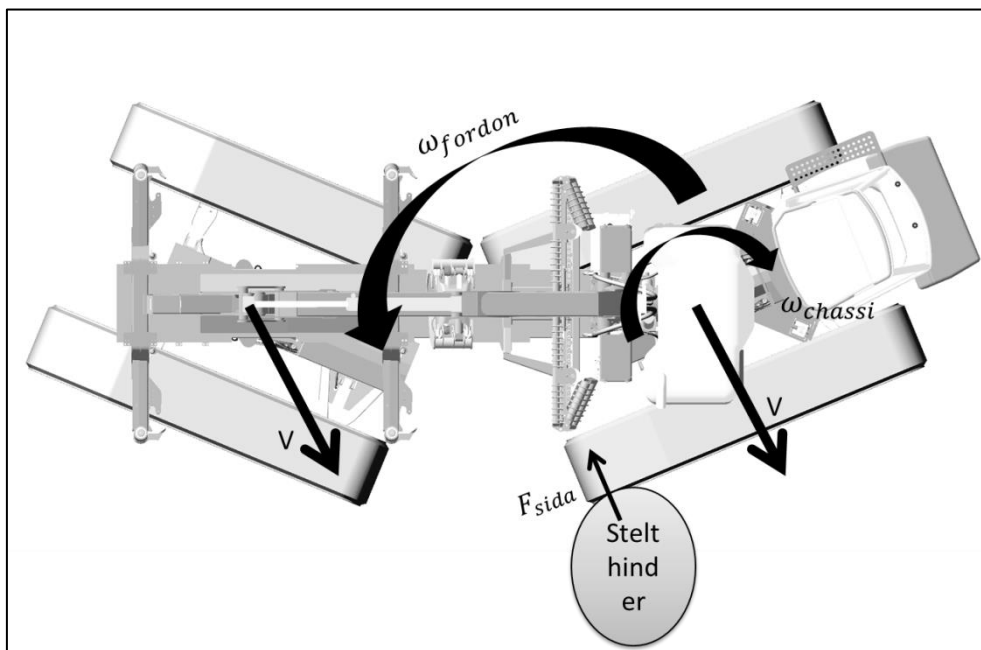
$$\text{Moment i torsionsfjäder } M_{tor,vert} = 220 \times 0,2 = 44 \text{ kN, runt X-axel}$$



Figur 3.3 Spännhjulsdimensioner för HFT:n.

### 3.3 Lastfall 3 – 112,5 kN sidolast på spännhjulet

Scenariot för detta lastfall är att fordonet tappar greppet i en sväng på halt underlag och glider in i ett stationärt hinder där spännhjulet tar upp all kraftpåkning från sidan, se Figur 3.4. Då fordonet viker sig så den ena fordonshalvan fortsätter själv och den opåverkade fordonshalva roterar runt hindret, används endast en fjärdedel av fordonsvikten.



Figur 3.4 112,5 kN sidolast spännhjul. Vektorerna  $V$  illustrerar riktningen fordonet glider i,  $\omega_{chassi}$  är chassits rotationsriktning och  $\omega_{fordon}$  är hur det bakre chassit i detta fallet rör sig kring det främre.

$$\text{Sidokraft: } F_{sida} = \frac{30000}{4} \times 9,81 \times 1,5 \approx 112,5 \text{ kN},$$

(avrundas uppåt pga. sin dynamiska karaktär).

Även här togs de resulterande krafterna i skidbalken fram för förenklad simulering.

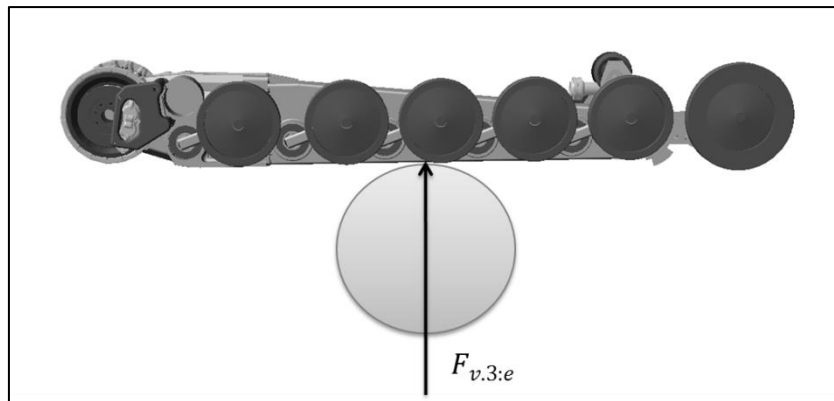
Moment i torsionsfjäders:  $112,5 \times 0,35 = 39,4 \text{ kNm}$ , runt X-axel

Moment i torsionsfjädern:  $112,5 \times 0,5 = 56,3 \text{ kNm}$ , runt z-axel

### 3.4 Lastfall 4 – 150 kN vertikal last på 3:e hjulbasen

I ett fall där fordonet ska ta sig över t.ex. en ås eller annat större hinder så kommer hela fordonsvikten till att centreras på mitten av skidbalkarna vid ett tillfälle, en illustration av detta är i Figur 1.1. Detta ger den största böjande kraften på skidbalken då kraften verkar mitt mellan infästningarna för bärarmarna, se Figur 3.5.

Tredje hjulbasen:  $F_{v.3:e} = \frac{20000}{2} \times 9,81 \times 1,5 = 150 \text{ kN}$ , z-led



Figur 3.5 150 kN vertikal last 3:e bärhjulbasen.

### 3.5 Lastfall 5 – krocklast 3.5G framifrån i 45° vinkel

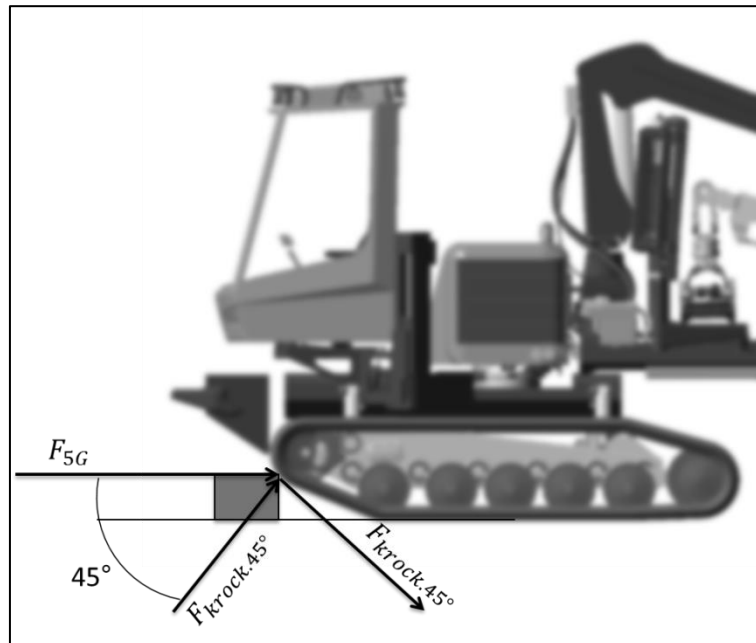
Detta är ett egen genererat lastfall som togs fram efter ett studiebesök hos Holmen skog vid ett av deras avverkningsområden. Det noterades att när skotaren färdas i skogen och så går det inte att kryssa mellan stubbar utan den kör rakt över dem. Ifall maskinen ska kunna köra fort genom skogen så måste skidbalken klara av dessa stötar.

Tanken är att om stöten bli lika stor sin vid 5G krocken så behöver bara komponenten som går upp i den 45° vinkeln tas i beaktning, se Figur 3.6.

$$n_{s.45^\circ} = 5G \times \cos(45) \approx 3,5G$$

$$F_{krock\ 45^\circ} = \frac{30000}{2} \times 9,81 \times 3,5 = 515 \text{ kN}$$

Kraften anläggs inne i kontaktytorna på slutväxelhuset där drivaxeln vilar då en krock tar först på drivhjulen.



**Figur 3.6** 3G krocklast framifrån i 45° vinkel uppåt.

### 3.6 Lastfall 6 – 700 kg fallande stock

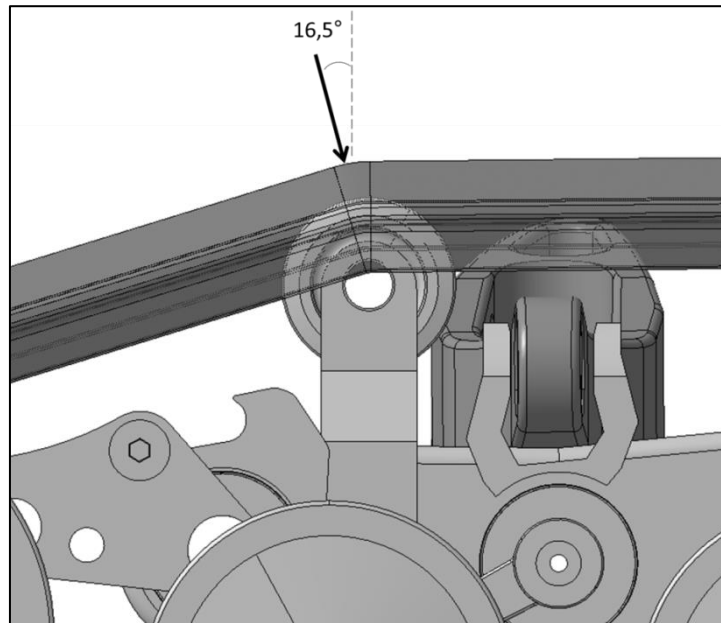
Detta är ett egen genererat lastfall som också togs fram efter ett studiebesök hos Holmen skogs avverkningsområden. Lastfallet är baserat på att kranen tappar den största stocken, den kan lyfta, från den högsta höjden, den kan lyfta, ner på stödrullen.

Dock så är detta ett dynamiskt lastfall som inte går att med acceptabel säkerhet omvandla till statisk för att applicera i CATIA.

### 3.7 Lastfall 7 – maximal bandspänning

Bandspänningen är som högst vid acceleration då motorn har sin största uteffekt 86 kN. Dock så kan denna fluktuera på grund av kyla inverkan av bandspännare med mera så ett antagande om en bandspänning på 10 ton (98100 N) ska enligt teknologiavdelningen vara en bra approximation. Denna valdes till att användas som utmattningslast för FE-analys av stödrullen.

Bandet går i en lätt vinkel över stödrullen Figur 3.7, denna ändras efter att spännhjulet går upp och ner men då den största kraften på stödrullen uppkommer vid den största vinkeln över den så valdes vinkeln då spännhjulet var i sitt bottenläge.



**Figur 3.7** Bandets maximala vinkel över stödrullen.

Vinkeln blev  $\alpha = 16,5^\circ$

Detta gav oss en resulterande kraft av:

$$F_{band} = 98100 \times \sin(16,5^\circ) \times 1,5 = 41793 \text{ N}$$

### 3.8 Lastfall 8 – dynamisk last på infästningen för bakre bärrmen

Denna utmattningslast erhöles från ett tidigare examensarbete där HFT:ns dynamik analyserats i en simulering. Där igenom erhöles komponenterlasterna för de olika komponenterna vid körning, följande är för infästning av främre bärrmar:

$$F_x = 141,83 \text{ kN}$$

$$F_y = 131,11 \text{ kN}$$

$$F_z = -123,05 \text{ kN}$$

$$F_{mag.} = 151,36 \text{ kN}$$

Vid användning av en 50 % säkerhetsmarginal på maximala amplituden erhöles magnituden:

$$F_1 = 151,36 \times 1,5 = 227,04 \text{ kN}$$

Detta råkar motsvara amplituden av de kombinerade maximala lasterna som blev:

$$F_2 = \sqrt{141,83^2 + 131,11^2 + 123,05^2} = 229,01 \text{ kN}$$

Så lyckligtvis kunde maxkomposanterna användas för att få den regelmässiga säkerhetsmarginalen på 50 % av maximala amplituden samtidigt som en riktning kunde ges.

Då detta lastfall är en utmattningslast så behövs en ungefärlig beräkning av hur ofta lasterna inträffar. Detta kan sedan matchas mot materialets utmattningsgräns.

Målet med maskinen är att den ska kunna brukas under 10års tid utan större behov av renovering. Enligt Skogforsk [8] används en skotare 1200 h/år, om det sedan antas att maskinen stöter på 10 stötar i minuten medens den arbetar blir detta:

$$n = 1200 \text{ h/år} \times 10\text{år} \times 60 \text{ min} \times 10 \text{ slag/minut} = 7\,200\,000 \text{ slag}$$

Antalet slag/minut är ett typiskt erfarenhetsvärde som arbetas fram genom att fästa sensorer vid skogsmaskiner i dess dagliga arbete för att få en uppskattning av det. Då Hägglunds är ny på denna marknad så har de ännu inte börjat samla in värdefull data likt detta. 10 slag/min var är en grov approximation som är tilltagen i överkant för att ge en säkerhetsmarginal.

### 3.9 Lastfall 9 – dynamisk last på infästningen för främre bärrarmen

I analogi med lastfall 8 användes resultatet från den tidigare genomförda simuleringen.

$$F_x = -172,9 \text{ kN}$$

$$F_y = 93 \text{ kN}$$

$$F_z = -136 \text{ kN}$$

$$F_{mag} = 190,25 \text{ kN}$$

Om säkerhetsmarginal läggs till på den maximala amplituden ger det:

$$F_2 = 190,25 \times 1,5 = 285,4 \text{ kN}$$

De kombinerade komponenterna ger:

$$\sqrt{172,9^2 + 93^2 + 136^2} = 238,8 \text{ kN}$$

För att matcha den maximala amplituden med säkerhetsmarginal skalades resultatanten upp i CATIA till  $F_2$  magnitud.

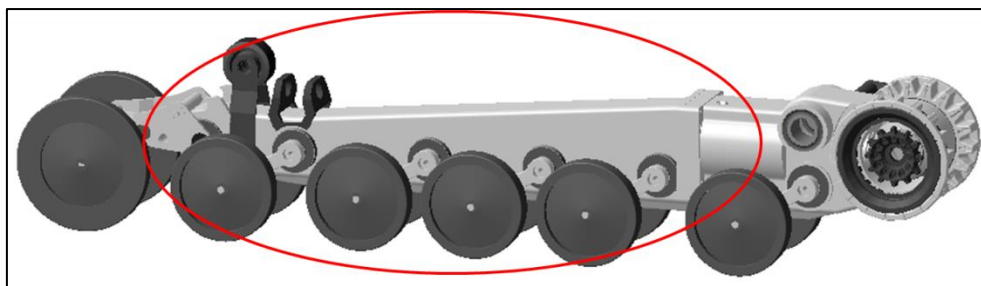
Samma mängd stötar som i Lastfall 7 antogs.





## 4 Bakre halvan av skidbalken

I detta kapitel presenteras arbetet med detaljkonstruktionen för den bakre skidbalkshalvan, se Figur 4.1. I det givna konceptet var skidbalkshalvan inte analyserad utifrån tillverkningsmöjligheter eller hållfasthet. En tvärsnittsanalys inleder detta arbetet för att generera idéer tillverkningsmässigt med hänsyn tagen till hållfasthet och vikt. Tvärsnittsanalysen sker först i ett generellt steg och utifrån resultatet från den analyseras mer specifika tvärsnitt i detalj. Då tvärsnittet på skidbalken valts kommer resterande detaljutformning tas fram. Kontinuerligt under arbetet har diskussioner skett med produktionsavdelningen, beräkningsavdelningen och handledarna på företaget.



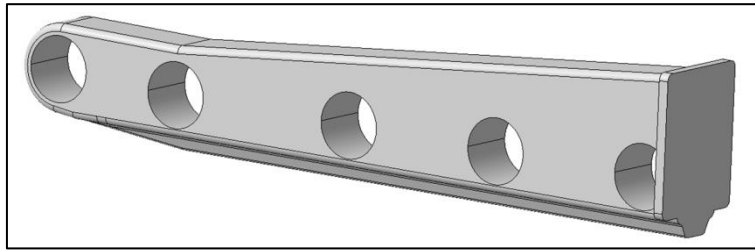
**Figur 4.1** visar positionen för den bakre halvan av skidbalken.

### 4.1 Syfte och mål

I samråd med projektets handledare på företaget bestämdes det att skidbalkens bakre halva skulle undersökas i syfte att hitta en utformning som möjliggör en enkel och billig tillverkning. Målet är att hitta en geometri som uppfyller syftet och samtidigt klarar de hållfasthetsmässiga kraven och håller de funktionella geometrier som finns uppställda på skidbalken. Vikten på balken ska även hållas så låg som möjligt.

### 4.2 Utgångsläge

Då arbetet tog vid var den bakre skidbalkshalvan sedan tidigare inte analyserad till någon högre grad. Den fanns illustrativt utformad i en CAD-modell (Figur 4.2) där hänsyn var taget till positioneringen av de integrerande komponenterna. Utformningen var däremot inte bestämd på något vis.



**Figur 4.2** visar CAD-modellen av den bakre halvan av skidbalken som var given vid arbetets start.

Produktionsmässigt utgår arbetet med detaljkonstruktionen för bakre skidbalkshalvan att den ska tillverkas i företagets egen produktion. Det innebär att skidbalken i utgångsläget ska tillverkas av något stål.

### 4.3 Krav och önskemål

#### A. Geometriska krav

1. Skidbalkens undersida får inte glida mot drivkuggarna på bandet utan ska glida mot spåret som finns utformat mellan kuggarna dvs. bredden på undersidan av balken är begränsad.
2. Bredden på balken begränsas av avståndet mellan pendelarmarna. Pendelarmarna måste kunna gå fritt mellan sina extremlägen.
3. Bakersta änden av skidbalken måste utformas så att den inte hindrar spännhjulets pendelrörelse.
4. Pendelarmarna har en begränsad vinkel de får röra sig (torsionsfjädrarna tillåter en begränsad vridning). Höjden från undersidan av balken till infästningen av pendelarmarna (centrum av torsionsfjädrarna) är därmed begränsad.

#### B. Hållfasthetskrav

1. Skidbalken ska dimensioneras för angivna lastfall.

#### C. Önskemål gällande produktion

1. Skidbalken vill kunna tillverkas i företagets egen produktion.
2. Företaget vill undvika att behöva utöka sitt verktygssortiment och materialsortiment.

#### D. Önskemål gällande montering

1. Skidbalken vill kunna monteras ihop på företaget.
2. Antalet komponenter vill hållas så lågt som möjligt.
3. Företaget vill undvika att utöka sitt tillsatsmaterialsoriment.

#### E. Allmänna önskemål

1. Då det är förutsatt att balken kommer tillverkas i stål krävs det att balkhalvan är helt tät så att fukt inte kan ta sig in och orsaka korrosion.

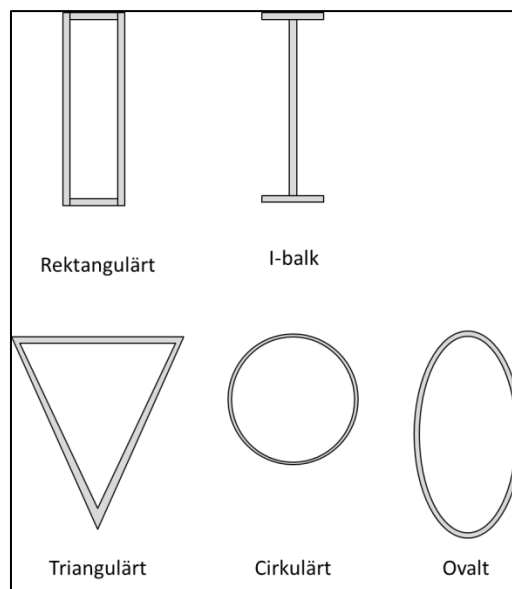
#### 4.4 Tvärsnittsanalys

Tvärsnittet på en balk har en avgörande roll för dess egenskaper. Styvheten och vikten varierar stort med tvärsnittets parametrar. För att kunna nå målet med att hålla nere vikten och samtidigt kunna hålla en relativt hög styvhet känns det prioriterat att inleda arbetet för den bakre balkdelen med en tvärsnittsanalys.

##### 4.4.1 Iteration 1

Det är fem tvärsnitt som kommer att jämföras i denna första iteration. De kommer primärt att jämföras utifrån deras vikt/styvhetsförhållande, men diskussioner med produktionsavdelningen på företaget inleddes redan i detta stadiet för att undvika fortsatt arbete med tvärsnitt som resulterar i onödigt komplicerade eller dyra tillverkningsmetoder.

De tvärsnitt som kommer att jämföras i den första iterationen kan ses i Figur 4.3.



**Figur 4.3** visar de tvärsnitten som ska undersökas i detta arbete. Den övre raden visar de vinnande tvärsnitten från en analys i ett tidigare examensarbete [9] och den undre raden visar de tillagda tvärsnitten för denna analys.

Produktionsmässigt föreslogs två vägar för att nå de olika formerna för tvärsnitten. Det ena var att företaget skulle köpa in balkar med ett tvärsnitt enligt ovanstående och sedan maskinbearbeta fram nödvändiga geometrier som t ex hål för torsionsfjädrarnas hylsor. Den andra vägen var att genom plåtberedning och svetsning ta fram tvärsnittet. Det rektangulära och triangulära tvärsnittet ansågs kunna tas fram med alternativt två dvs. i företagets egen produktion genom att bocka/pressa plåt och sedan svetsa ihop delarna. I-balken antogs tillverkas på det första sättet dvs. genom att köpa

in tvärsnittet på balk. De cirkulära och ovala tvärsnitten ansågs kunna ske på båda sättet. Med det andra sättet (plåtformning och svetsning) hade dock valsade plåtar behövt köpas in då företaget själva inte kan forma dessa geometrier.

#### 4.4.1.1 Vikt- och styvhetsjämförelse

Styvheten för de olika tvärsnitten undersöks i två olika dimensioner, böjstyvhet och vridstyvhet. Böjstyvheten för en balk beror på tvärsnittets tröghetsmoment mot böjning  $I_y$  och materialets elasticitetsmodul  $E$ , se Ekvation 4.1. Ju högre  $E$  och/eller  $I_y$  är desto mindre blir utböjningen på balken. Vridstyvheten beror på tvärsnittets tröghetsmoment mot vridning  $K_v$  och materialets skjuvmodul  $G$ , se Ekvation 4.2. Ju högre  $G$  och/eller  $K_v$  desto mindre blir vridningen av balken.

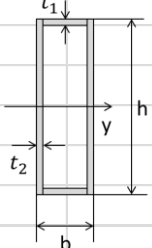
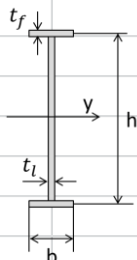
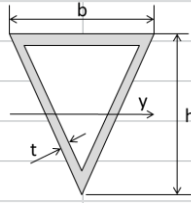
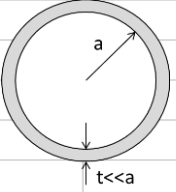
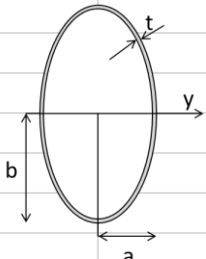
$$\text{Utböjning vid balkböjning } \delta = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_y} \quad (\text{Ekvation 4.1})$$

$$\text{Förvridningssambandet } \theta = \frac{L \cdot T}{K_v \cdot G} \quad (\text{Ekvation 4.2})$$

Formlerna för beräkning av tröghetsmomenten  $I_y$  och  $K_v$  för de olika tvärsnitten finns i Bilaga A. I beräkningarna för de olika tvärsnitten har godstjockleken  $t$  satts till 7 mm, längden  $L$  på balken till 2 m, bredden  $b$  på tvärsnittet till 170 mm och totala höjden  $h$  till 330 mm. Det cirkulära tvärsnittet kommer att dimensioneras efter bredden dvs. radien  $r = b$ . I jämförelsen av vikten antas en densitet  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ .

I Figur 4.4 visas resultaten för de olika tvärsnitten. Man kan se att I-balken har mycket sämre vridstyvhet jämfört med de resterande tvärsnitten och att det cirkulära tvärsnittet har det lägsta tröghetsmomentet mot böjning.

En mindre undersökning genomfördes för att undersöka vilken godstjocklek på I-balken som behövs för att den ska ha likvärdig vridstyvhet med de övriga tvärsnitten. Med samma förutsättning att bredden  $b = 170 \text{ mm}$  och höjden  $h = 330 \text{ mm}$  blev resultatet att godstjockleken  $t \geq 30 \text{ mm}$  för att  $K_v \geq 6 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ . Denna godstjocklek resulterar i att I-balken skulle väga upp mot 300 kg jämfört med t ex triangeltvärsnittet som har ungefär samma vridstyvhet och en vikt på ca 50 kg. För det cirkulära tvärsnittet gjordes en liknande undersökning och resultatet blev att  $t \geq 11 \text{ mm}$  för att  $I_y \geq 34,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$  och då hamnade vikten kring 105 kg. Denna vikt är ungefär dubbelt så hög som för det triangulära tvärsnittet med ungefär samma tröghetsmoment.

Tvårsnittsgeometri	Tröghetsmomentet I $mm^4$	Tröghetsmomentet K $mm^4$	Vikt $kg$
	$I_y = 106,7 * 10^6$	$K_v = 88,1 * 10^6$	$m = 106$
	$I_y = 85,8 * 10^6$	$K_v = 0,077 * 10^6$	$m = 72$
	$I_y = 33 * 10^6$	$K_v = 5,2 * 10^6$	$m = 53$
	$I_y = 13,5 * 10^6$	$K_v = 27 * 10^6$	$m = 58$
	$I_y = 58,2 * 10^6$	$K_v = 62,1 * 10^6$	$m = 83$

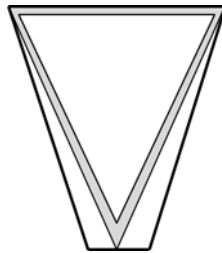
Figur 4.4 visar framräknade jämförelsevärden för de olika tvärsnitten.

#### 4.4.1.2 Diskussion med produktion

En diskussion arrangerades med produktionsavdelningen för att i tidigt stadiet kunna sortera bort geometrier som anses vara för komplicerade att hantera i den befintliga produktionen. Huvudsakspunkterna de hade i så här tidigt stadiet var att de vill undvika stora skärande bearbetningar som t ex I-balken hade medfört. Hålen kan i en sådan profil inte laserskäras utan måste då maskinbearbetas. Detsamma gäller för det cirkulära och ovala tvärsnittet. Dessa tvärsnitt har även nackdelen att de inte kan formas på företaget utan att man måste köpa in t ex valsade halvbor eller stålprofiler. De stora fördelarna de såg med de rektangulära och triangulära tvärsnitten var att de är mycket enklare att föra in i dagens produktion.

#### 4.4.1.3 Andra faktorer

I-balksgeometrin har som allmän nackdel att de plana horisontella ytorna fungerar som hyllor där snö, lera m.m. enkelt kan packas och medföra extra vikt och onödig korrosion. Det triangulära tvärsnittet kan anses osäkert utifrån vikt/styvhetsanalysen, men tvärsnittet har dock fördelen att det finns utrymme att arbeta med geometrin. Till exempel kan inte undersidan vara spetsig eftersom bandet ska kunna glida mot den vid maximal infjädring och geometrin blir då starkare med breddad spets, se Figur 4.5.



**Figur 4.5** visar hur det triangulära tvärsnittet har möjlighet att stärkas upp genom att bredda spetsen.

Det cirkulära tvärsnittet är inte särskilt flexibelt då radien är begränsad med maximalt tillåten bredd. Det cirkulära (och kanske även det ovala) tvärsnittet hade behövt en extra geometri undertill då formen inte passar i spåret mellan drivkuggarna på bandet. Det ovala tvärsnittet kan ses som en mer flexibel geometri än det cirkulära.

#### 4.4.1.4 Resultat – iteration 1

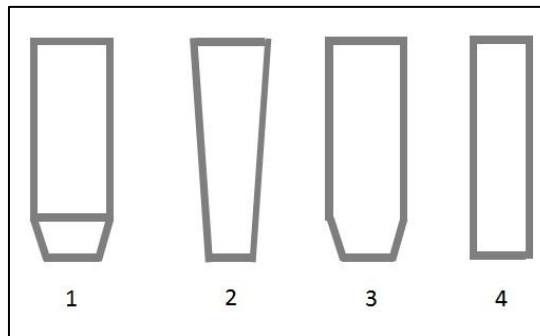
Med resultaten från vikt/styvhetsanalysen och diskussionen med produktion ansågs det inte relevant att undersöka I-balkstvärsnittet, ovala tvärsnittet eller cirkulära tvärsnittet något mer fördjupat. I vidare analys (iteration 2) kommer det rektangulära och triangulära tvärsnittet stå som grund för vidare undersökning.

#### 4.4.2 Iteration 2

Inför iteration 2 utformades fyra olika tvärsnitt som bygger på de triangulära och rektangulära tvärsnitten från iteration 1, se Figur 4.6. Här kommer mer specifik data

att presenteras för varje tvärsnitt och bedömningen kommer att ske genom hållfasthetstester och utvärderingar från produktionsavdelningen.

Utgångsläget inför denna iteration bygger på att forma plåt och sedan svetsa ihop plåtdelar. Diskussioner arrangerades med personer från produktionsavdelningen gällande vilka metoder som skulle anses mest fördelaktiga att använda för plåtformningen och hur svetsarna mest fördelaktigt skulle placeras. Gällande formning av plåten bestämdes det att inledningsvis utgå från bockning. Alternativet hade varit att ta fram önskad form med pressning. Detta ansågs däremot inte nödvändigt i detta stadie då pressverktygen är relativt dyra och tillverkningsvolymen de närmaste åren innan serieproduktionen drar igång är relativt låg. Gällande svetsning bör tvärsnitten utformas så att de svetsas samman som halvor, se Figur 4.7. Att ha svetsen på mitten av ovansidan och undersidan påfrestar inte svetsfogen lika mycket som om svetsen placerats i hörnen eller längs sidorna.

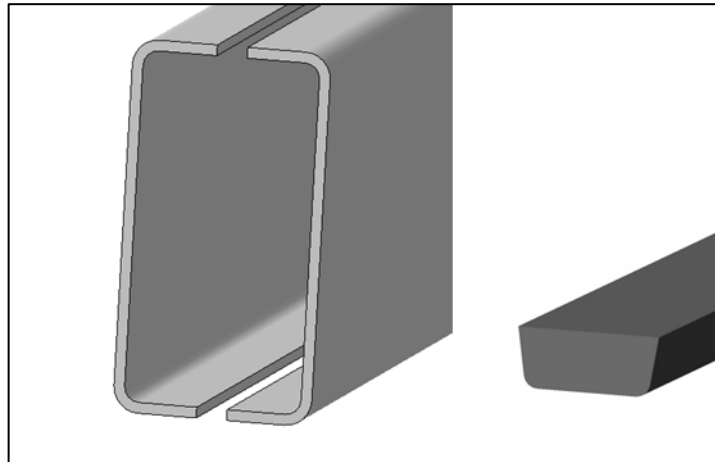


**Figur 4.6** visar de framtagna tvärsnitten för andra steget i tvärsnittsanalysen.

Det rektangulära tvärsnittets (tvärsnitt 4 i Figur 4.6) bredd begränsas av spåret mellan kuggarna på bandet. Om denna bredd inte skulle klara av de hållfasthetstester som balken ska dimensioneras för har två alternativ (tvärsnitt 1 och tvärsnitt 3) utformats för att ge möjlighet att bredda balken och fortfarande behålla en tillåten geometri på undersidan. Det triangulära tvärsnittet (tvärsnitt 2) möjliggör samma funktion som tvärsnitt 1 och 3.

### Tvärsnitt 1

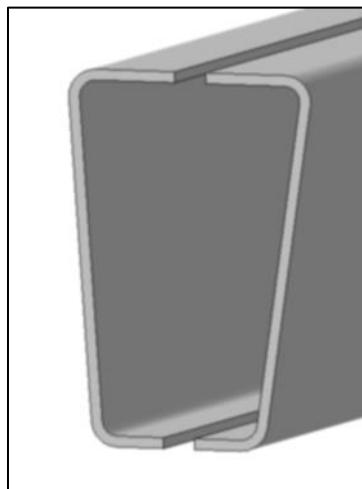
Tvärsnitt 1 är uppdelad i två geometrier (Figur 4.7) där den övre delen utgår från plana stålplåtar som laserskärs, bockas och sedan svetsas ihop. Hålen för torsionsfjädrarna kan skäras i laserskäraren samtidigt som den övriga geometrin skärs ut. Tanken med att ha tvärsnittets undersida (den avsmalnade delen) separat är att eventuellt kunna reducera vikten på en bredare balk genom att undersidan skulle kunna tillverkas av ett material med lägre densitet t ex plast. Den undre geometrin är tänkt att vara en beställningsvara då företaget inte har möjlighet till egen formning av t ex plaster. För att montera ihop dessa detaljer är tanken att man ska använda skruvar. Detta kommer innebära att kutsar kommer behöva användas för att få till gängor. Hål för kutsar kommer att behöva skäras i laserskäraren samt att kutsar med gänga ska tillverkas/köpas in och svetsas fast på undersidan av balken.



**Figur 4.7** Tvärsnitt 1.

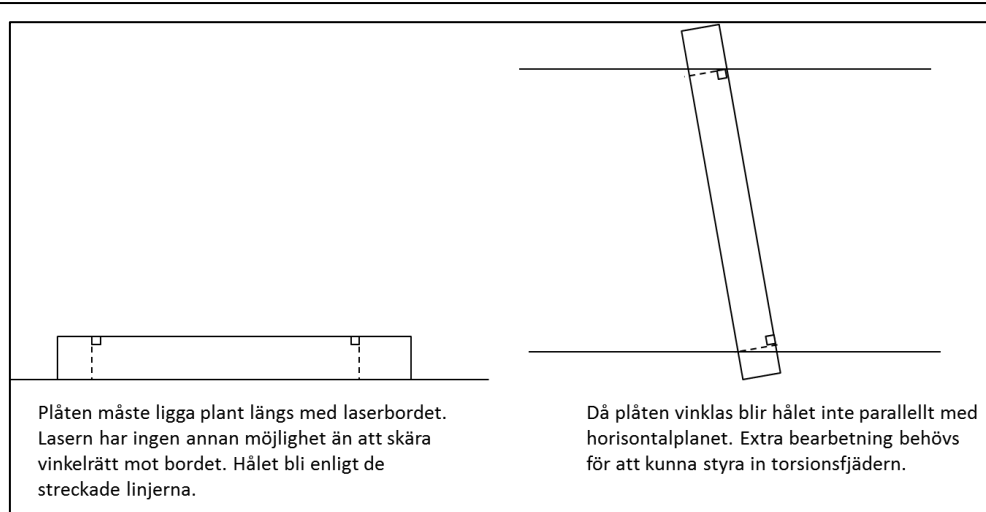
**Tvärsnitt 2**

Tvärsnitt 2 är det triangulära tvärsnittet som är tänkt att bestå av två halvor som är laserskurna från stålplåt, se Figur 4.8. Plåthälvorna ska sedan bockas och svetsas ihop. Hålen för torsionsfjädrarna kan inte fås till genom att skära ut dem i laserskäraren eftersom vinkeln blir fel på hålen, se Figur 4.9. Hålen kräver därför extra bearbetning för att de ska få rätt vinkel.



**Figur 4.8** Tvärsnitt 2.

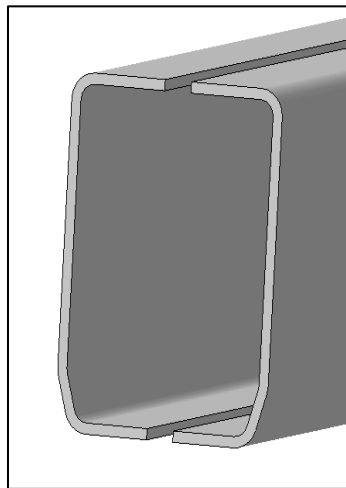




**Figur 4.9** visar vinkelfelet för hålen till torsionsfjädrarna då de är utskurna i laserskäraren.

### Tvärsnitt 3

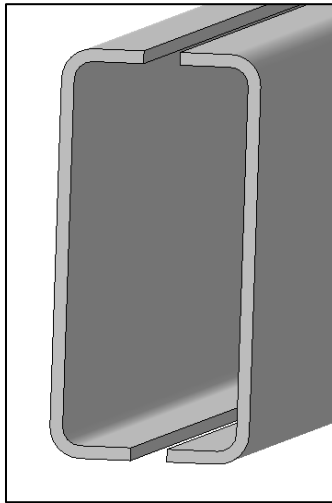
Tvärsnitt 3 är till sin yttre geometri ungefär densamma som tvärsnitt 1, men inte uppdelad som undre och övre del, se Figur 4.10 Geometrin fås genom att laserskära ut två halvor från stålplåt och sedan bocka till geometrin. Hålen för torsionsfjädrarna kan skäras i laserskäraren samtidigt som den övriga geometrin skärs ut. Halvorna svetsas sedan ihop till en konstruktion.



**Figur 4.10** Tvärsnitt 3.

### Tvärsnitt 4

Tvärsnitt 4 är det rektangulära tvärsnittet som fås genom att laserskära ut två halvor från stålplåt som sedan bockas och svetsas ihop, se Figur 4.11. Precis som för tvärsnitt 1 och 3 kan hålen för torsionsfjädrarna skäras ut i samband med övrig geometri i laserskäraren.



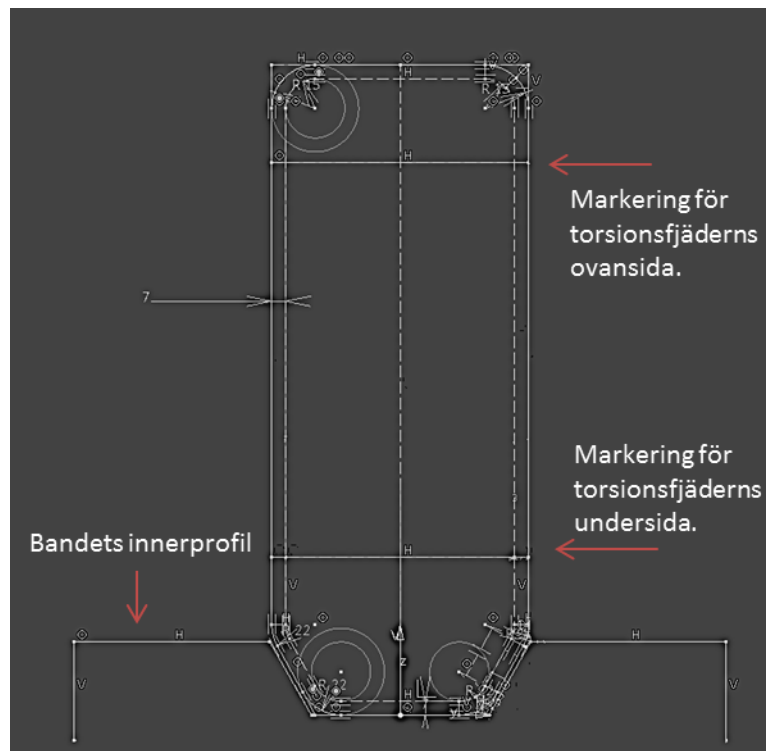
**Figur 4.11** Tvärsnitt 4.

#### 4.4.2.1 Begränsningar av tvärsnittens bredd

Tvärsnitten har olika begränsningar gällande vilken bredd de kan variera mellan. Bredden styrs av tvärsnittets utseende, vilka bockningsradier och verktyg som kan användas. Då hållfastheten för de olika tvärsnitten till stor del beror av bredden var en utvärdering för varje enskilt tvärsnitt nödvändig. Utvärderingen genomfördes med information om vilka bockningsradier och dynor som fanns tillgängliga på företaget. Dessa styr möjligheterna till vilka bockningsmöjligheter som fanns för var enskilt tvärsnitt. Kravet från produktion var att bockningstillägg<sup>1</sup> inte ska behöva användas. I CATIA ritades en skiss med balktvärsnittet och profilen på bandet som undersidan av balken ska möta upp. I skissen ingick även stömlinjer av hålen där torsionsfjädrarna ska placeras, se Figur 4.12.

---

<sup>1</sup> Bockningstillägg menas här att vid utskärningen av geometrin sparas mer material än den slutgiltiga designen ska ha för att bockningen ska bli genomförbar. Bockningstillägget kapas/skärs sedan bort.



**Figur 4.12** Skiss i CATIA innehållande balktvärsnitt, bandtvärsnitt och markering för torsionsfjäder.

För varje tvärsnitt som ritades upp testades det vilka bockningsradier som var möjliga att bocka för varje undersökt bredd. Testen gjordes även med två olika godstjocklekar. Tabell 4.1– Tabell 4.4 visar resultatet från undersökningen.

**Tabell 4.1** Data för tvärsnitt 1.

Fungerade (mm)	bredd	Godstjocklek (mm)	Bockningsradie (mm)
140		6	15,20
		7	15, 20
135		6	10, 15, 20
		7	10, 15, 20
130		6	6, 10, 15, 20
		7	6, 10, 15, 20

**Tabell 4.2** Data för tvärsnitt 2.

Fungerade (mm)	bredd	Godstjocklek (mm)	Bockningsradie (mm)
95		6	6, 10, 15
		7	10, 15
90		6	6, 10
		7	6

**Tabell 4.3** Data för tvärsnitt 3.

Fungerade (mm)	bredd	Godstjocklek (mm)	Bockningsradie (mm)
130		6	6, 10, 15
		7	6, 10, 15
125		6	6, 10, 15
		7	6
120		6	6

**Tabell 4.4** Data för tvärsnitt 4.

Fungerade (mm)	bredd	Godstjocklek (mm)	Bockningsradie (mm)
110		6	20
		7	20
105		6	15, 20
		7	15, 20
100		6	10, 15
		7	10, 15
95		6	6, 10
		7	6

#### 4.4.2.2 Diskussion med produktion

Tillsammans med produktionsavdelningen diskuterades tvärsnittens olika egenskaper. Som väntat ansåg de att det rektangulära tvärsnittet (tvärsnitt 4) var mest fördelaktigt

ur ett produktionsperspektiv då tvärsnittet i jämförelse med de andra kräver minst antalet operationer, har fördelaktiga vinklar och består av få komponenter. Gällande det triangulära tvärsnittet (tvärsnitt 2) trodde de att det fanns en högre risk än för tvärsnitten med 90-gradiga vinklar att tvärsnittet kan slå sig vid svetsning och därmed bli en aning rombformad. Ett extra moment för att rikta upp tvärsnittet i en riktningspress skulle i så fall behövas. För det flerböckade tvärsnittet (tvärsnitt 3) trodde de inte att det skulle vara några problem med den extra böckningen så länge avstånden mellan böckningslinjerna räcker till. Tvärsnittet med en extern skida (tvärsnitt 1) innehåller väldigt mycket svetsning i jämfört med de andra tvärsnitten, vilket sågs som en stor nackdel. Värmepåverkan blir väldigt hög på undersidan av balken.

#### 4.4.2.3 Andra faktorer

Antalet komponenter är något som man bör ta hänsyn till. Hägglunds hanterat ett ofantligt antal komponenter och arbetar kontinuerligt med att minska dessa. Tvärsnitt 1 är inte att föredra ur detta perspektiv då det innehåller en extra komponent samt en del extra tillsatsmaterial. Montering blir även mer komplicerad för detta tvärsnitt i och med den externa skidan. En annan faktor som bör ingå i utvärderingen av tvärsnitten är hur integrerande delar påverkas till sin utformning beroende på tvärsnitt. Primärt kan man se att infästningen till stödrullen som följer balktvärsnittets yttergeometri blir enklast till sin utformning om balken är rätvinklig.

Vissa av ovanstående tvärsnitt var tvungna att höjas för böckningarna skulle fås till utan att böckningstillägg skulle behöva användas. Höjningen sker i dessa fallen från centrum av torsionsfjäders till undersidan av balken. Det innebär att hänsyn måste tas till de nya vinklar pendelarmarna ska monteras med för att nå önskad fjädringsväg. Så länge fjädringsvägen uppnås anses det inte som problematiskt att balken höjs.

#### 4.4.2.4 Rankning

En rankningsmatris [1, s. 130] (Tabell 4.5) sattes upp där tvärsnitt 3 användes som referens för poängsättningen.

Det som inte finns med i bedömningen är bredderna som de olika tvärsnitten kan variera mellan. Då det är svårt att förutse vilken bredd som krävs på balken för att klara framtagna lastfall krävs en hållfasthetsanalys. En för bred balk är inte bättre än en för smal balk då överdimensionering inte uppfyller målet med att hålla nere vikten.

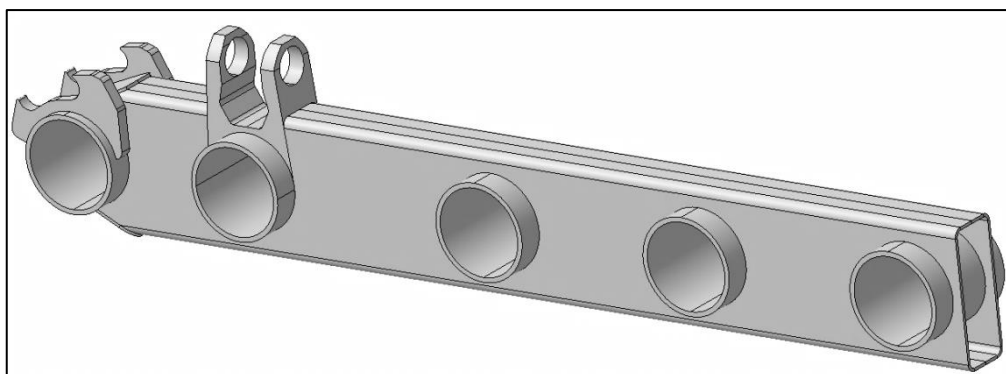
Inte helt oväntat är tvärsnitt 4 mest fördelaktigt till sin utformning och blev rankad högst i matrisen. Dess geometri fungerar däremot endast upp till en bredd på 110 mm och måste hållfasthetsanalyseras innan ett beslut kan tas om att den ska väljas. Om den inte skulle hålla för angivna lastfall är det tvärsnitt 3 som står på tur för hållfasthetsanalys osv.

**Tabell 4.5** Rankning av de olika tvärsnitten.

	<b>Tvärsnitt 1</b>	<b>Tvärsnitt 2</b>	<b>Tvärsnitt 3</b>	<b>Tvärsnitt 4</b>
<b>Laserskärning</b>	- 1	0	0	0
<b>Bockning</b>	1	1	0	1
<b>Svetsning</b>	- 1	0	0	1
<b>Extra moment i produktionen</b>	- 1	- 1	0	1
<b>Antal komponenter</b>	- 1	0	0	0
<b>Montering</b>	- 1	0	0	0
<b>Integrerande delar</b>	0	- 1	0	0
<b>Summa</b>	<b>- 4</b>	<b>- 1</b>	<b>0</b>	<b>3</b>

#### 4.4.2.5 Hållfasthetsanalys 1

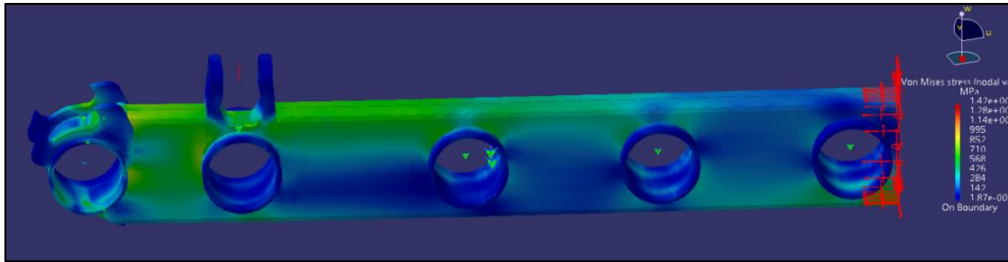
Hållfasthetsanalysen genomfördes på uppritad CAD-modell i CATIA. Modellen ritades upp utifrån de integrerande komponenternas (torsionsfjädrarna och infästningen till den bakre bärarmen) bestämda placering, se Figur 4.13. Egenvikten för denna modell uppgick till 142 kg.



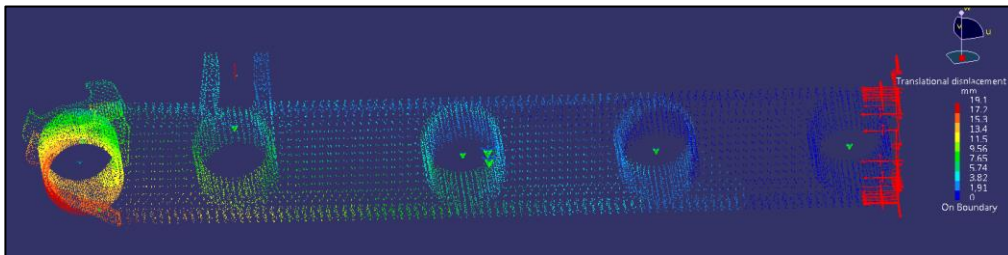
**Figur 4.13** visar CAD-modell över skidbalken med rektangulärt tvärsnitt (tvärsnitt 4). Bredden är 110 mm.

I denna analys valdes det att testa Lastfall 2 och 3 som anses vara de mest kritiska lastfallen balken ska dimensioneras för. Resultaten för balken kan ses i Figur 4.13-Figur 4.16. För båda lastfallen gjordes meshen med linjära element som hade en storlek på 15 mm. Anledningen till att den storleken valdes var för att hålla nere beräkningstiden och samtidigt kunna erhålla jämförbara resultat. I Figur 4.14 kan det urskiljas att spänningarna i skidbalken ligger på 700 MPa och uppåt, vilket betyder att

om Domex 700 skulle användas kommer plastiska deformationer uppstå i större delar av balken. Utböjningarna för samma lastfall kan ses i Figur 4.15. Utböjningarna används endast som referensvärde då inga begränsningar för utböjningen existerar. Däremot önskas en så liten utböjning som möjligt för att få en konsekvent karakteristik på bandställen vid färd.

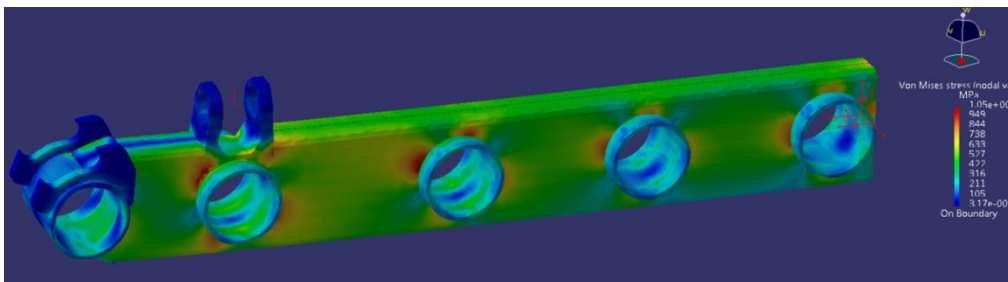


**Figur 4.14** visar resultatet från FE-simuleringen i CATIA, lastfall 2. Spänningsfördelningen.

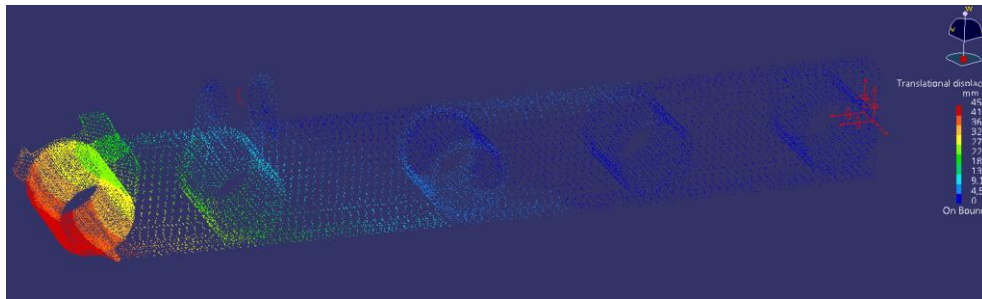


**Figur 4.15** visar resultatet från FE-simuleringen i CATIA, lastfall 3. Utböjningen.

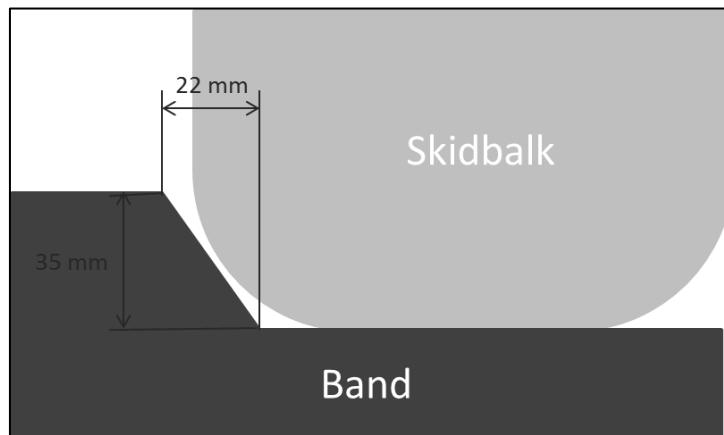
För lastfall 3 identifierades kritiska spänningar kring torsionsfjädrarna, vilka visas som röda solar i Figur 4.16. Dessa är mycket kritiska då de uppkommer i svetsade områden som generellt sätt har en sämre hållfasthet än resterande material. I övrigt har skidbalken en snittspänning på cirka 630 MPa i Figur 4.16, vilket som ger en marginal mot sträckgränsen i Domex 700 stålet. Utböjningarna i Figur 4.17 anses stora om de exempelvis ställs i relation till att yttertänderna på bandet i Figur 4.18 skidbalken kommer upp över om den har en utböjning större än 22 mm. Detta skulle kunna leda till att bandet rullar av eller sliter på bandtandstopparna.



**Figur 4.16** visar resultatet från FE-simulering i CATIA, lastfall 3. Spänningsfördelningen.



**Figur 4.17** visar resultatet från FE-simulering i CATIA, lastfall 3. Utböjningen.



**Figur 4.18** Snittbild av skidbalkens rörelse i spåret då pendelarmarna är i botten.

#### 4.4.2.6 Resultat – hållfasthetsanalys 1

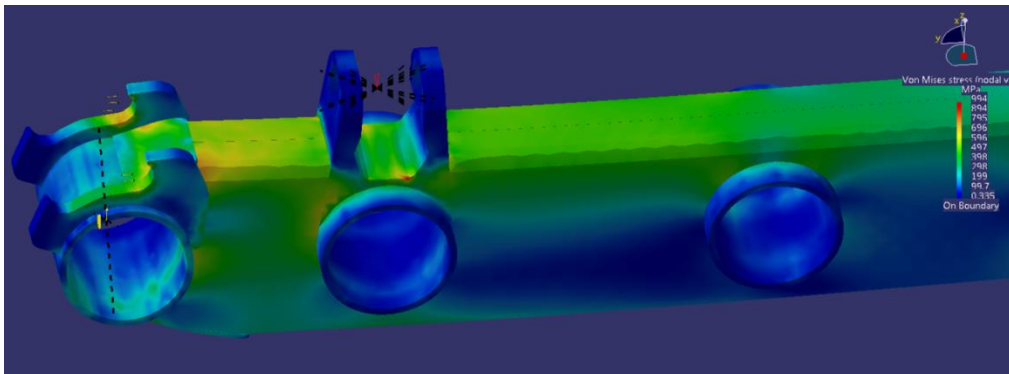
Vad beträffar spänningsskilderna så befann sig skidbalken på gränsen eller utanför den önskade maximala spänningen i båda lastfallen. Det fanns även önskemål om att kunna gå ner till 6 mm i plåttjocklek då denna tjocklek redan finns i företagets plåtsortiment. Vikten skulle också förhoppningsvis kunna minska med tunnare plåt. Utböjningarna som erhöles i Figur 4.16 bedömdes som för stora för att acceptera i jämförelse med bandprofilen. Förbättringar går att göra för att hantera utböjningarna t ex genom att svetsa in stödgeometrier, men det skulle innebära fler hanteringsmoment i produktionen. Utrymmet för hållfasthetsförbättringar ansågs mer begränsat i detta fall än för Tvärsnitt 3 där en bredare skidbalk går att använda. På grund av dessa faktorer så togs beslutet att det var värt att granska nästa tvärsnitt i rangordningen (tvärsnitt 3) för att se om den har ett bättre ursprungsläge hållfasthetsmässigt.

#### 4.4.2.7 Hållfasthetsanalys 2

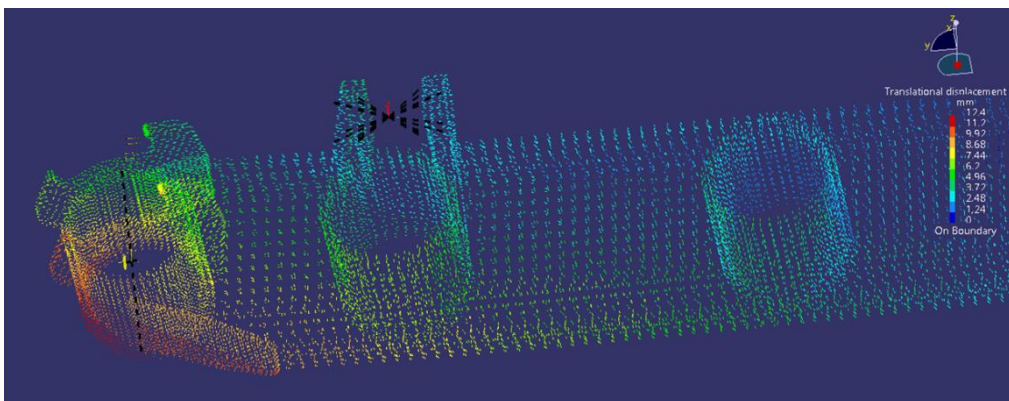
För det flerbockade tvärsnittet (tvärsnitt 3) utfördes samma hållfasthetstest som för tvärsnitt 4. En CAD-modell ritades upp i CATIA och FE-simuleringen gjordes. Modellen hade en egenvikt av 151 kg. Resultaten från simuleringarna kan ses i Figur 4.19 – Figur 4.22.



För lastfall 2 ser spänningsskildringen ut enligt Figur 4.19. Spänningarna som uppstår i det fallet ligger kring 500 – 600 MPa, vilket bedöms som ett bra utgångsläge då små stärkande geometriska modifieringar kan leda till att exempelvis Domex 650 kan användas. Figur 4.20 visar att utböjningar är 36 % lägre än för det fyrkantiga tvärsnittet och bedöms därmed som en klar förbättring.



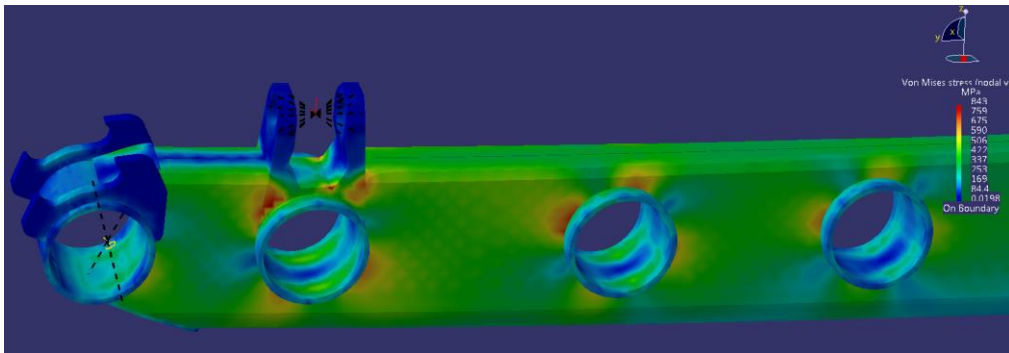
**Figur 4.19** visar resultatet från FE-simuleringen i CATIA, lastfall 2. Spänningsfördelningen.



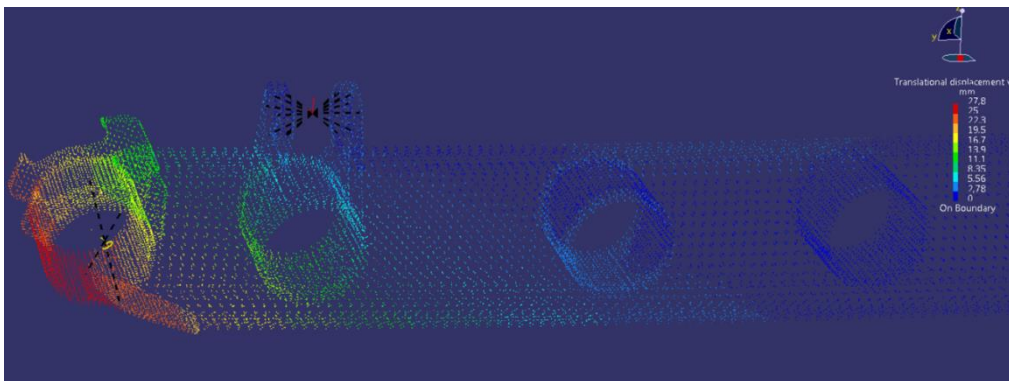
**Figur 4.20** visar resultatet från FE-simuleringen i CATIA, lastfall 2. Utböjningen.

I Figur 4.21 visas de spänningar som lastfall 3 genererade på skidbalken. Att notera är att snittspänningarna sänkts till 440 MPa jämfört med tvärsnitt 4 som hade en snittspänning på 630 MPa för samma lastfall, vilket är en stor vinning. Utböjningarna i Figur 4.22 är cirka 20 mm mindre än för samma lastfall verkande på tvärsnitt 4 (Figur 4.16), vilket motsvarar en minskning med 38 %.

#### 4 Bakre halvan av skidbalken



**Figur 4.21** visar resultatet från FE-simuleringen i CATIA, lastfall 3. Spänningsfördelningen.



**Figur 4.22** visar resultatet från FE-simuleringen i CATIA, lastfall 3. Utböjningen.

#### 4.4.2.8 Resultat – hållfasthetsanalys 2

Den genomsnittliga sänkningen av Von Mises spänningar i materialet blev 100 MPa mellan tvärsnitt 4 och tvärsnitt 3. Utböjningarna blev i snitt 37,5 % mindre för tvärsnitt 3 (flerböckat). Då den flerböckade balken endast behövde en böckning mer än den fyrkantiga så ansågs det inte som en avgörande faktor i det här urvalet. Med dessa faktorer invägda togs beslutet att fortsätta med det flerböckade alternativet istället för det fyrkantiga.

#### 4.5 Slutgiltig konstruktion

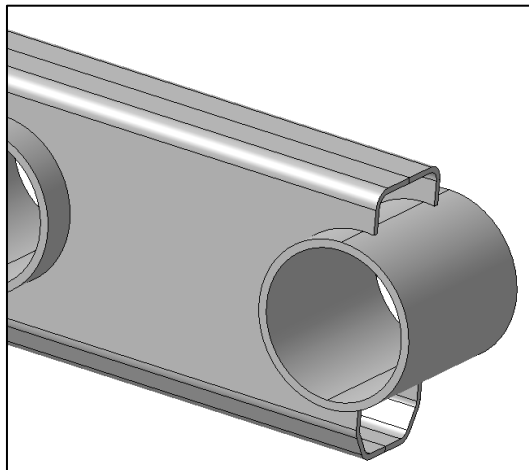
När tvärsnittet för skidbalken var fastställt så fanns nedanstående områden kvar innan utformningen av den bakre halvan av skidbalken var färdig.

1. Ett tätat avslut i bakersta del.
2. Stoppklack till spännhjulet.
3. Infästningen till bakre bärrmen.
4. Gränssnitt mot infästningen till stödrullen.
5. Infästning mot främre halva av skidbalken.

Endast nummer 1 och 2 kunde hanteras direkt medan 3, 4 och 5 krävde färdigställande av de involverade komponenterna innan dessa aspekter kunde utformas.

#### 4.5.1 Ändgeometrin - bak

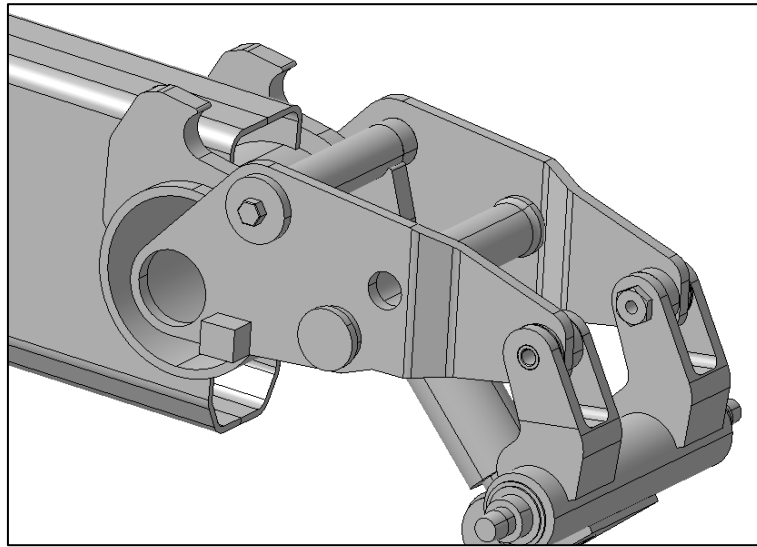
Då skidbalken av flertalet anledningar måste vara tät krävdes ett materialtillägg på bakre änden av skidbalken, Figur 4.23.



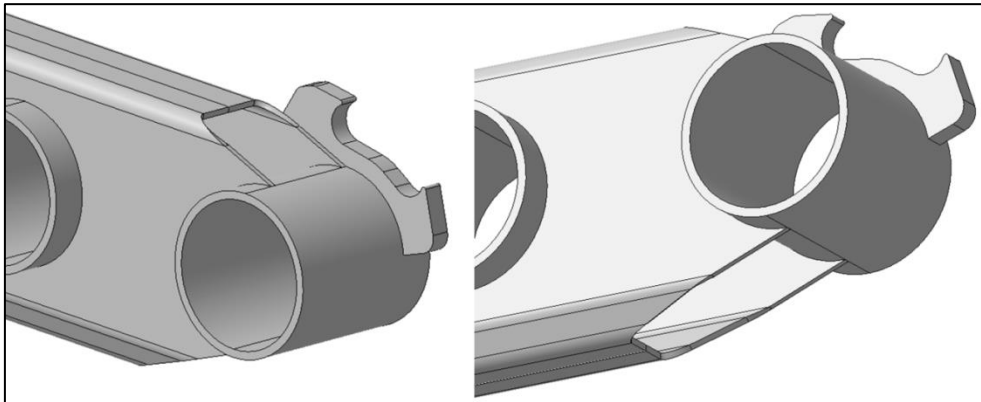
**Figur 4.23** Illustrerar skidbalk med hylsorna för torsionsfjädrarna insatta efter att endast tvärsnittet var fastställt.

I arbetet med utformningen av bakre änden måste hänsyn tas till spännhjulets rörelsemönster och stopplackens position. Stopplacken fanns tillgänglig från det givna konceptet som CAD-modell och placerades ut enligt samma princip som för BvS10:an, på bakersta torsionsfjädern, mot var sin sida om skidbalken, se Figur 4.24. Förutsättningarna att kunna svetsa fast stopplackarna ser lika bra ut som på BvS10:an. Stopplackarna kunde fortsättningsvis användas som referens för att illustrera spännhjulets rörelsemönster, se Figur 4.24. Som kan ses i figuren är bakre änden på skidbalken i vägen då den översta stängen på spännhjulsinfästningen går i sitt översta läge och ska tas emot av stopplacken. Detta innebär att material måste tas bort.

Ett snitt gjordes snett inåt på balken för att förenkla svetsning och reducera mängden material så mycket som möjligt, se Figur 4.25. På undersidan gjordes ett liknande snitt för att eliminera onödigt material. Ett utrymme gavs för den överstastången på spännhjulet när detta är i sitt översta läge på 13 mm. Detta för att minimera risken för att något kommer mellan och hindrar spännhjulet från att nå sitt övre läge.

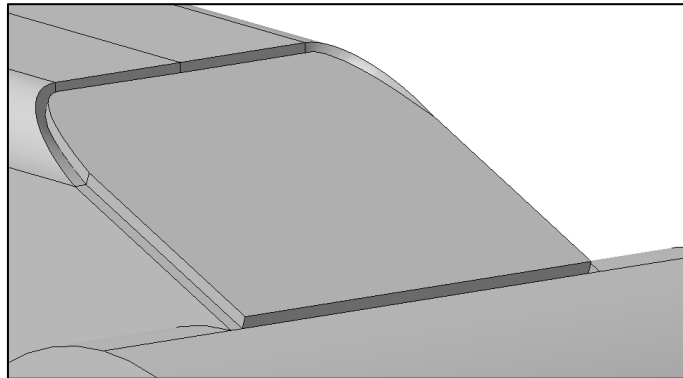


**Figur 4.24** Stoppklacken visar vart spännhjulets toppläge är.



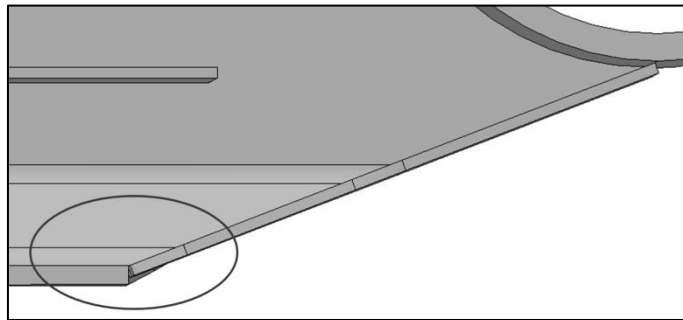
**Figur 4.25** Trimmat avslut på bakre balkhalvan.

För att täcka hålet söktes en så enkel lösning som möjligt då den inte skulle vara en strukturellt bärande del. Därför valdes det att enkla laserskurva plåtar skulle användas för att täcka glappet. Som en kompromiss mellan att plåten inte fick falla in i balken när svetsaren la dit den och att ett utrymme för svetsfog skulle finnas så fick plåten ligga in på halva balkplåtens tjocklek, se Figur 4.26.



**Figur 4.26** Plåt för att täcka övre öppningen, bak på skidbalken.

Gällande skidbalkens undersida var det viktigt att den skulle vara jämn och inte utformades med några utstickande geometrier. Tilläggsplåten kunde därför inte svetsas lagd ovanpå skidbalksplåten. En vinkeländring infördes, se det inringade området i Figur 4.27, så att plåtarna skulle mötas som en vinklad stumfog istället för kälfog. För att kunna göra en ordentlig svetsfog så kommer en fasning behöva slipas fram på tilläggsplåten.



**Figur 4.27** Plåt för att täcka nedre öppning, bak på skidbalken.

Som kan ses i figurerna för hållfasthetstesterna av balken är spänningskoncentrationerna relativt låga och ändplåtarna kunde därför utgå från en plåttjocklek på 4 mm.

#### 4.6 Resultat

Till bakre halvan av skidbalken valdes ett flerbockat tvärsnitt (tvärsnitt 3). I skidbalken med detta tvärsnitt uppkom spänningarna till 500 – 600 MPa vid hållfasthetstester med de dimensionerade lastfallen. Detta innebär att de rekommenderade Domex-stålen borde kunna användas. Då bakre halvan inte är färdigkonstruerad (bakre bärrarmsinfästningen och infästningen till stödrullen har inte färdigställts) väljs inte sträckgränsen som Domex-stålet behöver i detta avsnitt utan kommer i slutresultatet då de integrerade komponenterna är utformade.

Avståndet mellan torsionsfjädrarnas centrum och undersidan av skidbalken ökades med 25 mm från det givna konceptet för att kunna undvika bockningstillägg i

produktionen. Det har undersökts hur vinkeln för pendelarmarna måste se ut för att fjädringssträckan ska bli enligt kravet från företaget och den ökade höjden verkar inte medföra några problem.

Skidbalkens höjd varierar inte med längden på skidbalken (som i det givna konceptet) då det hållfasthetsmässigt inte ser ut att behövas. Att ha den rak och inte lutad underlättar även den kommande integrationen med infästningen till den bakre bärarmen.

Tillverkningsmässigt kommer tvärsnittet kunna laserskäras, bockas och svetsas med de resurser som finns inom företaget.

### 4.7 Diskussion

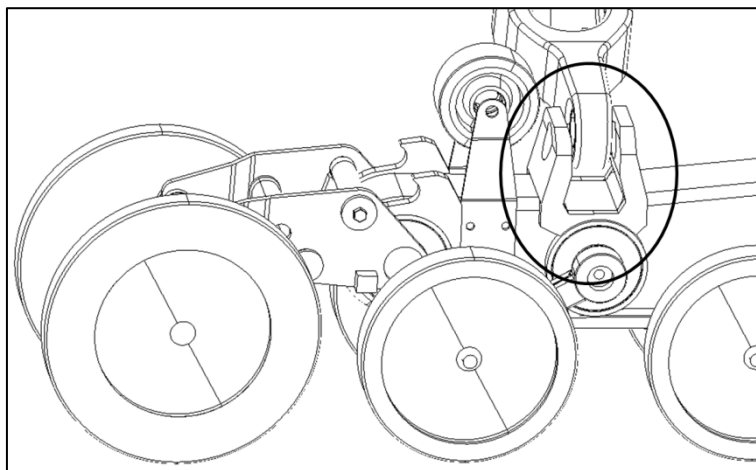
En diskussion som uppkom med produktionsavdelningen var om vi kunde välja en annan plåttjocklek än 7 mm. Detta då de i nuläget använder plåttjocklekar på 6 mm och 8 mm i produktionen och ansåg det vara onödigt att införa en extra om det gick att undvika. Att 7 mm använts beror på att en tidigare analys av en konceptuell framtagen skidbalkmodell kom fram till att det är kring 7 mm plåt man borde behöva använda. Det kommer att visa sig senare i arbetet att de detaljer som integrerar med skidbalken kommer stärka upp konstruktionen och att tester med en 6 mm plåttjocklek känns befogat. En plåttjocklek på 6 mm skulle kunna generera en lägre vikt på skidbalken.

Utböjningarna och spänningarna i skidbalken som uppkom för de testade lastfallen var inget större orosmoment då vi visste att möjligheten fanns där att stärka upp balken precis överallt genom att svetsa in tvärgående plattor. Detta hade använts på tidigare bandfordon så vi visste att erfarenhet av hanteringen redan fanns där. Men vi ville helst slippa detta då det innebar extra arbete och delar vilket som gick emot vår strävan att göra den så enkel och billig som möjligt att tillverka.

Det givna konceptet på den bakre halvan av skidbalken hade en höjd som ökade med längden så att den i gränssnittet mot främre skidbalkshalvan var i samma höjd. Jämförelser genomfördes med hållfasthetstester på två liknande CAD-modeller. Den ena modellen hade samma höjd på hela längden och hade lutande stag längst fram som mötte upp höjden på främre balkdelen. Den andra modellen hade en ökande höjd så att den mötte upp samma höjd som främre balkdelen. Resultatet från detta visade på förhållandevis små skillnader i spänningarna, speciellt om man ställde det i relation till viktökningen det innebar. Därför tog vi beslutet att en jämnhög bakre halva av skidbalken skulle användas.

## 5 Infästningen till den bakre bärarmen

Bärarmarna är länken mellan skidbalken och chassibalken. Syftet som bärarmarna ska fylla är inte bara att hålla samman dessa delar utan även fungera som dämpning då halva fordonets fjädringsväg tas upp i dessa. Infästningen till den bakre bärarmen blir en separat del då resterande bakre halvan av skidbalken ska formos av plåtar och denna del skulle bli för komplex för att kunna inkludera i den processen. Den ursprungliga geometrin som fanns vid projektets start såg ut som Figur 5.1.



**Figur 5.1** Infästningen för bakre bärarmen i givet koncept.

### 5.1 Syfte och mål

Detta är en nyckelkomponent för skidbalken och en av de punkter där fordonet vilar mot bandstället. Detta ställer höga hållfasthetskrav på den som kräver noggrann granskning. Målet var att framställa en komponent som klarar av de höga belastningarna samtidigt som den är lätt att tillverka och montera. Komponenten skulle även klara av följande lastfall:

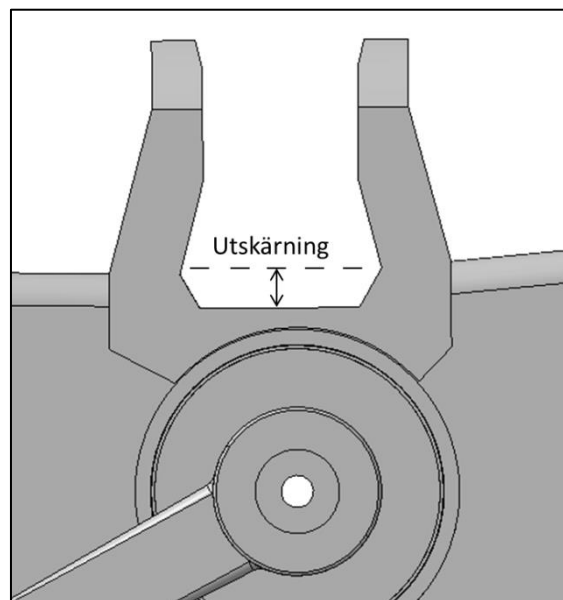
- Lastfall 2 – 220 kN vertikal last yttre spännhjul.
- Lastfall 3 – 112,5 kN sidolast spännhjul.
- Lastfall 7 – Dynamisk last på infästningen för bakre bärarm

### 5.2 Utgångsläge

Komponenten som hade tagits fram inför projektet hade utformats för att illustrera sitt syfte och vilka geometriska krav som var ställda på den. Geometrierna hade fastställts i en balans av följande faktorer:

- Bärarmens rörelsefrihet (se Figur 2.13).
- Torsionsfjädrarnas position (ska kunna ge pendelarmarna dess 200mm pendlingsväg).
- Stödrullens höjd (se kapitel 2.2.3).

Denna funktionsgeometriska balans hade lett till slutsatsen att en ca: 20 mm djup urgröpfung hade gjorts i skidbalken, se Figur 5.2. Detta betydde att den inre geometrin och dess position var fast och fick icke ändras. Komplikationen som denna urgröpfung i balken skapar är att skidbalkens hållfasthet starkt kompromissas. Skidbalken behöver också vara tät för att stänga ute väta.



**Figur 5.2** Sidovy av givet koncept för infästningen för bakre bärarmen.

### 5.3 Tillverkningsmetod

Komponenten var tidigt tänkt att gjutas på grund av dess komplexitet och alternativet att bocka och sammanfoga plåtar beaktades med avfärdades då det ansågs ge för svag hållfasthet och var för komplicerat att tillverka. När det var fastställt att komponenten skulle gjutas riktades utformningen mot att sandformsgjutning skulle användas. Detta då det var en enkel och billig metod som gav väldigt fria utformningsmöjligheter. Precisionen som kan gjutas med sandformar är ner till 7mm i godstjocklek.

Hålen för axeln som förbinder infästningen till bärarmen kommer tas fram i efterbearbetningen så att axeln får ett säkert grepp där.



## 5.4 Krav och önskemål

### F. Geometriska krav

1. Den ska vara utformad så att armen kan röra sig enligt redovisade frihetsgrader i *avsnitt 2.3.1*.

### G. Hållfasthetskrav

2. Infästningen ska dimensioneras för angivna lastfall.

### H. Önskemål gällande produktion

3. Företaget vill undvika att behöva utöka sitt verktygssortiment.

### I. Önskemål gällande montering

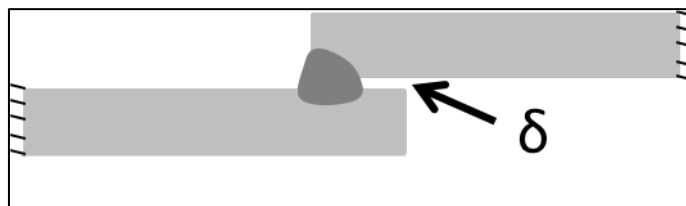
4. Företaget vill undvika att utöka sitt tillsatsmaterialsortiment.

## 5.5 Konceptgenerering 1

Då en nedsänkning i balken var tvungen att göras så var målet att hitta ett sätt för att integrera infästningen i balken så att hållfastheten inte kompromissades och så att balken fortfarande var tät.

Konceptet som hade tagits fram inför detta projektet (se Figur 5.2) kunde användas med endast en mindre modifikation för att göra det funktionabelt. Det behövde tätas i mittenpartiet för att efter det svetsats runt om så skulle balken vara tät.

I en diskussion med beräkningsavdelningen lyftes eventuella problem fram med ursprungliga konceptet. I det initiala konceptet hade utformats med ett överhäng likt  $\delta$  i Figur 5.3, detta medför två problem. Det första är introduktionen av sprickor, glappet  $\delta$  kommer fungera som en manuellt skapad spricka som lätt kan sprida sig ut i svetsen eller godset. Det andra var spaltkorrosion, om väta kom in i  $\delta$  så agerar det som oxidationsmedel som får ytorna att oxidera.



**Figur 5.3** Överhäng vid svetsning.

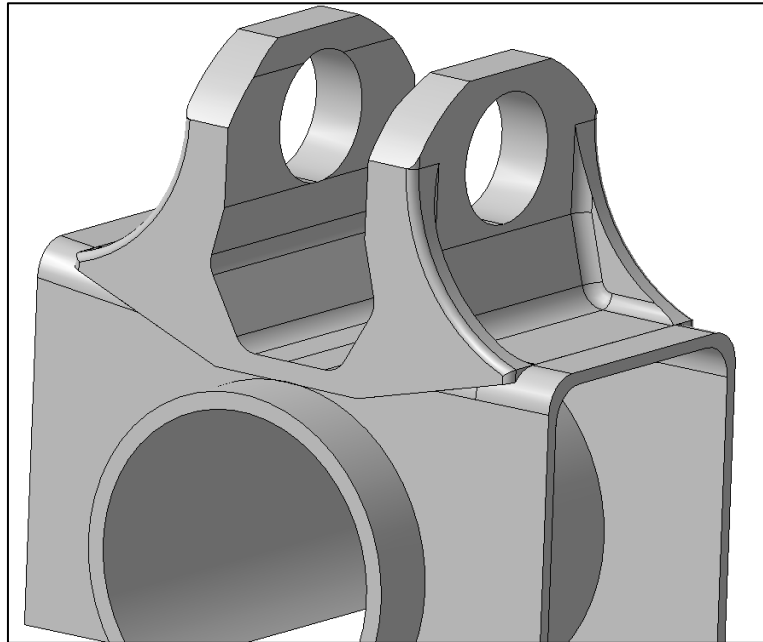
Ett annat problem som togs fram denna diskussion var att infästningen inte mötte upp med balken på ett stabilt sätt i färdriktningen, stärkande stag i denna riktning rekommenderades.

Så för att komma till rätta med dessa problem två alternativa koncept som skulle integreras bättre med balken och därmed erbjuda bättre hållfasthet samtidigt som de undvek utformningar som förenklade introduceringen av sprickor.

## 5 Infästningen till den bakre bärrmen

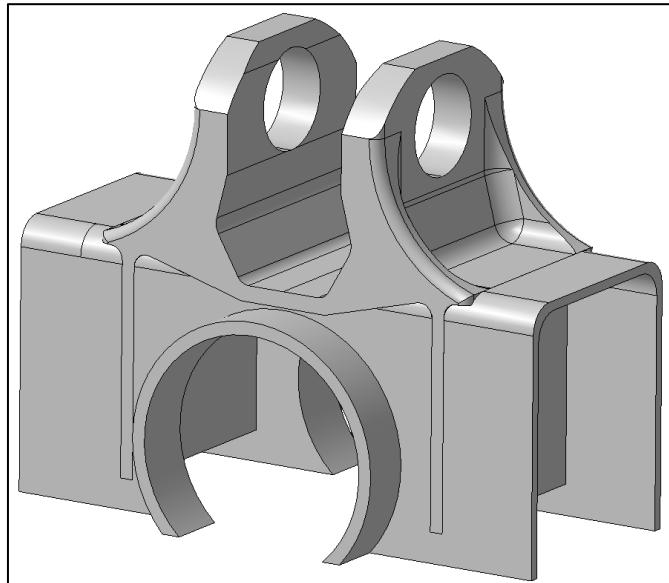
---

Figur 5.4 byggde på att integrera infästningen mer med balken så att de mer naturligt smälte ihop och spänningarna jämnt kunde överföras mellan balk och infästning. Detta med minimal borttagning av material från balken.



**Figur 5.4** Infästning av bakre bärrmen, Koncept 1.

I Figur 5.5 söktes ett större ingrepp i balken för att öka stabiliteten i infästningen. Tanken var att det skulle vara möjligt att svetsa på utsidan av de två integrerade stagen som gick ner i balken.



**Figur 5.5** Infästningen av bakre bäramen, Konzept 2.

Som man kan se här i Figur 5.4 och Figur 5.5 så har designen förbättrats efter konceptet genom att göra jämnare kraftövergångar ner mot skidbalken och samtidigt sparat material genom att endast göra det i stag.

#### 5.5.1 Hållfasthetstest 1

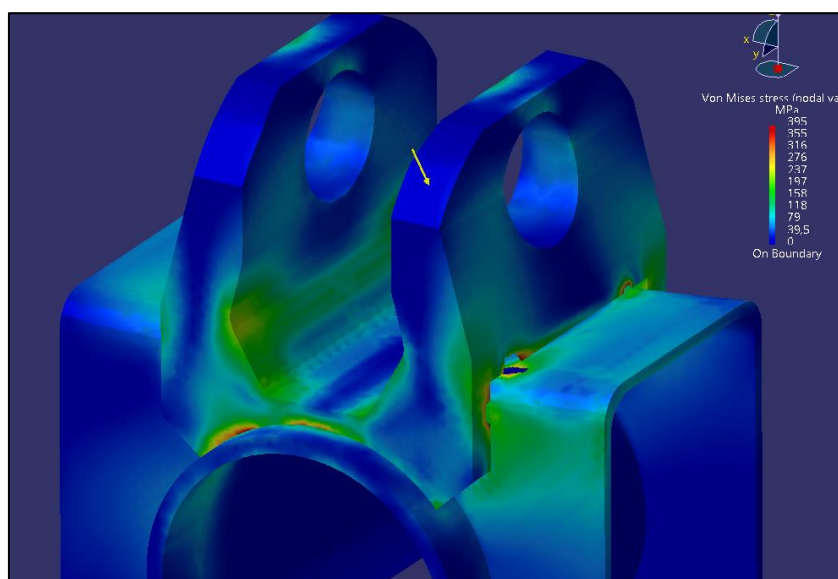
Då det var svårt att få en uppfattning om hur spänningsbilderna såg ut i de olika koncepten genomfördes enklare FE-Analyser i CATIA. Som referenslast användes Lastfall 8 så denna verkar rakt mot komponenten och inte kräver flera extra komponenter.

Lasten som verkar på komponenten ska verka på en axel som går mellan de båda öronen. Som substitut för denna icke existerande komponent användes en virtuell del i CATIA där lastens verkningspunkt kan centraliseras.

För snabb simuleringshastighet och rättvis jämförelse användes 5mm linjära element i dessa simuleringar. En dummy modell av skidbalken användes för att minimera beräkningsmängden. Denna modell sattes fast ute i rymden vid de områden där skidbalken egentligen skulle fortsatt. Sammansättningen mellan de två delarna överför både spänningar och deformationer så att delarna i kan agera som att de var en och samma fast med skilda elementstorlekar.

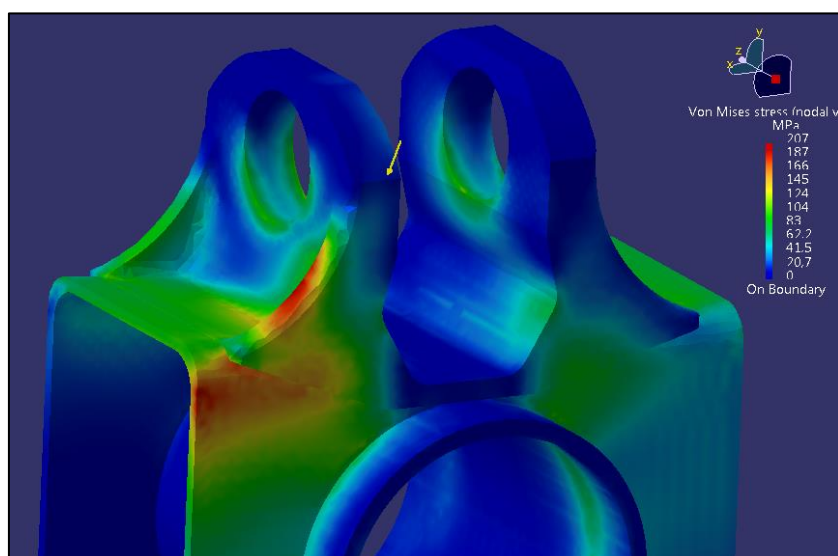
Först testades det ursprungliga konceptet som sedan användes som referens mot de andra, se Figur 5.1.

I Figur 5.6 användes ett toppfilter då vissa noder, på grund av skarpa hörn, fick mycket högre spänningar än de egentligen skulle ha. Hypotesen att infästningen skulle behöva stag för att jämna ut spänningarna i färdriktningen visade sig vara befogad. Spänningsförhöjningar syns både på insida o utsida av komponenten som har skapats av att öronen har börjat vika sig.

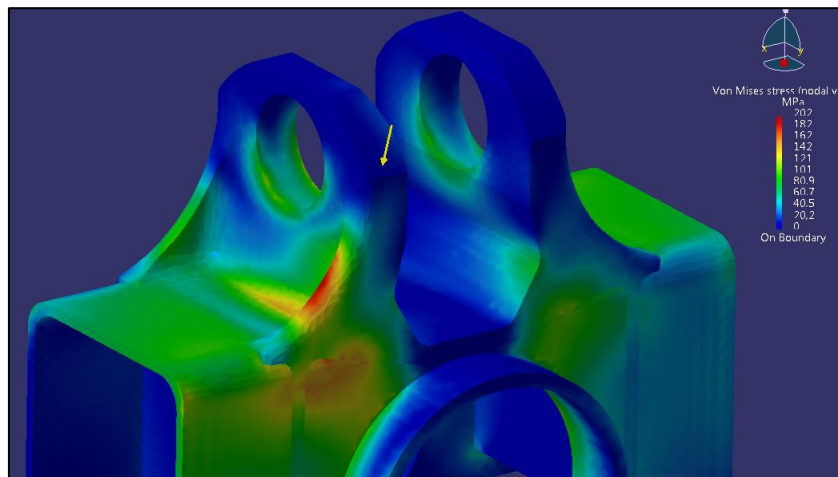


**Figur 5.6** Infästning till bakre bärrmen, ursprungliga konceptet, Lastfall 8.

Resultatet i Figur 5.7 och Figur 5.8 skiljer endast i att det blev större spänningar i balken där det enda staget går ner i balken på koncept 1. Detta berodde mot stor sannolikhet på balkmodellen var kortare och därmed styvare i denna modell.



**Figur 5.7** Infästning till bakre bärrmen, Koncept 1, Lastfall 8.



**Figur 5.8** Infästning till bakre bäramen, Koncept 2, Lastfall 8.

Slutsatsen blir att steget från ursprungliga konceptet till koncept 1 och 2 gav positiva resultat där de sänkte de inre spänningarna och gjorde de lättare att tätta balken mot väta. Om det ursprungliga konceptet skulle behållas skulle det behöva en förbättras.

### 5.5.2 Utvärdering 1

Koncept 1 och 2 togs fram efter att riktlinjer givits från beräkningsavdelningen om vad de trodde skulle kunna innebära problem med ursprungliga konstruktionen. Då de nya koncepten var framtagna arrangerades ett möte med produktionsavdelningen för att få deras perspektiv på de olika koncepten. Följande feedback gavs:

#### 5.5.2.1 Ursprungliga konceptet

Enkelt att göra en hållfasthetsmässigt stark svets för denna men relativt svårt att svetsa runt för att få balken tät. Överlappningen av metallytor (se Figur 5.3) innebär också ett problem.

#### 5.5.2.2 Koncept 1

Komponentens höga position skulle innebära mycket svets på ovansidan av balken vilket som skulle skapa sammandragningar i balken och därigenom kröka den (se Figur 5.9). För att kringgå detta behöver svetsarna vara mer horisontella.

#### 5.5.2.3 Koncept 2

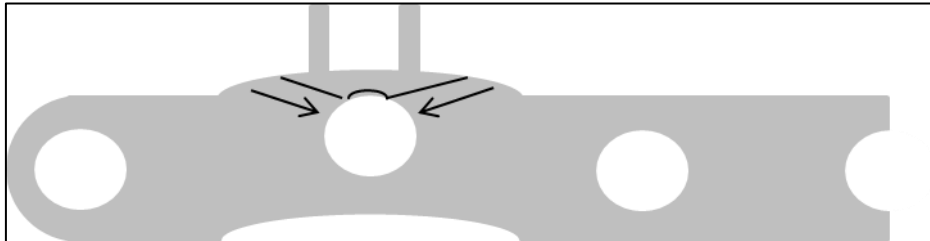
Samma problem som i koncept 1 fast med tilläggen att det skulle vara svårare att skära ut formen för den i balken för att sedan kunna bocka den komplexa delen med precision. Det ansågs också vara ett problem med överdrivet mycket svetsning med denna lösning.

### 5.5.3 Sammanfattning utvärdering 1

## 5 Infästningen till den bakre bärramen

---

Generellt sett så behöver svetsarna komma ner i balken så att de inte skapar sammandragningar likt i Figur 5.9. Önskvärt är också att integrera bärramens infästning med röret för torsionsfjäders som är undertill då det annars måste göras två rader med svetsning.



**Figur 5.9** Vid för mycket längsmedgående svetsar på en sida av balken så kommer den att bukta.

### 5.5.4 Resultat

Det initiala konceptet som behållits som referens hade fyllt sin funktion samtidigt som den hade gett inspiration till hur komponentutformningen kunde göras. Dock så hade den för mycket negativa sidor för att fortsätta som alternativ lösning så den togs bort.

Koncept 1 hade över lag varit en bra lösning men behövde efter produktionsavdelningens rekommendationer ritas om för att inte riskera att balken böjdes.

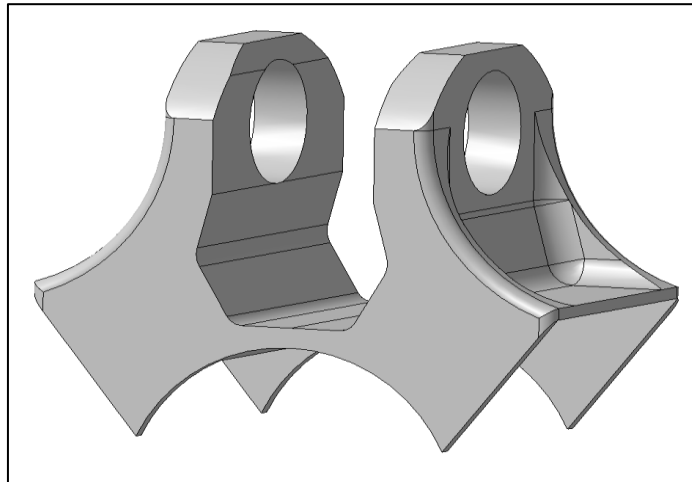
De integrerade stagen, som gick ner i balken i koncept 2, hade visat sig inte göra någon märkbar skillnad i hållfasthet och istället endast inneburit problem i produktionen. Då koncept 2 utan de integrerade stagen blev koncept 1 så kunde man gå ner till att endast behålla koncept 1.

## 5.6 Konceptgenerering 2

I mötet med produktionsavdelningen inkom mycket goda direktiv om hur komponenten skulle utformas på ett tillverkningsvänligt sätt. Detta ledde till att nya koncept togs fram och att koncept 1 vidareutvecklades.

### 5.6.1 Koncept 1.1

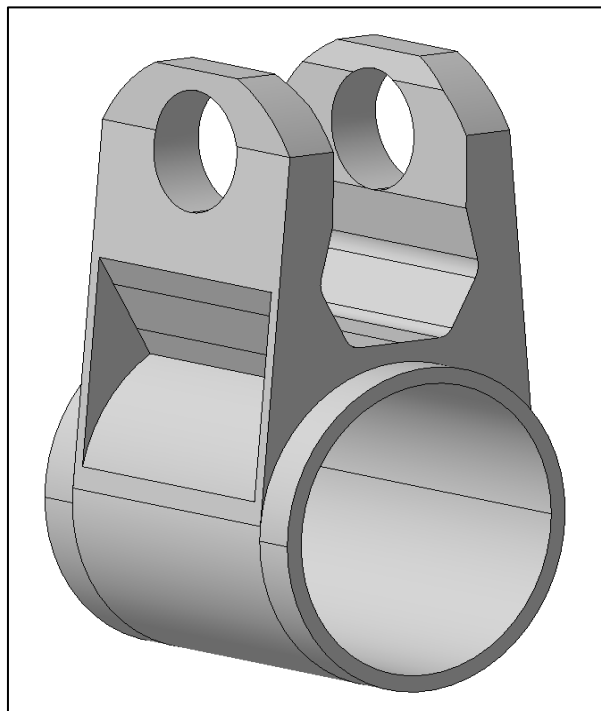
Då produktionsavdelningen ville sprida svetsarna ner från toppen tog detta koncept fram (se Figur 5.10). I denna vidareutveckling av koncept 1 går svetsarna mer vertikalt för att minimera sammandragningen i materialet.



**Figur 5.10** Infästningen för bakre bäramen, Koncept 1.1.

### 5.6.2 Koncept 3

Nästa förslag som byggde på att minimera mängden svets samtidigt som styrka behövs genom att gjuta röret och infästningen i samma stycke (se Figur 5.11).



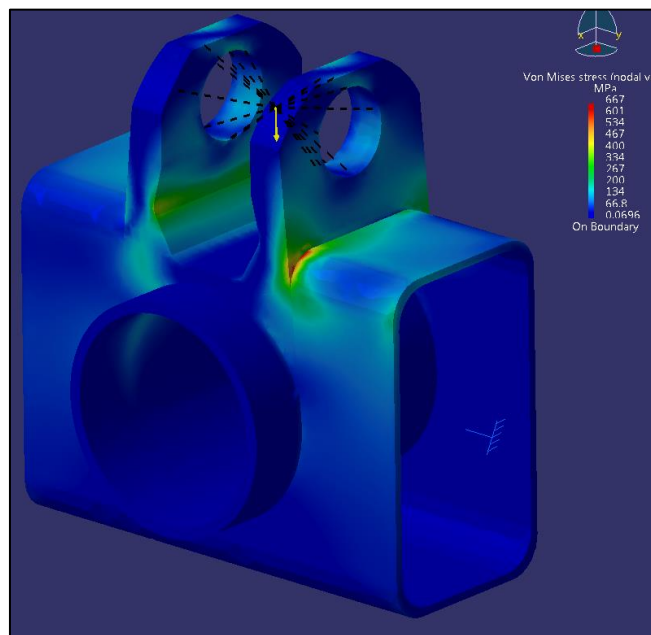
**Figur 5.11** Infästning för bakre bäramen, Koncept 3.

### 5.6.3 Hållfasthetstest 2

## 5 Infästningen till den bakre bärramen

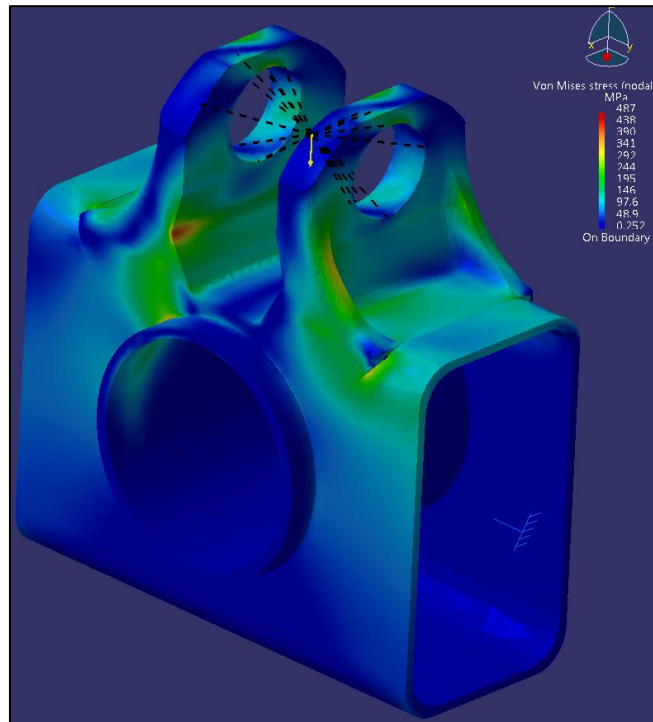
Samma lastfall som i föregående hållfasthetstest genomfördes här med koncept 1.1 och 3. Deras spänningsbilder kan endast jämföras sinsemellan och inte med de tidigare då det här användes paraboliska istället för linjära element med en annorlunda utformad dummy som balk. Då de paraboliska element ger en högre upplösning så kommer elementen inte att gena i skarpa hörn. Detta leder till mycket högre spänningar i dessa områden gentemot om linjära element skulle använts.

Skillnaderna mellan den maximala spänningen i Figur 5.12 och Figur 5.13 blev relativt stor. Dock så var båda två endast principmodeller som mer skulle utforska rummet för att göra en tillverkningsvänlig infästning. För att kunna jämföra koncepten rättvist behövdes stag i färdriktningen integreras i koncept 3.



**Figur 5.12** FE-Analys av infästningen för bakre bärramen, Koncept 3, Lastfall 6.





**Figur 5.13** FE-Analys av infästningen för bakre bäramen, Koncept 1.1, Lastfall 6.

#### 5.6.4 Utvärdering 2

En ny utvärdering genomfördes i samarbete med representanter från produktion, som hade svetsnings som spetskompeten, för att bedöma om de två nya koncepten hade bättre potential än de tidigare. Den respons som gavs var positiv om båda då problemet med sammandragningar i materialet skulle minimeras med dessa lösningar. Den av lösningarna som de föredrog var koncept 3 då det integrerade röret skulle innebära en markant minskning av mängden svets, vilket som direkt leder till snabbare och billigare tillverkning. På dessa grunder togs beslutet att fortsätta med koncept 3 och ha 1.1 i reserv om oväntade komplikationer uppkom.

#### 5.7 Slutgiltig hållfasthetsanalys

I den slutgiltiga hållfasthetsanalysen av infästningen för den bakre bäramen krävdes säkrare bevis för att komponenten skulle klara av de givna lastfallen. Därför togs focus från snabbsimulerade modeller till modellerna med fler mindre paraboliska element i CATIA som skulle ge en högre upplösning. Detta för att tydliggöra att problemområden där spänningarna blev för höga för materialets sträckgräns.

Då infästningen av den bakre bäramen är en integrerad del i skidbalken så blev det i detta läge mer intressant hur de interagerar. Därför genomfördes simuleringarna tillsammans med ett intakt bakre parti av skidbalken istället för den tidigare dymmen. För att minimera beräkningstiden behövde prioriteringar göras i meshen. För

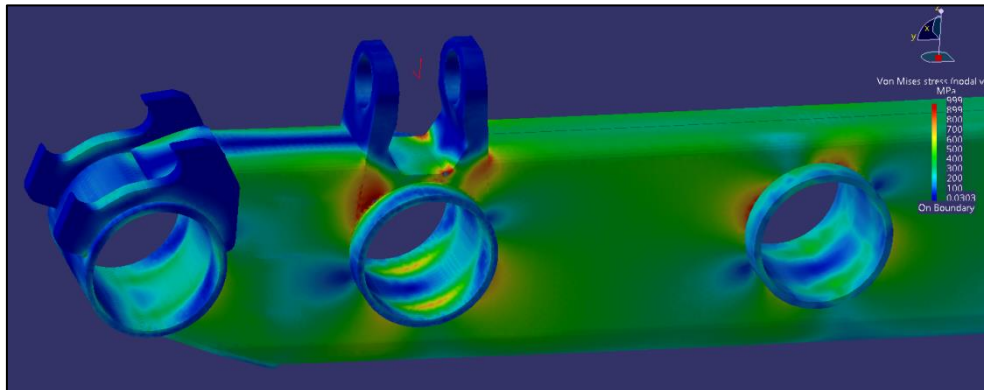
## 5 Infästningen till den bakre bärrmen

infästningen, som var den intressanta detaljen i denna analys, minskades elementen till 3,5 mm, sedan förstörades elementen desto längre ifrån infästningen de var.

Då strävan var att balken skulle tillverkas av Domex 650 eller svagare, för att hålla kostnaden nere, så Von Mises spänningarna fick inte överträda 650 MPa på stora områden i kombination med att utböjningen skulle hållas låg. Då gjutmetoden inte var fastställd då var strävan att hamna under den undre gränsen som gavs i CES på 690 MPa.

### 5.7.1 Iteration 1

Efter en första analys med lastfall 3 erhöles spänningar på över 1000 MPa i infästningen för bakre bärrmen och en fokusering av spänningar i områden kring den tänkta svetsfogen, se Figur 5.14.



**Figur 5.14** FE-Analys av infästningen för bakre bärrmen, koncept 3, 112,5 kN sidolast spännhjul.

#### 5.7.1.1 Expert konsultation

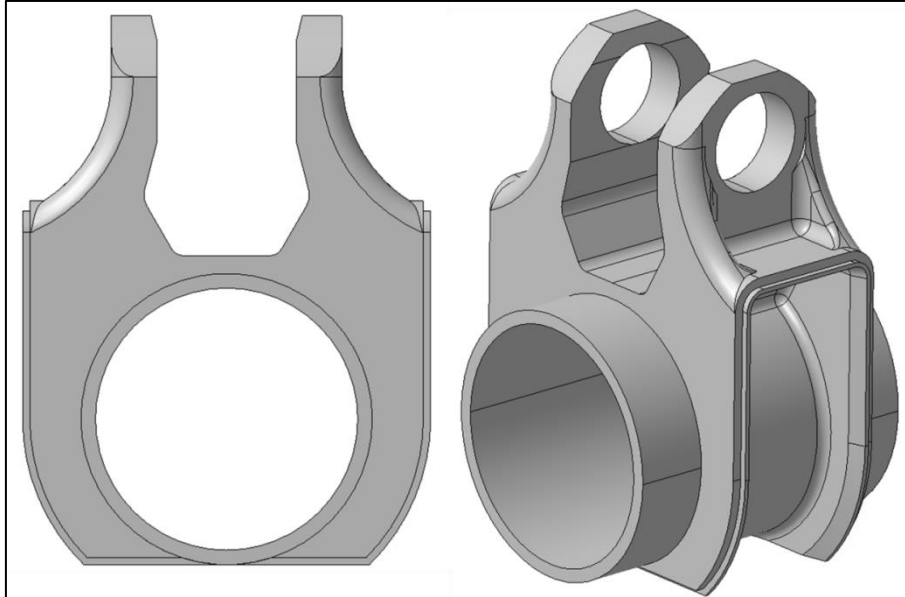
I samarbete med beräkningsavdelningen drogs slutsatsen att urgröpningarna som gjorts i bärrarmsinfästningens insidor (se Figur 5.11) hade gjorts för stora och att det var därför den stora spänningsökningen blev på dess övre vänstra sida i Figur 5.14. Mötespunkten mellan skidbalken och bakre bärrarmsinfästningen behövde flyttas ifrån röret så en stumfog istället för en kälfgog kunde göras. Detta skulle flytta bort svetsen från spänningsansamlingen och ge bättre hållfasthet.

Även företagets svetsspecialist konsulterades för att få en professionell åsikt om svetsningen av infästningen. Han tyckte att utformningen såg bra ut men påpekade ett fogstöd skulle behövas för att kunna svetsa en stumfog. Efter ett överläggande nåddes slutsatsen att ett integrerat fogstöd i gjutgodset skulle vara enklast och billigast att tillverka.

Så samtalen ledde fram till två åtgärder:

1. Placera svetsfogen längre bort från gjutgodset
2. Inkorporera ett fogstöd i gjutgodset

En förbättrad modell i Figur 5.15 framställdes för att möta dessa nya direktiv.



**Figur 5.15** Infästningen för bakre bäramen, Koncept 3.1.

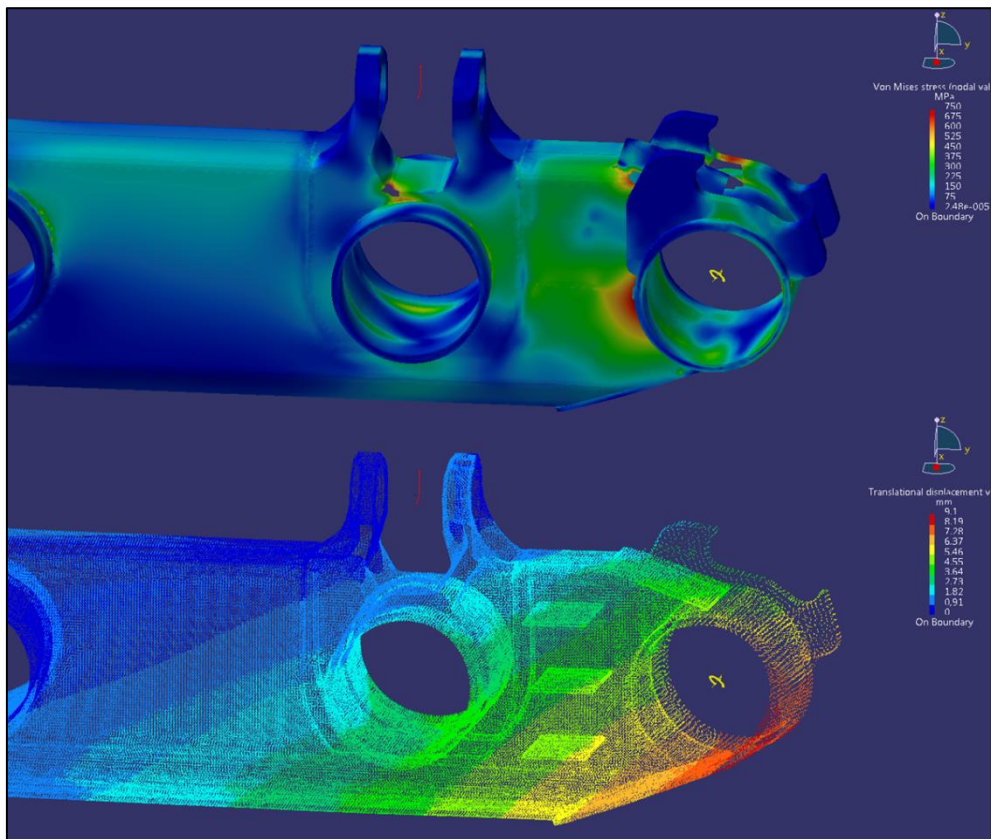
### 5.7.2 Iteration 2

Det nya, Koncept 3.1, testades efter de gällande lastfallen för verifiering av hållfastheten. Det begränsande lastfallet för maxspänning blev Lastfall 3 och för utmattning var det Lastfall 8.

I Figur 5.16 framkom en dimensionerande spänningsbild för konstruktionen där konstruktionen är närmare den elastiska gränsen med spänningar på upp till 750 MPa. Optimeringen avstannade här då rör skulle komma in vid införandet av stödrullen vilket som förändra utformningen ytterligare.

Maximala utböjningen i Figur 5.16 blev 9,1 mm är inom det acceptabla spannet då det endast uppgår till halva bredden ut mot att komma upp på bandets tand, se Figur 4.18.

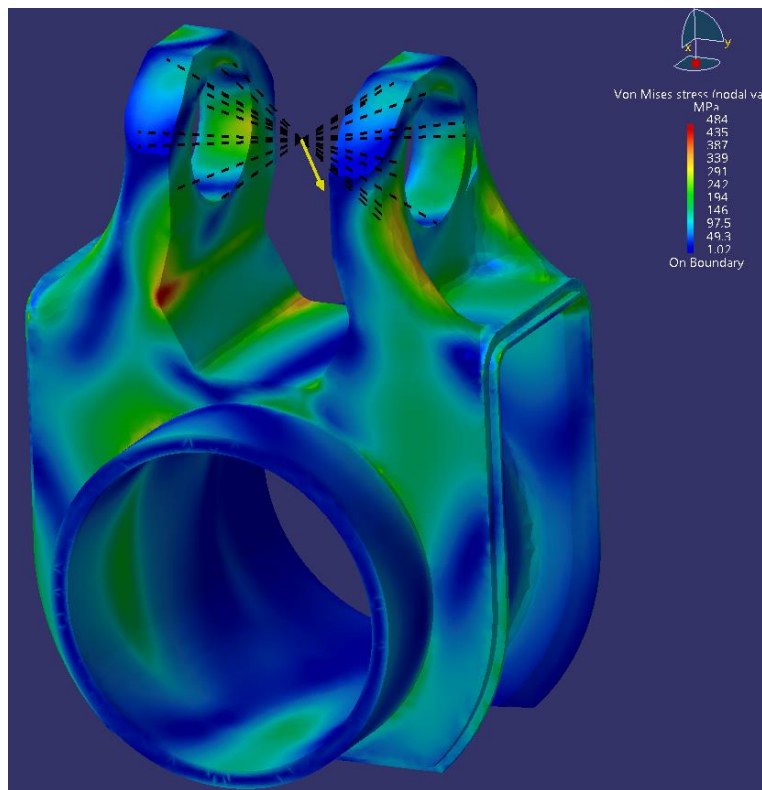
## 5 Infästningen till den bakre bärrmen



**Figur 5.16** FE-Analys av infästningen för bakre bärrmen, koncept 3.1, 112,5 kN sidolast spännhjul.

Då utmattningslasten är räknad från motsatt håll från maxlasten så behövde modellen byggas på ett nytt sätt. Interaktionen med balken blev inte lika viktig längre då kraften inte anläggs på balken utan istället på infästningsöronen mot bärrmen. Därför blev det en modell av endast infästningen för den bakre bärrmen med 7 mm paraboliska element som skulle ge en bra upplösning på spänningsbilden.

Den maximala spänningen på 484 MPa verkar i ett begränsat element och utanför detta går det under 450 MPa. Så vare sig man antar att lasten är växlande eller pulserande klarar konstruktionen sig under gränsen 450 MPa, se Bilaga B.



**Figur 5.17** FE-Analys av infästningen för bakre bäramen, koncept 3.1, Dynamisk last på infästning för bakre bäramen.

## 5.8 Resultat

Resultatet från simuleringarna visar att koncept 3.1 av bärarmsinfästningen inte bara gjorde en starkare infästning utan också stärkte hela den bakre halvan av skidbalken. Komponenten som väger in på ca 29 kg är i den övre kanten av vad som är acceptabelt men med tanke på produktionsvänlighet och den genererade ökningen i hållfasthet så är den ändå ett bra alternativ.

## 5.9 Diskussion

Motviljan till att göra ingreppet i balken var i början väldigt stor då detta med stor sannolikhet skulle försämra hållfastheten i skidbalken. Det genomfördes ett antal diskussioner om det skulle gå att på något sätt göra infästningen så att detta ingrepp inte behövde göras men den enda möjliga lösningen var att i så fall höja bärarmsinfästning. Detta skulle innebära att stödrullen, spännhjulet, och drivhjulet skulle behövt justeras vilket som mycket väl kunde innebära att den bakre halvan av skidbalken behövde bli större också skulle vi vara tillbaka där vi började.

Att ha det integrerade fogstödet i komponenten sågs som en stor vinning då det inte bara minimerar antalet komponenter men också att behovet att punktsvetsa fast en metallist innan sammanfogning med skidbalken elimineras. Sedan så förenklar det i

## 5 Infästningen till den bakre bärarmen

---

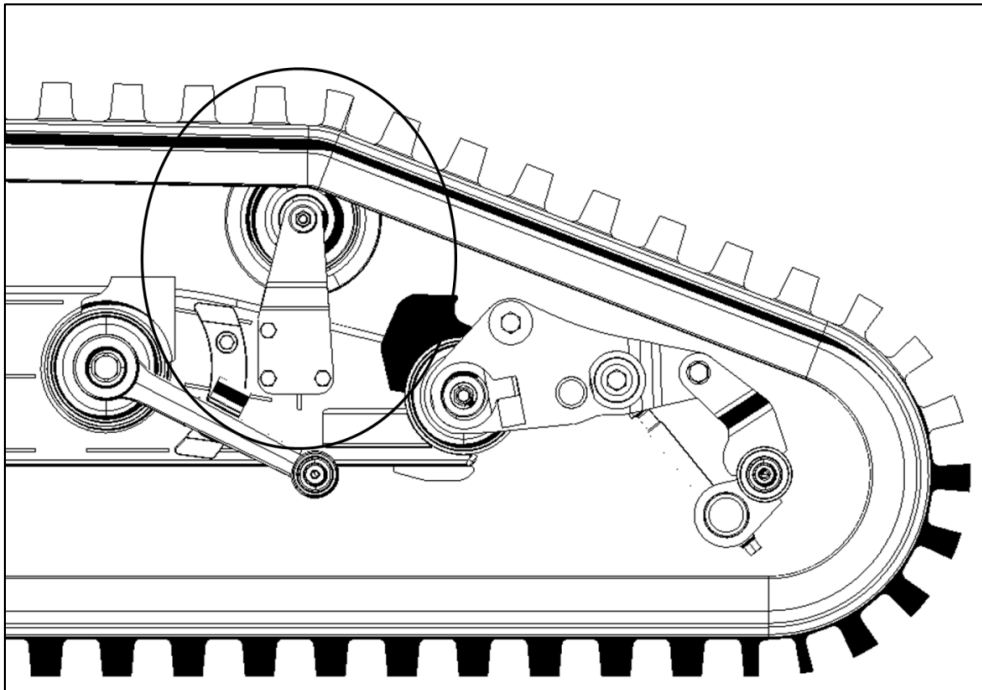
produktionen då när komponenten placeras mellan de bakre skidbalkshalvorna så är den låst i position redan innan den är svetsad i balken.

Att komponenten stärkte skidbalkens struktur så mycket som den gjorde var en stor överraskning då förväntningarna var motsatta. När resultatet granskades efteråt så kom vi fram till slutsatsen att det måste bero på den extra kontakten över tvärsnittet i höjddled. Vi hade helt enkelt inte räknat med axeln som bärarmen greppar i som ger en extra förbindelse över resterande skidbalken. Detta innebär att dilemmat är motsatt, är det verkligen värt att svetsa in en 29 kg klump där om den är starkare än resterande balken? I projektet så tog vi oss aldrig an att försöka lätta på denna på grund av tidsbrist men vi rekommenderar det till de som för projektet vidare.

Förhoppningar fanns efter detta steg att integrationen av infästningen för stödrullen skulle stärka upp strukturen i skidbalken. Men farhågor fanns att infästningen för den bakre bärarmen skulle försvaga strukturen då den skulle innebära en urgröpning ur balken och därmed påverka dess tvärsnitt. Teorin var att den skulle skapa den svaga punkten på balken där den skulle bli mest benägen att gå sönder.

## 6 Infästningen till stödrullen

Stödrullens (se Figur 6.1) huvudfunktion är att lyfta bandet så att det går fritt från den bakre bärarmsinfästningen och motorhuset. En sekundär funktion är att den stabiliserar en längre sträcka av bandet och därigenom minimerar risken för att bandet hoppar av vid hård körning.



Figur 6.1 Stödrulle BvS10.

### 6.1 Syfte och mål

Då självaste rullen med lagringar och axel ska återanvändas från BvS10 så låg fokus på infästningen för rullen och gränssnittet mot skidbalken.

### 6.2 Materialsträvan

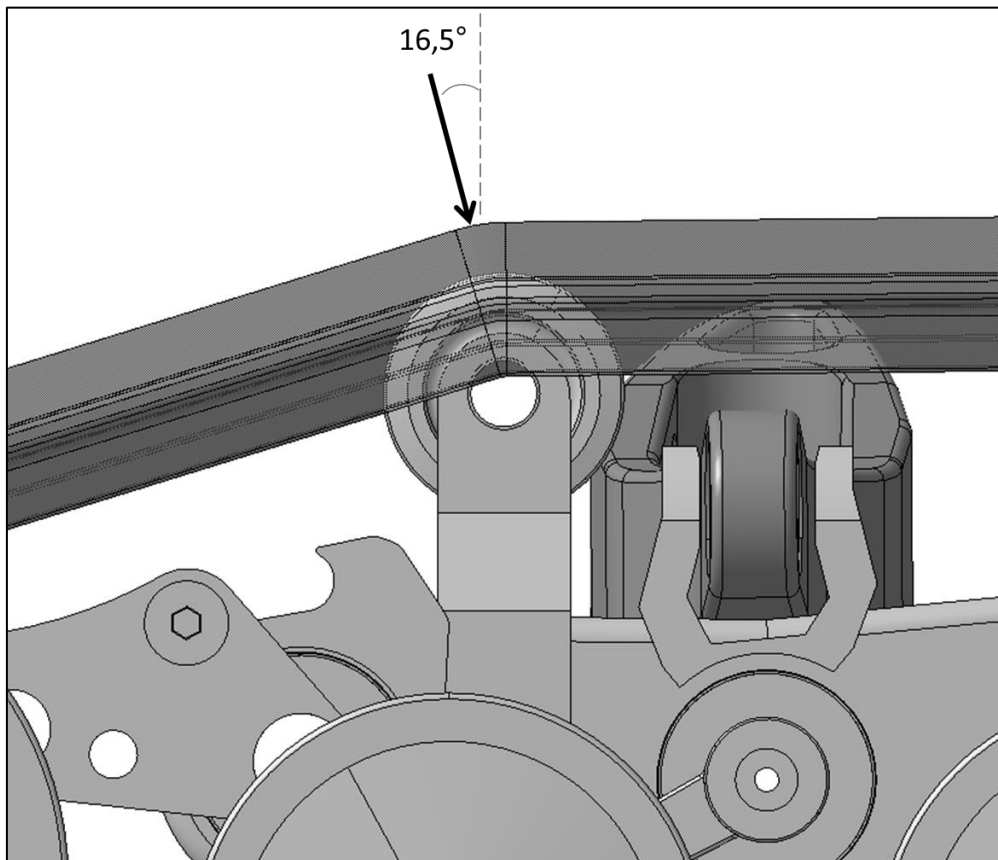
Likt för plåtarna på bakre halvan av skidbalken så var strävan att använda ett billigt Domex-stål exempelvis ett Domex 420. Utgående från [10, s.23] kan det avläsas att ett Weldox 420 har en sträckgräns av 435MPa och klarar utmattningslast av upp till

330MPa i  $10^6$  lastcykler. Då Domex är ett billigare och sämre material sattes utmattninglasten till 300MPa istället och 435MPa i sträckgräns.

### 6.3 Utgångsläge

Spåret i bandet som stödrullen ska rulla mot har samma bredd som det var på BvS10:ans band. Detta ledde till slutsatsen att hjulet på BvS10:ans stödrulle kunde återanvändas i sin nuvarande utformning. Maskinen är generellt tyngre men kommer gå långsammare så för enkelhetens skull antogs i nuläget att lagringen i BvS10:ans stödrulle skulle kunna återanvändas.

Infästningen till stödrullen som används på BvS10:an, se Figur 6.1, har inte haft några registrerade problem och bedöms som en extremt lätt att tillverka så önskades det från företaget att denna skulle återanvändas så mycket som möjligt. En tidigare uppskalad modell hade byggts upp i utvecklingsfasen, se Figur 6.2, där den hade skalats upp. Denna modell var den som projektet skulle utgå ifrån med ständig återkoppling till BvS10an.



**Figur 6.2** Initialt koncept stödrulle HFT, pilen illustrerar den resulterande kraften genom stödrullen.

### 6.4 Krav och Önskemål



Följande krav fastställdes för infästningen:

1. Klara de frekvenser stödrullen genererar.
2. Vara tillräckligt styv för att t ex klara att en stock tappas på den, Lastfall 6.
3. Vara utformad så att snö och lera inte kan packas och låser stödrullen.
4. Vara utformad så att stödrullen är löstagbar.
5. Vara utformad så att infästningen till stödrullen är löstagbar.

### 6.5 Hållfasthetstest 1

För att kunna avgöra om stödrullen kunde behålla sin tidigare utformning eller om den behövde en ny utformning så genomfördes hållfasthetsanalyser på den. Som lastfall använde det, till stödrullen tillägnade, Lastfall 7.

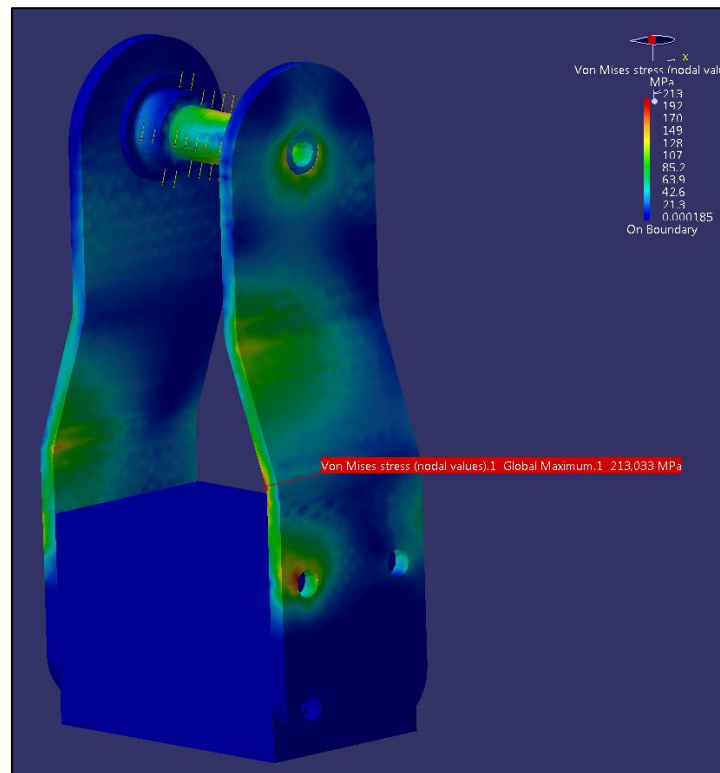
Kraften 41,8 kN anläggs i en vinkel av 16,5° vilket som ger kraftkomponenterna:

$$F_{band,x} = 41793N \times \sin(16,5) = 11869,8N$$

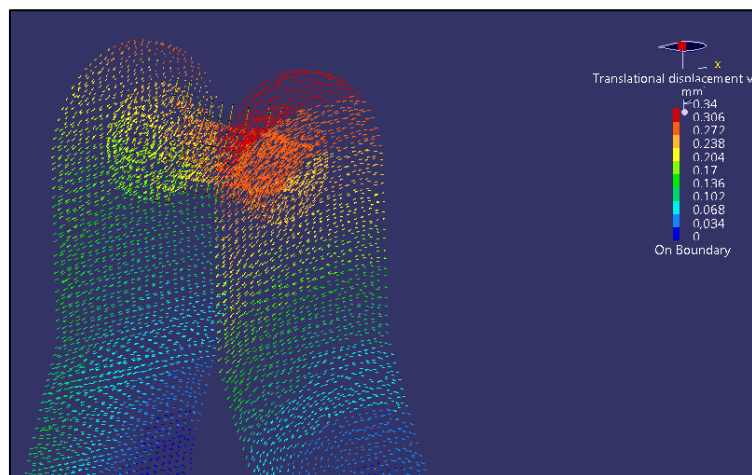
$$F_{band,y} = 41793N \times \cos(16,5) = 40071,9N$$

Modellen av stödrullen förenklades här genom att självaste rullen, rullagret och skruvförbandet exkluderades från beräkningen. Det ger endast små försumbara påverkningar och spänningarna i dessa delar är för tillfället inte intressanta. De exakta spänningarna blir ej intressanta då den slutgiltiga balkbredden inte användes i simuleringen.

Kraften applicerades här på axeln som kommer till att bära hjul, lager, m.m. med de komponenter som angavs ovan. Det initiala konceptet (se Figur 6.2) användes och genererade bilderna Figur 6.3 och Figur 6.4. Den maximala Von Mises spänningen ignoreras likt tidigare om de endast uppstår i enskilda element så en ungefärligt maximal spänning på 110MPa kan antas. Som det även kan ses i Figur 6.4 så uppstår inga större deformationer. I Figur 6.3 kan man runt axeln, som rullen vilar på, se att överhänget inte tar upp några direkta spänningar. Det fyller inte heller några andra funktioner utan var troligtvis en restprodukt av att modellen tidigare bara snabbritats i illustrativa syften.



**Figur 6.3** Spänningar i stödrulle genererade av accelerationskraft i bandet v1.0.



**Figur 6.4** Utböjning stödrulle v1.0 acceleration.

## 6.6 Detaljkonstruktion

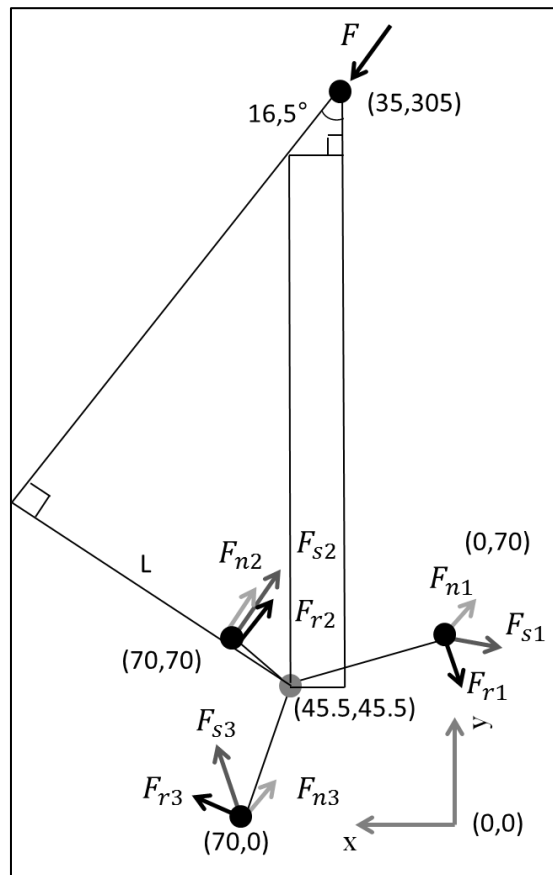
För att balken skulle kunna fästas mot skidbalken behövdes ett interface utformas där. På BvS10an så är stödrullen fäst mot skidbalken med tre genomgående M6S 12x130 10.9 skruvar för att den enkelt ska kunna lossas och därigenom möjliggöra både byte

av självaste rullen och förenkla av-, och påmontering av bandet. Då detta är aspekter som behövs finnas på HFT:n så behövs infästningsmetodiken.

### 6.6.1 Beräkning av skruvdimension

Generellt vid utformning av friktionsförband så dimensioneras de så att självaste skruven inte ska behöva utsättas för några skjuvkrafter utan friktionen mellan ytorna ska ta upp detta. Som dimensionerande kraft används Lastfall 6 då den är den maximala som kommer uppkomma vid vanlig drift och om ett värre kraft skulle verka på stödrullen så är skruvarna, som är lättillgängliga reservdelar, som ska gå sönder först.

För att beräkna vilken skjuvkraft skruvarna behövde bära så frilades stödrullens sida med de kraftvektorer och avstånd som gällde. Som rotationspunkt i Figur 6.5 valdes triangelns masscentrum viken som återfinns om man från mitten av längsta sidan går en tredjedel upp mot sista hörnet. Positionerna för de tre skruvarna valdes efter för att hävarmen mellan rotationscentrum och kraftlinjen skulle bli så kort som möjligt. I Figur 6.5 finns tre kraftvektorer illustrerade per nod. Komposanten  $F_{rx}$  är den rotationsupptagande friktionen som verkar vinkelrätt mot rotationscentrum.  $F_{nx}$  är komposanten som verkar rakt mot den anlagda kraften  $F$ , tillsammans bildar de  $F_{sx}$  som är den resulterande fraktvektorn i var nod.



**Figur 6.5** Friläggning krafter stödrulle.

Första momentet var att få fram den gällande hävarmen  $L$  som kraften  $F$  verkar efter.

$$\tan 16,5^\circ = \frac{45,5 - 35}{x} \leftrightarrow x = \frac{10,5}{\tan 16,5^\circ}$$

$$L = (305 - 45,5 - x) * \sin 16,5^\circ$$

Momentjämvikt kring rotationscentrum:

$$M = F \times L \tag{1}$$

$$M = F_{1r} \times |(0\ 70) - (45,5\ 45,5)| + F_{2r} \times |(70\ 70) - (45,5\ 45,5)| + F_{3r} \times |(70\ 0) - (45,5\ 45,5)| \tag{2}$$

Friktionsmotståndet är direkt relativt mot avståndet från rotationscentrum:

$$\frac{F_{1r}}{F_{2r}} = \frac{|(0\ 70) - (45,5\ 45,5)|}{|(70\ 70) - (45,5\ 45,5)|} \approx 0,67 \tag{3}$$

$$\frac{F_{1r}}{F_{3r}} = \frac{|(0\ 70) - (45,5\ 45,5)|}{|(70\ 0) - (45,5\ 45,5)|} = 1 \tag{4}$$

Då ekvation (4) blir ett så kan man dra slutsatsen att  $F_{1r}$  och  $F_{3r}$  är lika stora vilket som förenklar hanteringen.

Omskrivning av ekvation (1), (2) och (4) tillsammans ger:

$$F_{1r} = \frac{F \times L}{2 \times |(0,70) - (45,5, 45,5)| + \frac{|(70,70) - (45,5, 45,5)|^2}{|(0,70) - (45,5, 45,5)|}} = 8\,182\,N \quad (5)$$

(5) och (3):

$$F_{2r} = \frac{|(0,70) - (45,5, 45,5)|}{|(70,70) - (45,5, 45,5)|} \times \frac{F \times L}{2 \times |(0,70) - (45,5, 45,5)| + \frac{|(70,70) - (45,5, 45,5)|^2}{|(0,70) - (45,5, 45,5)|}} = 16\,226\,N \quad (6)$$

Friktionskraften som ligger rakt mot anlagda kraften blir lika stor i alla skruvar:

$$F = F_{n1} + F_{n2} + F_{n3} \rightarrow F = 3 \times F_n \leftrightarrow F_n = \frac{F}{3} = 13\,931\,N \quad (7)$$

För att kunna använda linjär algebra till att väga samman komponenterna behövde alla krafter få en riktning. Då rotationskrafterna är vinkelräta mot linjen som går till centrum så kan denna användas för att ta ut riktning genom att byta plats på x och y samt byta tecken på den ena av dem.

$$\begin{aligned} \overline{F_{r1}} &= 8\,182 \times \frac{(-24,5 - 45,5)}{|(-24,5 - 45,5)|} = \frac{8\,162}{51,7} \times (-24,5 - 45,5)N \\ \overline{F_{r2}} &= 16\,226 \times \frac{(24,5, 24,5)}{|(24,5, 24,5)|} = \frac{16\,226}{34,6} \times (24,5, 24,5)N \\ \overline{F_{r3}} &= 8\,182 \times \frac{(45,5, 24,5)}{|(45,5, 24,5)|} = \frac{8\,162N}{51,6} \times (45,5, 24,5)N \\ \overline{F_n} &= 13\,931 \times \frac{(\sin(16,5^\circ) \cos(16,5^\circ))}{|(\sin(16,5^\circ) \cos(16,5^\circ))|} = 13\,931N \times (0,28, 0,96)N \end{aligned}$$

Genom att slå samman  $F_r$  och  $F_n$  så erhålls nu  $F_s$  som är den resulterande friktionskraften i vardera av skruvfästena.

$$\begin{aligned} F_{s1} &= |\overline{F_{r1}} + \overline{F_n}| = 8\,181N \\ F_{s2} &= |\overline{F_{r2}} + \overline{F_n}| = 16\,226N \\ F_{s3} &= |\overline{F_{r3}} + \overline{F_n}| = 18\,623N \end{aligned}$$

För att hålla antalet artiklar nere och göra produktion och montering enkel så dimensioneras alla tre skruvarna efter den största kraften som är  $F_{s3}$ . Då de båda sidorna var beräknade som en så kan det största kraften delas ut på de två friktionsytorna.

$$F_s = \frac{18\,623}{2} = 9\,311N$$

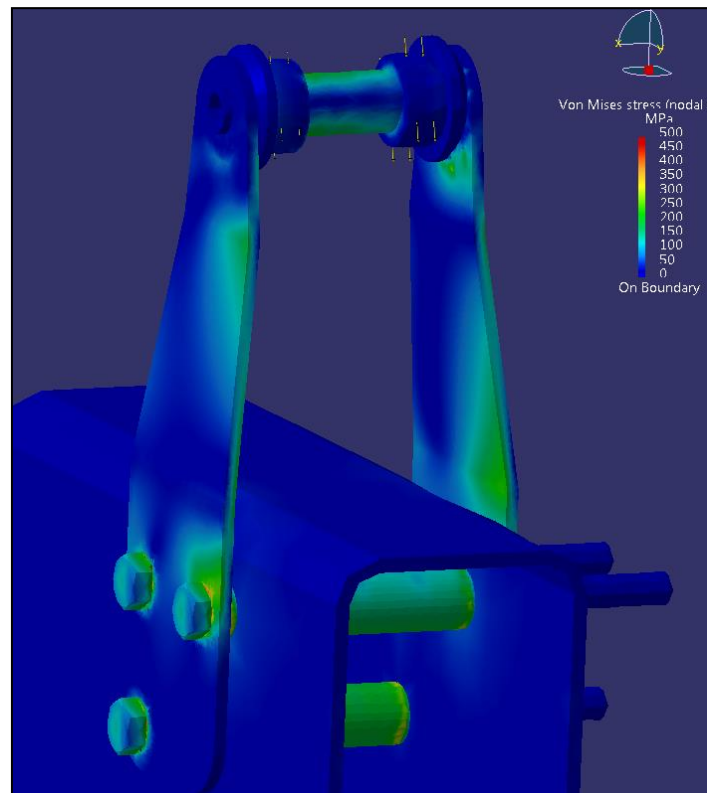
Med hjälp av VDI 2230 [10] kunde nu skruvarna dimensioneras. Den närmsta nivån ovanför 9,3kN är 10kN som blir startnivån. Sedan var lasten en tvärkraft vilket som betyder att man stegar upp fyra steg till 63kN. Slutligen så var åtdragningsverktyget som troddes användas på företaget ett precisionsmomentverktyg vilket som gav ett till steg upp till 100kN. Här stod valet mellan en M16 12.9, M18 10.9 eller M20 8.8.

Valet föll på att använda en M6S 18x180 10.9 så detta är samma typ som använts på BvS10 fast denna är av större dimension.

## 6.7 Hållfasthetstest 2

När första optimeringen efter hållfasthetsgranskning hade gjorts och ett skruvförband för infästning mot balken hade tagits fram så var en grund satt för att verifiera designens riktighet med FE-analys i CATIA. Inför testet fanns två stycken plåttjocklekar som var aktuella, 8mm som för BvS10 eller 10mm som skulle kompensera för HFT större drivkraft. Testerna inleddes med 10mm plåten då detta var mest troligt att var en tillräcklig kompensation för fordonets högre vikt. Resultatet blev dock väldigt låga spänningar och ingen annan slutsats än att en mindre plåt räckte kunde nås. Efter en rad tester på tunnare tjocklekar testades en 6mm plåt som passade bra in på de tidigare ställda kraven.

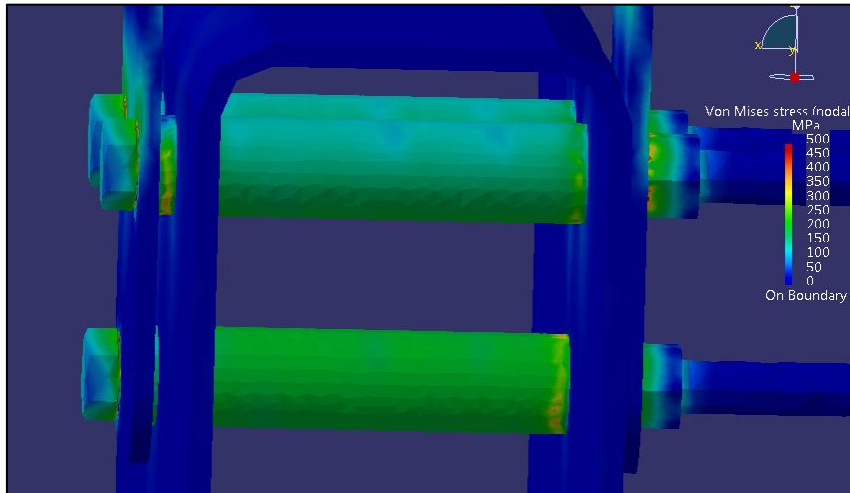
En utmattningslast med Lastfall 7 simulerades och gav spänningsbilden i Figur 6.6. Här gick lasten maximalt upp i 230 MPa vilket som är 100 MPa under utmattningslasten. Detta ger den säkerhetsmarginal som önskas med detta annars osäkra lastfall.



**Figur 6.6** Utmattningslast stödrulle, 6mm.

En annan del som granskades i maxlasten var inverkan på skruvförbandet som fäster störrullen i balken. Det krävdes en granskning för att se om de skulle klara av

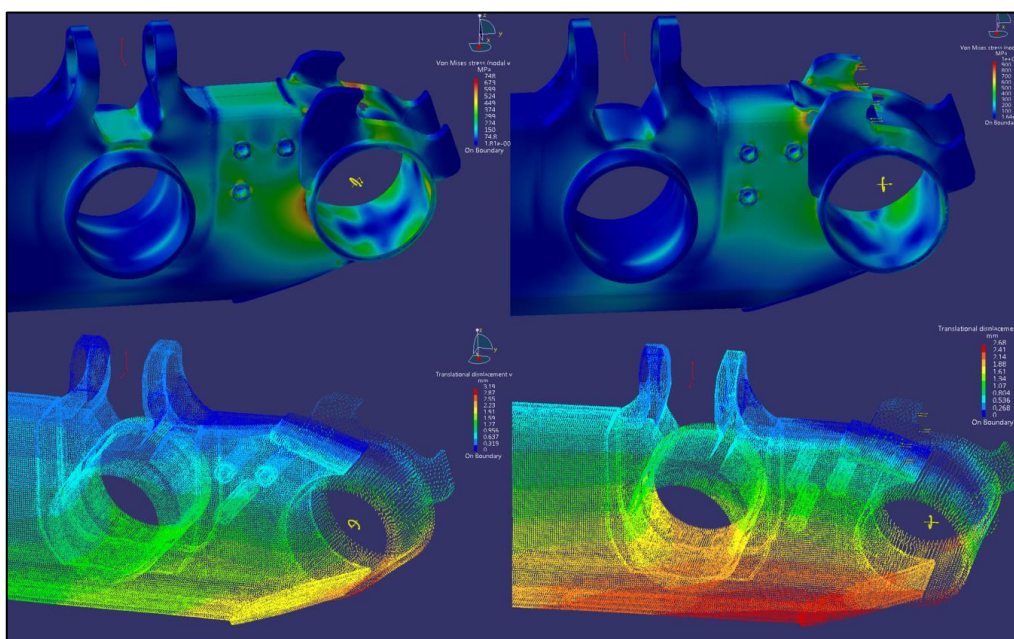
utböjningen vid maxlasten. Man kan i Figur 6.7 se, på ovansidan av de två övre rören för skruvarna, att den av skruvarna genererade tryckspänningen lättar då de böjs. Detta utan att det ombildas till dragspänning eller att det blir en utböjningen. Vad beträffar de röda områdena kring skruvhuvudena så är detta inga orosområden då skruvförspänningen inte är pulserande eller alternerande gör det ingen skada om det blir plastiska deformationer i ytorna.



**Figur 6.7** Spänningar rör spännhjulsinfästning mot balken.

### 6.8 Hållfasthetstest bakre skidbalk

Då de tre rören för stödrullens skruvförband in mot balken påverkar dess hållfasthetsmässiga struktur så krävdes en ny analys av skidbalkens spänningsbild och utböjning. Då intresset låg på den bakersta delen av bakre halva skidbalken så användes likt tidigare Lastfall 2 och Lastfall 3. I vänstra bilden på Figur 6.8 kan man se hur de största spänningarna i konstruktionen uppstår längs med rörkanten, dessa uppgår i en nod till maximala 745 MPa. Men då det endast är i en nod och en elementlängd bort så är spänningarna nere på 500 MPa så bedömdes det som att 500 MPa var en mer rättvist beskrivande maxspänning. I den högra bilden blev stora spänningskoncentrationer kring det främre hörnet av stoppklacken mot balken. Detta sorterades bort då detta område hade den största felprocenten i modellen enligt CATIA. Så spänningarna sjunker snabbt utanför det bortsorterade området så skulle man efter beräkningsavdelningens instruktioner granska där spänningsfallet sker långsammare och då bedömdes maximala spänningen till 600 MPa. Utböjningarna i de båda Lastfallen är väldigt låga med sin maximala utböjning av 3,2 mm så kommer de högst sannolikt inte påverka skidbalkens funktionalitet.



**Figur 6.8** FE-analys bakre skidbalk efter integrerad stödrulle. Till vänster visas skidbalkens utböjningar och spänningar som uppstår av Lastfall 3, till höger är motsvarande för Lastfall 2.

## 6.9 Resultat

Stödrullen blev en enkel design med tunnare bärande plåtar än på BvS10an vilket som ger en viktmissig vinning. Då spänningarna endast uppgick till 230 MPa så kunde ett Domex 420 stål användas. Tre M6S 18x180 10.9 skruvar används för att spänna fast stödrulleplåtarna mot skidbalken. Den, jämfört med BvS10:ans, bredare skidbalken ledde också till att stödrullen fick en bredare bas att stå på vilket som förbättrade resultatet markant jämfört med BvS10:an.

För skidbalkens del så innebar rören för stödrullens infästning en stor förstyrkning som innebar att inga stärkande stag skulle behövas på insidan. Utböjningen blev väldigt liten och spänningarna hamnade inom det hanterbara spannet för ett Domex 650 stål.

## 6.10 Diskussion

I diskussioner med beräknings-, och teknologiavdelningarna lades önskemål fram från dem om att maxlasten skulle beräknas efter när bandspänningen når sitt max och utmattningen skulle beräknas efter den spänningen som bandet har majoriteten av tiden. Då bandspänningarna inte var bestämda alls så bedömdes det som en icke givande approximation att jämföra grafer mellan BvS10 och CV90 för att interpolera fram ett sannolikt beteendemönster för bandstället. Den initiala planen i detta läge var att se om det var ett annat lastfall i en skogsmaskins miljö där stödrullen skulle belastas mer än på grund av drivhjulets dragkraft. Det var därför fallande stocken



lastfallet togs fram. Dock så visade det sig finnas stor problematik i att försöka beräkna den dynamiska kraften som stocken skulle generera. Så i slutändan valdes en extra hög utmattningslast som skulle se styras dess hållfasthet.

I början antogs det att det minskade behovet av plåttjocklek berodde endast på det nya upplägget där plåtarna inte gick ut från en smalare balk till en bredare rulle utan att balken var bredare än rullen. Detta ger en bredare och stabilare bas för stödrullen att avlastas mot och gör den mycket mindre känslig för last. I ett tidigt skede uppkom frågan om en egenfrekvensanalys skulle genomföras på stödrullen då denna roterar med en mycket hög lätt pulserande hastighet. Detta bedömdes av projektledningen som en icke nödvändig åtgärd då detta troligtvis inte skulle vara ett problem.

Information inkom dock sent i processen, för att kunna göra något åt, att det tidigare i utvecklingen av BvS10s stödrulle hade funnits problem med att rullen skakade vid drift. Detta hade kunnat lösas genom att göra en egenfrekvensanalys på stödrullen och jämföra detta med den frekvensen som tänderna på drivhjulet tar i bandet. En lösning för att höja materialets egenfrekvens brukar vara att höja tjockleken för materialet och är troligtvis det som gjorde på BvS10ans stödrulle för att förskjuta dess egenfrekvens.

Om plåtarna till infästningen för stödrullen får problem med hållfastheten så finns möjligheter att flytta infästningen mot balken framåt närmare infästningen för den bakre bärarmen. Detta skulle ge en kraftresultant som mer rakt genom skruvförbandet och plåten.

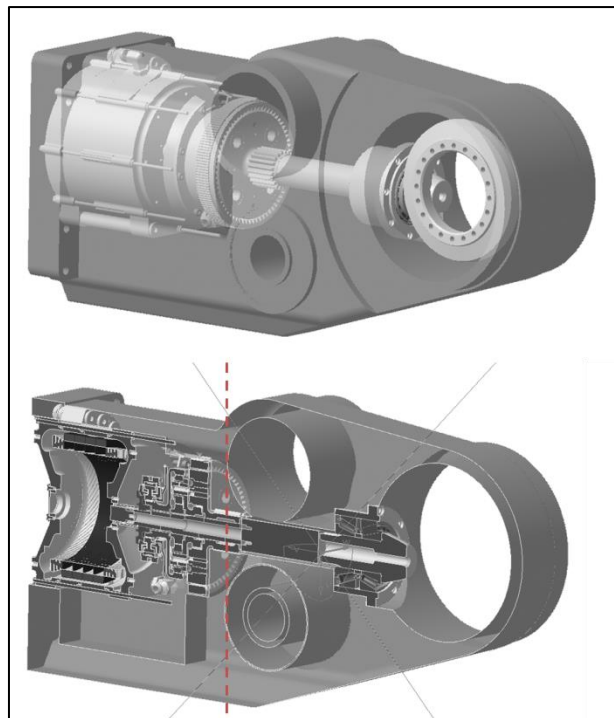
Att skruvförbandet blev tre istället för fyra skruvar berodde på en kreativ hämning efter att ha studerat BvS10. När vi kollade på hur det tidigare hade lösts så ifrågasatt vi inte detta utan behöll utformningen. En annan anledning var också att det fanns direktiv från projektledningen att behålla BvS10:ans design på stödrullens infästning. Anledningen till utformningen var att på BvS10an så sitter stödrullen i en avsmalnande del och det fanns inte utrymme för en fjärde skruv.

Efter integrationen av rören till stödrullen i skidbalken så blev spänningsbilden lägre och utböjningen mycket mindre, men är det optimalt. Om man exempelvis hanterar orosområdet på sidan av skidbalken i Lastfall 3 med att svetsa in en stärkande del så skulle spänningarna kunna sänkas till 350 MPa. I ett sådant fall så vår rekommendation vara att testa en tunnare plåt. En sänkning från 7 mm till exempelvis 5 mm skulle spara mycket vikt och kostnad.



## 7 Främre halvan av skidbalken

Detta kapitel behandlar framtagandet av konstruktions- och produktionsunderlag för den främre halvan av skidbalken. Den främre balkhalvan har som uppgift att hålla samman komponenterna som ska sköta drivningen av bandet så som motor och växlar. I Bilaga A visas komponenternas benämning och övergripande placering. Uppgiften är att utforma själva balkdelen och inte att fokusera på själva utförandet av drivningskomponenterna. Däremot krävdes det en djupare förståelse för hur dessa komponenter påverkar utformningen av balkens insida för att kunna ta fram ett realistiskt och användbart koncept. I arbetet med den främre halvan av skidbalken delas detaljen in i två arbetsområden, motorhus och slutväxelhus (Figur 7.1).



**Figur 7.1** Resultatet från sommarjobbprojekt 2013. Övre bilden, visar CAD-modellen på den främre skidbalkshalvan med drivningskomponenter. Undre bilden, visar ett tvärsnitt av den övre bilden. Den röda linjen markerar delningen mellan två arbetsområden. Stycket till vänster om linjen benämns motorhuset och det till höger som slutväxelhus.

### 7.1 Syfte och mål

Tillsammans med handledarna på företaget bestämdes det att den främre halvan av skidbalken skulle analyseras i syfte att ta fram ett koncept som möjliggör en enkel och billig tillverkning. Målet är att minimera vikten på komponenten och att komponenten ska klara angivna hållfasthetskrav samt möjliggöra en fördelaktig montering av drivningskomponenterna.

### 7.2 Utgångsläge

Detta arbete tog vid efter ett sommarjobbprojekt som handlade om att ta fram ett upplägg på drivningskomponenterna och kolla på utformningen av främre skidbalkshalvan. Det som störst fokus låg på var drivningskomponenterna. Figur 7.1 visar resultatet av det projektet. Det som kan noteras i figuren är att från elmotor till pinjong finns ett förslag utformat, men det finns inte framtaget hur kronhjulet ska monteras med drivaxeln. Tillsammans med handledarna på företaget bestämdes det att en mer fördjupad undersökning måste göras för hur drivningskomponenternas utförande kan komma att se ut. Detta då slutväxeln i utgångsläget saknar tillräckligt med komponenter för att balkhalvan ska kunna utformas på ett användbart sätt. Senare om svårtillverkade geometrier identifieras bör man ha en förståelse för att veta vilka möjligheter som finns gällande hur man kan ändra dessa geometrier. Främre halvan delades upp i två arbetsområden, motorhus och slutväxelhus (Figur 7.1).

I sommarjobbprojektet fanns en del konceptgenerering gjord för själva balkhalvan. Resultatet från arbetet är att detaljen inte behöver delas upp i flera delar utan med fördel kan tillverkas i ett stycke som på den övre bilden i Figur 7.1. Förslag var angivet att det i så fall kan gjutas och i avsnitt 7.3 Gjutning av motorhuset anges argument för att utgå från den tillverkningsmetoden i vidare arbete.

### 7.3 Gjutning av motorhuset

Främre halvan av skidbalken är en stor konstruktion med många komplexa geometrier. Konstruktionen begränsar därmed antalet tillverkningsmöjligheter. Två tänkbara metoder för att få till den primära formen är:

1. Sandgjutning.
2. Maskinbearbetning.

Varken sandgjutning eller någon annan gjutningsmetod finns i företagets egen produktion. Därför skulle man kunna tänka sig att balkhalvan hade kunnat tas fram genom maskinbearbetning för att behålla tillverkningen inom företaget. Att köpa in ett solitt gods och arbeta fram formen genom bland annat fräsning skulle vara möjligt. Nackdelarna är däremot många. Formen begränsas mer än för sandgjutning då djupet på godset gör att grova verktyg måste användas. Att formen blir mer begränsad kan innebära att minimeringen av godsets volym kan försvåras. En annan nackdel är att det solida godset som ska köpas in kommer vara relativt stort och därmed vara väldigt tungt. Det blir ett väldigt skrymmande gods i lagret samt svårhanterligt. Vid bearbetning från ett sådant här gods kommer även en stor volym materialspill behöva hanteras.

Att använda sandgjutning för att nå den primära formen och sedan bearbeta de ytor som kräver finare yttoleranser på företaget är en metod med fler fördelar. Sandgjutning är en tillverkningsmetod som passar bra för grövre konstruktioner och har relativt låg verktygskostnad. Formen behöver inte begränsas då användningen av tex kärnor ökar flexibiliteten.

#### 7.4 Krav och önskemål

Kraven och önskemålen nedan relaterar till den främre skidbalkshalvan.

##### A. Geometriska och funktionella krav

1. Skidbalkens undersida får inte glida mot drivkuggarna på bandet utan ska glida mot spåret som finns utformat mellan kuggarna dvs. bredden på undersidan av skidbalken är begränsad.
2. Bredden på skidbalken begränsas av avståndet mellan pendelarmarna. Pendelarmarna måste kunna gå fritt mellan sina extremlägen.
3. Höjden på främre halvan av skidbalken begränsas med bandets läge ovanför skidbalken.

##### B. Hållfasthetskrav

1. Balkhalvan ska hålla för angivna lastfall.

##### C. Önskemål gällande produktion

1. Företaget vill undvika utökning av sitt verktygssortiment.

##### D. Önskemål gällande montering

1. Företaget vill undvika att specialverktyg behöver användas.
2. Konstruktionen ska möjliggöra en enkel montering av drivningskomponenterna.

##### E. Allmänna krav

1. Konstruktionen ska möjliggöra en enkel service för drivningskomponenterna.

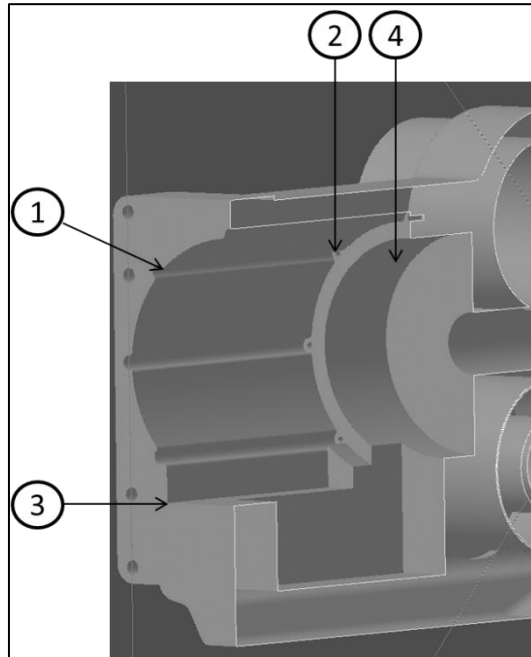
Komponenten måste vara tät så att olja inte läcker ut eller smuts och fukt kommer in.

#### 7.5 Motorhuset

Arbetet med motorhuset inleddes med att skapa en djupare förståelse för drivningskomponenterna för att sedan identifiera vilka geometrier som ska mötas upp av motorhuset. När en uppfattning skapats för den inre geometrin utformades motorhuset inifrån och ut med målet att minimera volymen på godset. Geometrierna såg till att anpassas så att företagets befintliga verktyg i produktionen och monteringen kunde användas.

##### 7.5.1 Den inre geometrin - sommarprojektet

Den inre geometrin styrs av utseendet på motorn, växeln och axlarna som sammanlänkar dessa med pinjongen. Utifrån sommarjobbprojektet undersöktes godsets innergeometrier för att se hur bearbetningsförutsättningarna såg ut, se Figur 7.2.



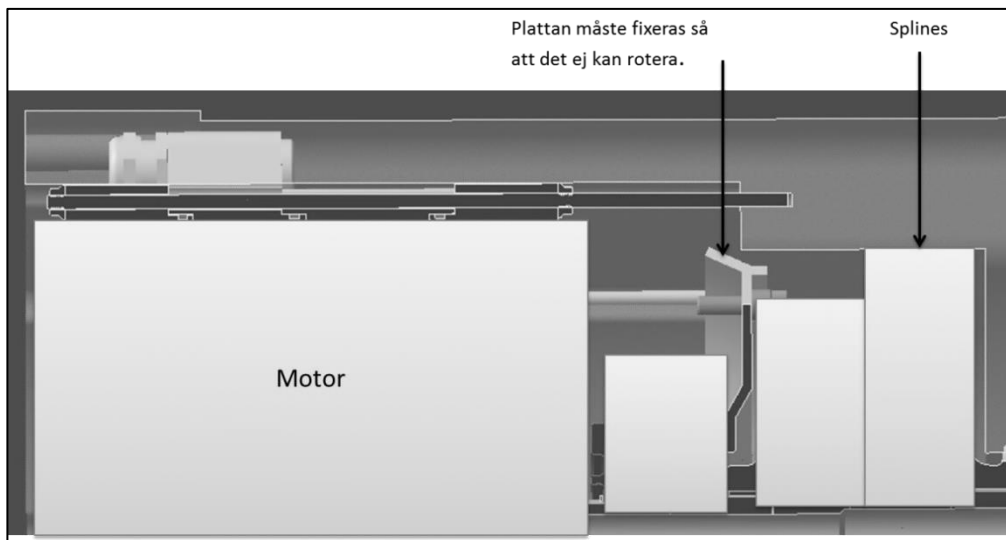
**Figur 7.2** visar främre balken (från sommarjobbprojektet) i ett snitt på längden.

Undersökningen skedde i diskussion med produktionsavdelningen och problemområdena som identifierades kan ses nedan.

1. Spåren som går längs med insidan har en väldigt liten radie i förhållande till längden. Att maskinbearbeta dessa spår genom att t ex borra blir en instabil operation som gör att det blir svårt att hålla eventuella toleranser.
2. I slutet av de smala spåren ska det gängas vilket är problematiskt då de är relativt långt in och nära innerväggen. Just att de ligger nära innerväggen gör att de grova verktyg som behövs för att kompensera för djupet inte kan användas.
3. Generellt behövs det radier upp mot 40-50 mm om det ska bearbetas (fräsas) hela vägen in.
4. Den plana cirkulära innerväggen ska ha splines för att låsa ringhjulet på växeln i rotationsriktningen, se Figur 7.3 för förtydligande. Ingen operation finns tillgänglig på företaget för att åstadkomma den geometrin på det djupet.

Geometrierna som gav problemområdena 1 och 2 ovan var utformade för att möta upp motorhuset som tillhör motorn. Konstruktören som ritat motorhuset fanns på plats på Hägglunds och i dialog med honom kom det fram att det var ritat för en

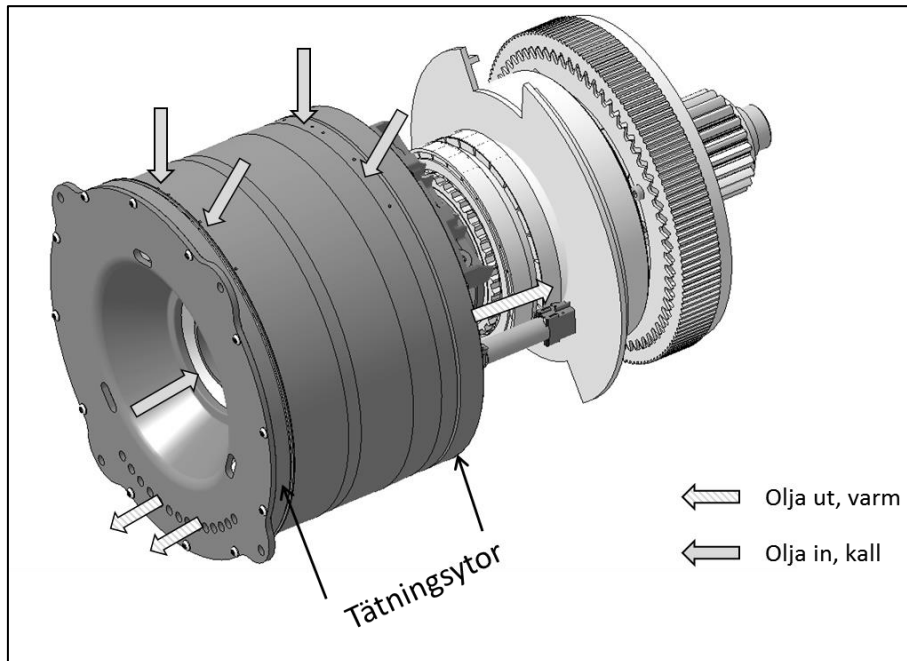
annan applikation och att det var inte tvunget att användas. Huset togs därmed bort med idén att skidbalken i sig borde kunna fungera som motorhus. Detta skulle antagligen spara utrymme och därmed vikt. Gällande växeln var det svårt att komma ifrån att splines behövde användas. Konstruktören som ritat växeln trodde inte att t ex grepppassning skulle räcka för att hålla ringhjulet på plats. En ytterligare geometri som motorhusets insida måste möta upp identifierades i samtal med konstruktören. I växeln sitter en platta som ska vara fixerad så att den inte kan rotera. Momentet som plattan ska ta upp är inte särskilt stort och utformningen på den i nuläget var framtagen för en annan applikation. Den var i och med det fri att ändra.



**Figur 7.3** visar tvärsnitt längs längden på balken med drivningskomponenter.

### 7.5.2 Den inre geometrin – nytt utförande

När huset kring elmotorn togs bort kom det till nya geometrier som insidan för skidbalken (nya motorhuset) måste möta upp t ex flödesvägar för olja och tätningssytor som tidigare var integrerade i elmotorhuset. Det måste även ingå pump, motor för drivningen av pumpen och kanaler/rör som oljan transporteras genom. I Figur 7.4 visas hur transporten för olja måste ske.



**Figur 7.4** visar hur motorn och växeln ska monteras i motorhuset. Pilarna illustrerar oljans ingångar och utgångar på motorn, samt vilka ytor som måste tätas.

Tätningssytor som Figur 7.4 visar ska mötas upp med motorhusets innerväggar. Ytor på motorn har färdiga spår för o-ringar så ytan på motorhuset som möter upp motorn behöver inga specialutformade geometrier utan kan vara plan. Anledningen till att man vill täta dessa ytor är för att mellan dessa sker insprutningen av olja och ett visst tryck behövs för att oljan ska tränga in i motorn dvs. oljan får inte rinna ut längs diametern.

En pump kommer att behövas för att transportera olja från oljetråget upp till ovansidan av motorn. För att driva pumpen kommer en liten elmotor behövas. Oljan kommer sedan ut på motorns fram- och baksida. Här krävs det att oljan kan rinna ut och ner i oljetråget för kylning dvs. motorns fram- och baksida får inte stängas in. Växeln är, enligt utförandet i Figur 7.4, tänkt att få sin olja genom axeln som förbinder motorn och växeln. Inget utrymme behöver därmed räknas in för den mekanismen. I sommarjobbprojektet är oljetråget placerat under motorn och växeln. Då utrymme finns att tillgodose där under och då det är ett funktionellt bra läge behålls placeringen av oljetråget där.

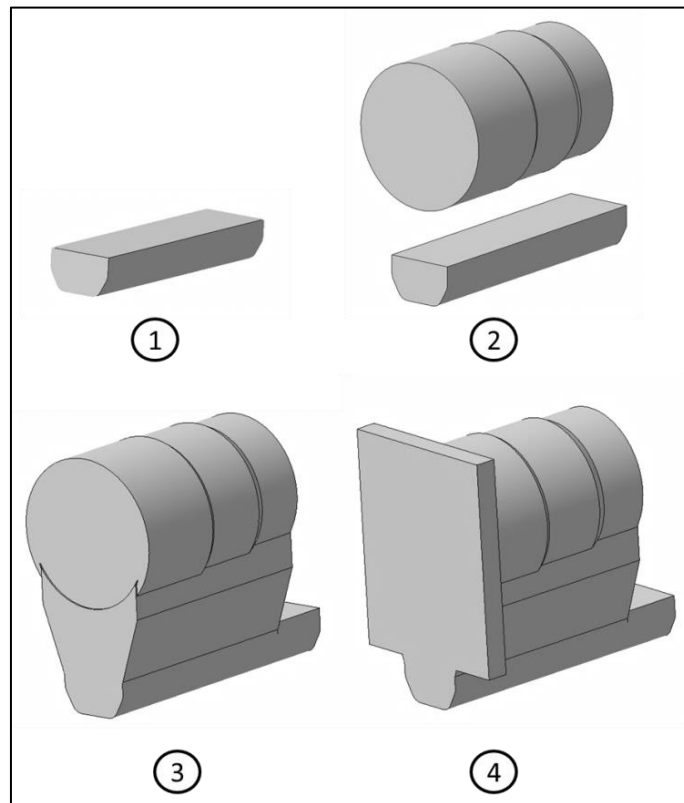
Flänsen som sitter på motorn ska fästas mot motorhuset med fyra skruvar. Det blir inga problem att göra gängningarna för dessa hål om motorn ligger enligt utförandet i Figur 7.4 eftersom flänsen då blir vid öppningen på motorhuset. Det som är lite mer problematiskt är att plattan till växeln och ytan för splines sitter en bit in. Utformningen av dessa är en tillverkningsfråga och förslag på lösning kan ses i 7.5.3 Konstruktion av motorhuset.

### 7.5.3 Konstruktion av motorhuset



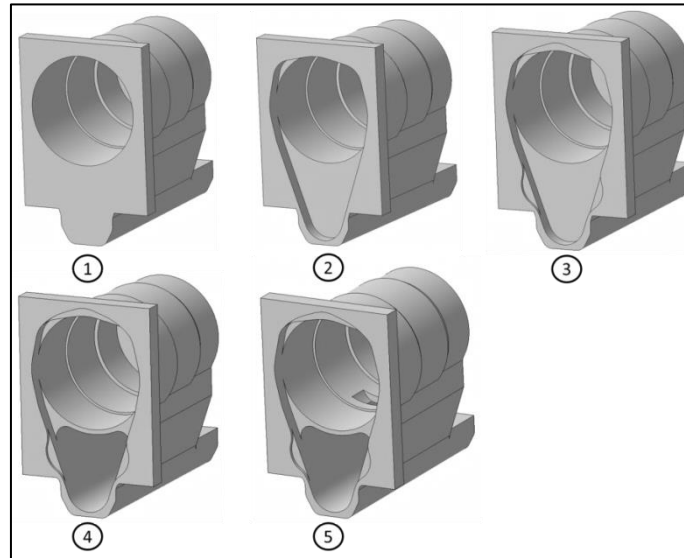
Geometrierna som insidan av motorhuset ska möta upp kunde tas fram från Figur 7.4. I första läget togs de grövsta måtten ut för att kunna dimensionera yttergeometrin på motorhuset. I Figur 7.5 visas yttergeometrins uppbyggnad. Figuren består av fyra steg.

Steg 1 illustrerar hur undersidan på motorhuset måste följa bandets innergeometri enligt uppställda krav. Tvärsnittet på delen är utformad efter hur bakre balkhalvan måste möta upp bandet, se Figur 2.11. Anledningen till det är att man vill ha en jämn övergång mellan balkhalvorna. Det kommer att bli tydligare varför man vill detta i *kapitel 8* då bakre och främre balkhalvan sätts ihop. Steg 2 visar hur yttergeometrin kring motorn och växeln utformades. Geometrin togs fram från upplägget av drivningskomponenterna, Figur 7.4. Dessa är cirkulära och på motorhuset lades material till med 7 mm på radien. (Gjutningskonsult rekommenderade 7 mm för minsta godstjocklek vid sandgjutning). Steg 3 visar hur geometrierna i steg 2 möter upp varandra och steg 4 visar hur angränsningsytan mot bakre balkhalvan antogs i detta steg. Angränsningsytans utseende ligger inte som fokus i detta kapitel utan ingår i arbetet för gränssnittet som presenteras i *kapitel 8*. I nuvarande läge utformades ytan så bred som möjligt dvs. inom området då det inte hindrar pendelarmarnas rörelse, för att i arbetet med gränssnittet utgå från största mått på ytan.



Figur 7.5 visar uppbyggnaden av motorhusets yttergeometri.

Vidare började framtagningen av den inre geometrin, Figur 7.6. Figuren är indelad i fem steg. Steg 1 visar innergeometrin som ska omsluta motorn och växel. En mer detaljerad illustration kan ses i Figur 7.7. Steg 2 visar ytan som flänsen på motorn ska fixeras mot. Steg 3 visar utformningen för locket som ska täta motorhuset från att olja läcker ut och att smuts och fukt kommer in. Steg 4 visar utrymmet för oljan till motorn och växeln. Steg 5 visar öppningen som möjliggör att oljan från motorn och växeln kan rinna ner i oljeträget.



**Figur 7.6** visar uppbyggnaden av husets innergeometri.

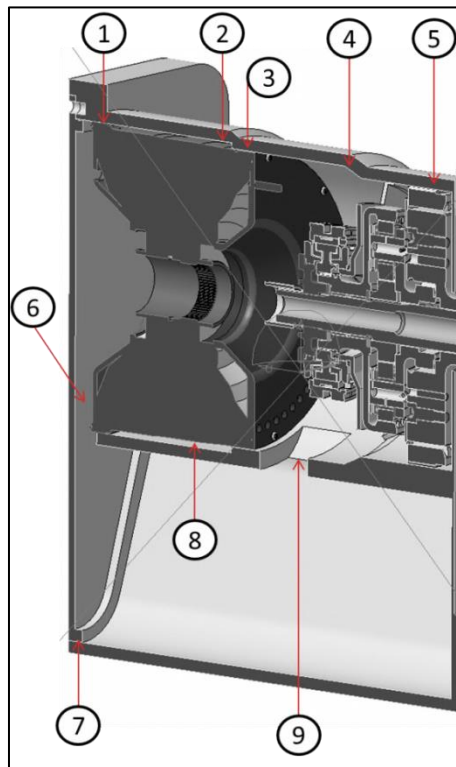
Figur 7.7 kan ses som ett förtydligande av innergeometrins utformning. En viktig del av utformningen är att ytorna ((1) och (3) i Figur 7.7) möter upp motorns yta (med o-ringsspår) så att utrymmet där oljan kommer in ((2) och (8) i Figur 7.7) hålls tätt. Yta (4) i Figur 7.7 är den ytan som plattan i växeln ska fästas mot. Öppningen mellan oljeträget och utrymmet för motorn och växeln ((9) i Figur 7.7) placerades så nära mitten av djupet på motorhuset som möjligt. Detta för att oljan ska kunna rinna ner även då fordonet kör i både upp- och nedförsbackar.

Plattan i växeln som ska fixeras mot rotation ändrades till utformningen så att den fästs mot ett vinklat plan enligt (4) i Figur 7.7. Detta förenklar borrarbete då verktyget kan komma in snett och grövre verktyg kan användas. Därmed blir bearbetningen stabilare. En lösning för hur splines kan komma att bearbetas färdigställs inte i detta arbete då tiden inte räckte till. Ett förslag är att undersöka om företaget som eventuellt kommer att gjuta godset har bearbetningsmaskiner som klarar denna typ av operation. Ett annat förslag som skissades upp (se Figur 7.8) är att splines monteras genom att använda skruvar. Viktigt att tänka på här är att om fina yttoleranser kommer att behövas mellan motorhuset och ytterdiametern på splinesen kan monteringen av splines försvåras då hålen till skruvarna måste hamna rätt. Stödgeometrier (t ex styrestift) behöver då användas eller att ytorna formas så att modulen endast kan monteras på ett sätt. En annan sak att tänka på är att demonteringen av en sådan modul ska vara genomförbart. Är det snäva toleranser

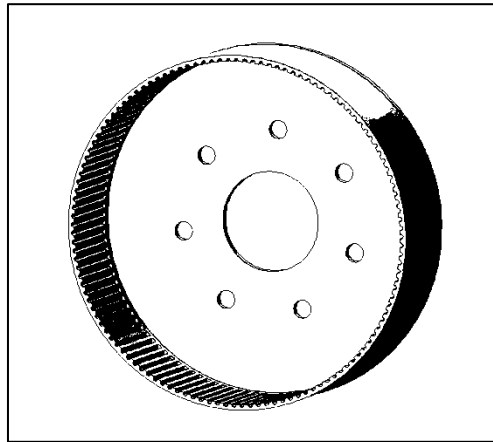
mellan ytterdiametern och motorhusets innervägg kan en metod vara att använda sig av utdragare.

#### 7.5.4 Konstruktion av locket

Gällande lockets utformning låg utmaningen att hålla nere ytan den tog upp och hitta ett bra tätningsalternativ. Locket har inga hållfasthetsmässiga krav på sig utan syftet det skulle uppfylla var att hålla motorhuset tätt. Tätningsalternativ började undersökas och av dem fanns det många. Både o-ringar och planpackningar är exempel på olika tätningsalternativ och de förekommer i många olika utföranden och material. En diskussion med en konstruktör på företaget inleddes för att få input i vad som bör väljas. Rekommendationen var att använda en klassisk o-ring då detta av erfarenhet fungerar bättre och längre.

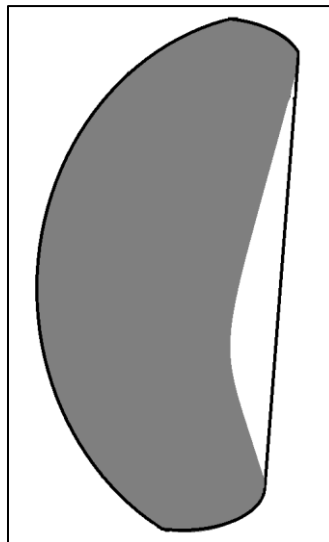


**Figur 7.7** visar en förtydligande bild på hur de inre geometrierna är utformade. Bilden är ett tvärsnitt på en CAD-modell med motorhuset och drivningskomponenter sammansatta. 1) tätningsyta mellan motor och motorhus, 2) utrymme för olja, 3) samma som 1), 4) ytan som plattan på växeln ska fästas mot, 5) ytan med splines, 6) mellanrum mellan locket insida och motorn för att olja ska kunna lämna motorn ner i oljeutrymmet, 7) tätningen mellan locket och motorhuset, 8) samma som 2) och 9) öppning för att oljan till växeln och motorn ska kunna rinna ner i oljeutrymmet.



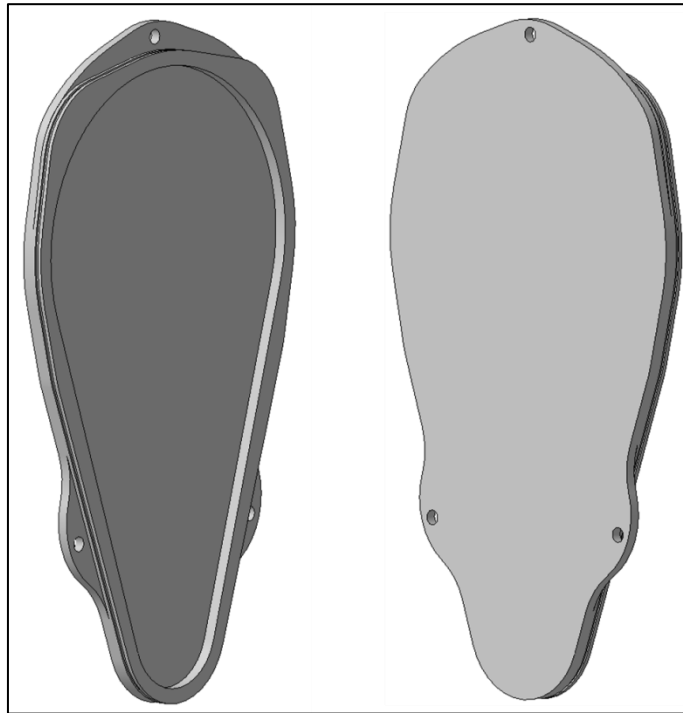
**Figur 7.8** visar en skiss för hur splines kan fästas längst in i motorhuset.

Med en o-ring kommer ett o-ringsspår. I valet av hur spåret skulle utformas togs inte bara aspekten av bästa tätningsförmåga med utan även möjligheten att tillverka spåret och monteringen av o-ringens. Tillverkningsmässigt ansågs det fördelaktigt att ha spåret på locket där det blir mer lättåtkomligt. Även monteringsmässigt var det fördelaktigt att ha spåret på locket då det blir enklare att trä på o-ringens än att trycka fast den längs en innergeometri. En utformning som bör undvikas på spåret är att det inte har några inåtbuktande geometrier då det kommer tvinga o-ringens ur spåret, se Figur 7.9.



**Figur 7.9** visar hur en o-ring kring en inåtbuktande geometri spänns ut.

Figur 7.10 visar den slutgiltiga lösningen av locket. Formen på o-ringsspåret tangerar varenda radie så att o-ringens lägger sig på plats vid montering. Tre skruvar ska dimensioneras och placeras enligt Figur 7.10.



**Figur 7.10** visar lockets slutgiltiga konstruktion.

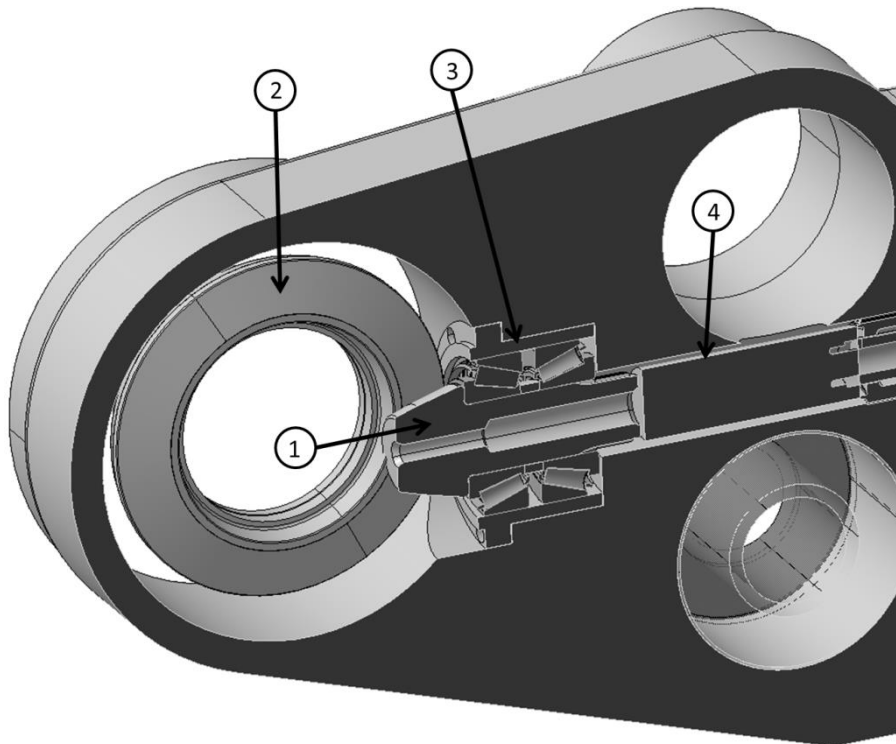
## 7.6 Slutväxelhuset

I likhet med utformningen av motorhuset så krävdes en djupare förståelse för drivningskomponenterna som ska monteras inuti slutväxelhuset. Skillnaden är att vissa komponenter behövde utformas från grunden med tillhörande komponenter. När utförandet av drivningskomponenterna klarstälts och det erforderliga utrymmet för varje komponent etablerats så kunde huset utformas. Det var också önskvärt, i likhet med för motorhuset, att befintliga verktyg på företaget kunde användas.

### 7.6.1 Den inre geometrin

Som kunde ses i inledningen av kapitlet var utformningen av komponenterna i slutväxelhuset inte genomförd. Det var endast så långt kommet att vinkelväxel ((1) och (2) i Figur 7.11) var valda, upplagringen för pinjongdrevet ((3) i Figur 7.11) var grovt framräknad och inkommande axel ((4) Figur 7.11) var illustrerad, men inte konceptuellt utformad. För att kunna ta fram ett koncept på hur slutväxelhuset kan komma att se ut var en undersökning av vilka komponenter som kommer att ingå nödvändigt samt vad de krävde och hur de var utformade.

Slutväxelhusets inre geometri styrs av utformningen och positionering av vinkelväxeln, axlar och drivhjulen, se Figur 7.11. Med geometrin från sommarprojektet som utgångspunkt så granskades i samarbete med produktionsavdelningen eventuell problematik med att bearbeta fram huset.



**Figur 7.11** Tvärsnitt från CAD-modell med givna detaljnivån på slutväxelhuset. 1) pinjongdrev, 2) Kronhjul, 3) Pinjonglagerhus och 4) inkommande axel.

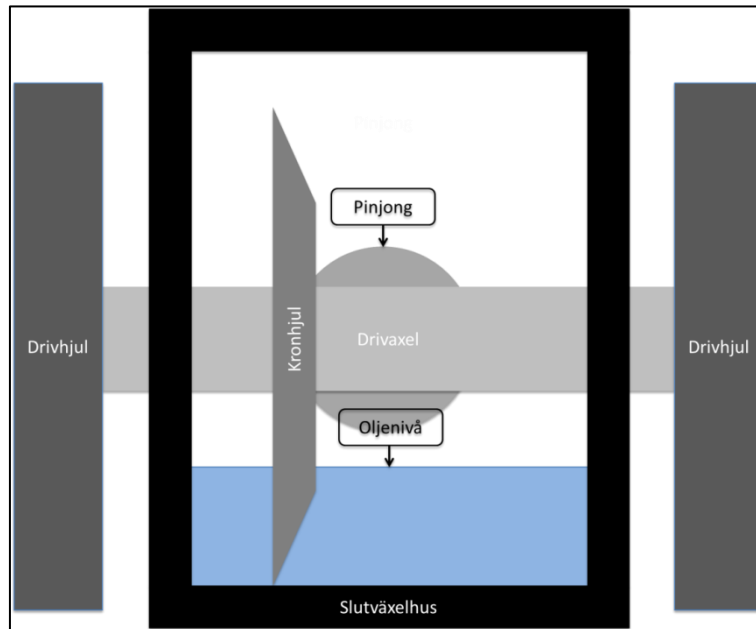
Utredningen ledde till följande problemområden belystes:

1. Bearbetning av hålet för pinjonglagerhuset, se (3) i Figur 7.11. För att kunna bearbeta fram detta med fina toleranser behövde verktyget komma in rakt framifrån, detta var omöjligt med nuvarande koncept.
2. Borring av hål för skruvarna som håller pinjonglagerhuset, se (3) i Figur 7.11. Precis som vid bearbetningen så krävs åtkomst rakt framifrån för att kunna borra hålen.

Denna kritik var viktig att ha i åtanke för att utforma ett slutväxelhus som gick att tillverka. Det var även värdefullt att ha i åtanke inför utformningen av sidorna på slutväxelhuset som skulle bära axeln som drivhjulen var monterade på.

Initialt så skulle slutväxelhuset dela smörj-, och kylsystem med motorhuset längre bak men då vinkelväxeln skulle generera mer metallspån än vad planetväxeln och elmotorn kan hantera så skiljdes de åt så slutväxelhuset fick ett eget system. Då slutväxeln endast antogs generera medelstora värmeförluster så beslutades det att så

kallad skvättsmörjning skulle användas<sup>2</sup>. I Figur 7.12 finns illustrerat hur oljan endast behöver täcka den nedre delen av kronhjulet och att den sedan drar med sig det upp och skvätter runt det.

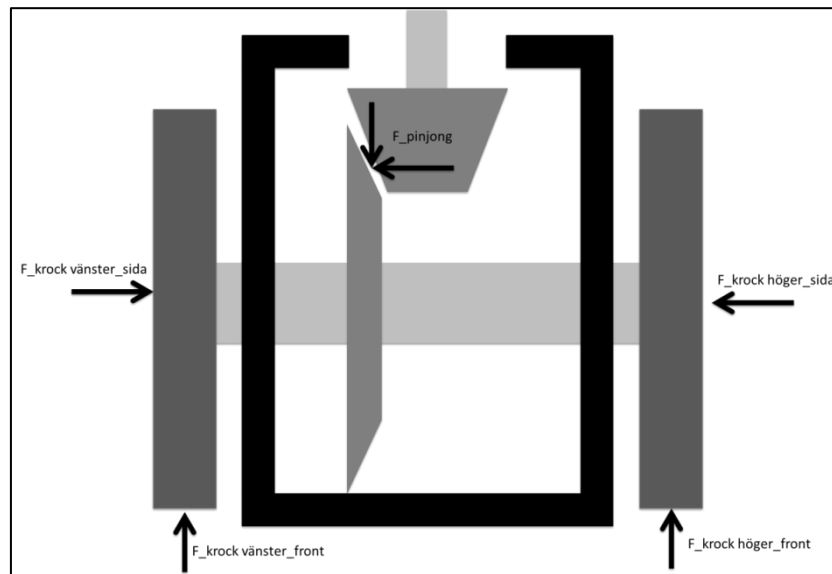


**Figur 7.12** Schematisk snittvy av slutväxelhuset sett framifrån.

Så för att oljan ska kunna hållas i detta utrymme behöver utrymme vara helt vätsketätt men också så att damm och vatten inte tar sig in utifrån.

Metodiken att konstruera inifrån och ut applicerades även här för att få en så kompakt design som möjligt. Därmed inleddes konstruktionen med att etablera vilka lagringar som behövdes för drivaxeln. För att välja dess krävdes en generell kraftanalys för att få en uppfattning om varifrån eventuella kraftpåverkningar kan komma.

<sup>2</sup> I en skvättsmörjning så roterar ett av kugghjulen ner i en stående volym av olja och drar med sig oljan upp för att skvätta runt det i huset.



**Figur 7.13** Krafter som verkar kring drivaxel.

Krafterna i Figur 7.13 illustrerar inte bara krockar utan kan även betyda att fordonet ska köra över en stubbe och i det läget så är det drivhjulet som först får bära fordonet över. Krafterna har även att göra med bandspänningen som finns i bandstället och ger en radialkraft verkandes på drivhjulen. Krockkrafterna från sidorna är inte fullt så vanliga, men uppstår med största sannolikhet vid sväng med mera. En kritisk designaspekt är kraften  $F_{pinjong}$  som illustrerar hur pinjongen och kronhjulet vid framåt drift försöker trycka ifrån varandra och därmed måste hållas isär. Det komplicerade i detta är att när maskinen ska backa och dreven roterar åt motsatt håll så kommer vänder kraftvektorerna och dreven kommer dras samman. En kraft som inte är illustrerad är värmeexpansionen. Som exempel så kan motorn startas i  $-20^{\circ}$  och sedan arbeta ha en arbetstemperatur på upp till  $80^{\circ}\text{C}$ . Detta är ett problem som brukar lösas genom användning av ett styrlager och frilager<sup>3</sup>. Då precisionskraven för vinkelväxeln är väldigt noggranna så skulle detta inte fungera utan kuggväxeln behöver styrlager på båda sidor om sig. För att lösa detta togs inspiration från det mest beprövade området där vinkelväxlar av denna typ används, axelväxeln på bilar. I majoriteten av fallen här används två stycken vinklade rullager, ett på var sida, i o-formation<sup>4</sup>. Detta då sammanställningen blir:

- Förlåtande vid vinklingar av axeln.
- Förlåtande vid värmeutvidgning.

<sup>3</sup> Styrande lagret låser axelns axiella rörelser, samtidigt som det tar upp radiella krafter. Frilageret kan löpa fritt i axiell led och endast ta upp radiella krafter. Detta ger axeln möjlighet att expandera utan att bygg upp inre spänningar.

<sup>4</sup> O-formation är när den sidan där rullarna möts på en större diameter på var lager är riktade mot varandra så att sett in snittvy från sidan bildar de ett o-mönster. Motsatsen är x-formation där dessa ytor pekar utåt.



- Enkel att shimsa<sup>5</sup>.

Nu när lagertyperna var etablerade behövde deras ungefärliga storlek för dem fastställas så att det med en relativ säkerhet kunde fastställas att de skulle få plats. Då det dimensionerande måttet för lagret är axeldiametern så söktes denna upp i en tidigare analys av skidbalken till HFT:n [7].

Needed shaft diameter (solid):

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow W = \frac{M}{\sigma_{Rp02}} \rightarrow d^3 = \frac{M \cdot 32}{\sigma_{Rp02} \cdot \pi} \rightarrow d^3 = \frac{F \cdot a \cdot 32}{\sigma_{Rp02} \cdot \pi}$$

$a = 100$  (approximated distance between force and outer sprocket bearing)

$\sigma_{Rp02} = 1000 \text{ MPa}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{736000 \cdot 100 \cdot 32}{1000 \cdot \pi}} = 91 \text{ mm}$$

**Figur 7.14** Beräkning av preliminär drivaxeltjocklek [7].

Då a-måttet i Figur 7.14 var relativ till lagerpositioneringen så skulle detta justeras i en iterativ process mellan lager- och axeldimensionering.

Nu när innerdiametern var fastställd så kunde ett lager väljas ut men för att inte fastna i en process med lagerdimensionering valdes samma lagertyp som används för drivhjulen längst fram på BvS10:ans skidbalk fast med den nya innerdiametern. Detta för att få dess ytterdiameter och bredd.

Utöver lager så behövdes nu tätningar för att hålla olja på insidan samtidigt som de höll damm och väta på utsidan. Här krävdes tre typer av tätningar:

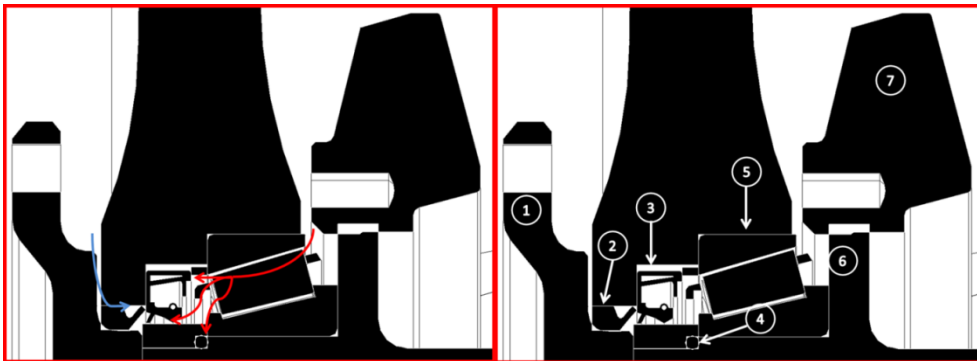
1. V-ring
  - a. Monteras mellan slutväxelhus och axel.
  - b. Tätar damm och väta utifrån.
  - c. Friktionstålig, roterar med axeln.
2. O-ring
  - a. Monteras mellan distans och axel.
  - b. Täta olja inifrån huset.
  - c. Ej friktionstålig, roterar med både distans och axel.

<sup>5</sup> Istället för att ha extrema produktionstoleranser används tunna distansringar vid monteringen för att justera lagren i axiell led och därmed uppnå det optimala greppet.

### 3. Låpptätning

- a. Monteras mellan slutväxelhus och distans.
- b. Tätar olja inifrån huset.
- c. Friktionstålig, monterad stilla mot

Nu när alla komponenter till axelväxeln var valda så modellerades de upp i CATIA för att där igenom mäta och bedöma om de fick plats och vilket utrymme som fanns för huset. I modelleringen utformades axeln och distanser lades till för att det skulle gå att montera.



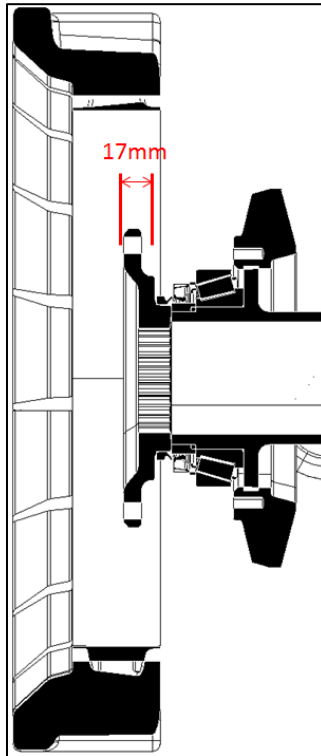
**Figur 7.15** Tätning av drivaxel. Den vänstra bilden illustrerar med röda pilar hur olja kommer inifrån och stoppas från att läcka ut medens den blå illustrerar hur väta och föroreningar blockas från att komma in. Den högra bilden redovisar de komponenterna, 1) Nav för drivhjul, 2) V-ring, 3) Låpptätning, 4) O-ring, 5) Vinklat rulllager, 6) Låpp på axel att skruva kronhjul mot och 7) Kronhjul.

Med alla komponenterna för drivaxelns funktionalitet modellerade, se Figur 7.15, kunde två slutsatser redan tas:

1. Drivhjulsnaget, (1) Figur 7.16, var 17 mm längre ut i förhållande till drivhjulen än vad de är på BvS10:an.
2. En omdesign kring kronhjulet krävdes.

Den första slutsatsen ger först den positiva effekten att a-måttet i Figur 7.14 blir mindre än väntat så axeln kommer kunna skalas ner. Negativa effekter beträffande kraftresultantens väg genom skruvförbandet och navets exponering uppkommer dock.

Den andra slutsatsen kommer utav att med nuvarande lösning så finns inget utrymme för att nå upp bakom kronhjulet med låppen på drivaxeln.



**Figur 7.16** Axiell förskjutning av drivhjulsnävet.

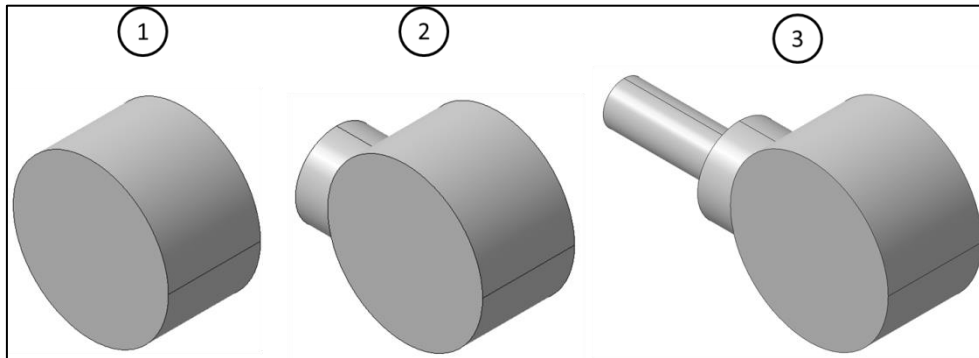
### 7.6.2 Konstruktion av slutväxelhus

Då de inre geometrierna var konceptuellt framtagna kunde självaste slutväxelhuset tas fram. Följande krav hade tagits fram för utformningen av huset:

- Produktionsavdelningen behövde kunna komma in rakt mot hålet där pinjonghuset skulle monteras för att kunna erbjuda de önskade toleranserna.
- Produktionsavdelningen behövde mycket mer utrymme för att kunna borra hålen till pinjonghusets skruvar.
- Det behöver vara oljetätt.
- Vid monteringen när kronhjul och pinjong ska shimsas mot varandra måste montören kunna se in i växelhuset och säkerställa att ingreppet mellan kugghjulen är rätt.

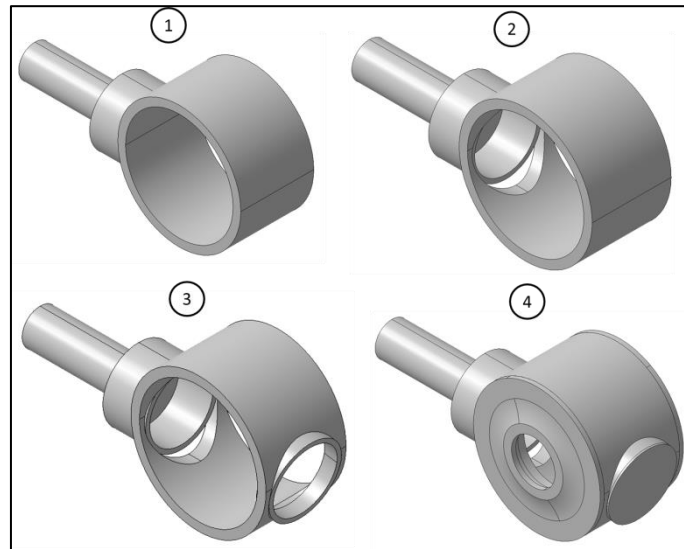
Den sista punkten skapar dilemmat att det inte skulle räcka med ett lock. Huset utformades först i moduler efter de dimensionerande måtten som var givna och lades till på motorhuset. Cylindern i steg 1 i Figur 7.17 är radiellt dimensionerad för att ge en godstjocklek av 20 mm och lämna tillräckligt med utrymme för de inre komponenterna. Godstjockleken valdes för att ge utrymme för skruvförbandet som skulle hålla sidorna på plats samt för att det krävdes hållfasthetsmässigt. I steg 2 togs ett yttre utrymme för pinjonghuset fram för att ge en godstjocklek av 7 mm efter

gjutkonsultens rekommendationer. I steg 3 tillades det rör som ska rymma den kraftöverförande axeln från motorhuset.



**Figur 7.17** visar uppbyggnad av slutväxelhusets yttergeometri.

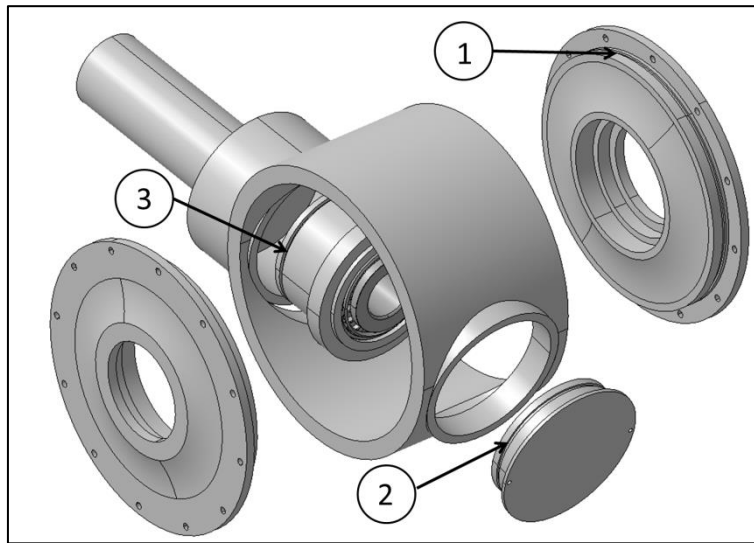
Vidare togs de inre geometrierna fram i Figur 7.18 i fyra steg. I steg 1 skapades ett inre utrymme där kronhjul med mera skulle få plats. Det ritades så att en radiell marginal fanns för kronhjulet att rotera. Radien begränsades även radiellt av pinjonghuset så att det hamnade utanför innerdiametern, se Figur 7.19. Som steg 2 togs det inre utrymmet fram för pinjonglagerhuset och axeln från motorhuset. Utrymme för pinjonglagerhuset var två cylindriska hål i olika nivåer för att kunna styra in lagerhuset, se mer i Figur 7.19. I steg 3 så skapades ett hål framifrån balken för att göra det möjligt att komma åt och bearbeta hålet för pinjonglagerhuset vid bearbetningen. Detta hål fyllde även funktionen att monteringen skulle kunna se in här igenom för att undersöka om ingreppet blev korrekt mellan kugghjulen. Teoretiskt sett kan detta lock kunna användas för byte av oljan i slutväxelhuset. Steg 4, illustrerar utformningen av locken för slutväxelhusets sidor och bearbetningshålet. Locken på sidorna är axiellt begränsade utåt av att de ska ge minst 10 mm spelrum för drivhjulen på utsidan och inåt för att de inte ska komma i kontakt med inre komponenter. Radiellt är de anpassade för att inte överskriva yttre radien som sattes i steg 1. De var även utformade i ytterkanterna för att kunna skruvas in från sidan samtidigt som de hade o-ringspår, se (1) Figur 7.19. Bearbetningslocket har begränsningen inåt huset att det inte får gå in i kronhjulet och utåt att det inte får komma i kontakt med drivbandet.



**Figur 7.18** Uppbyggnad av slutväxelhusets innergeometrier.

De geometrierna optimerades inte på samma sätt som det gjordes för motorhuset då det var mer yttre geometriska krav på slutväxelhuset och de skulle bli en mer hållfasthetsmässigt belastad del.

Som utformningsmässig avslutning krävdes en detaljutformning av de ingående komponenterna för verklig funktionalitet, som första steg oljetätades alla delar mot varandra. Som tidigare nämnt så rekommenderades o-ring då den av erfarenhet är den mest driftsäkra formen av tätning och då alla ytor som behövde tätas i konstruktionen var cirkulära så var o-ringar ett självklart val. Dessa användes på sex ställen, två för drivaxeln (se (4), Figur 7.15), två för yttersidan av sidolocken (se (1) Figur 7.19), en för bearbetningslocket (se (2) Figur 7.19) och en för pinjonghuset (se (3) Figur 7.19). På alla platser utom för drivaxeln kunde avskilda spår göras för o-ringarna för enklaste möjliga montering.



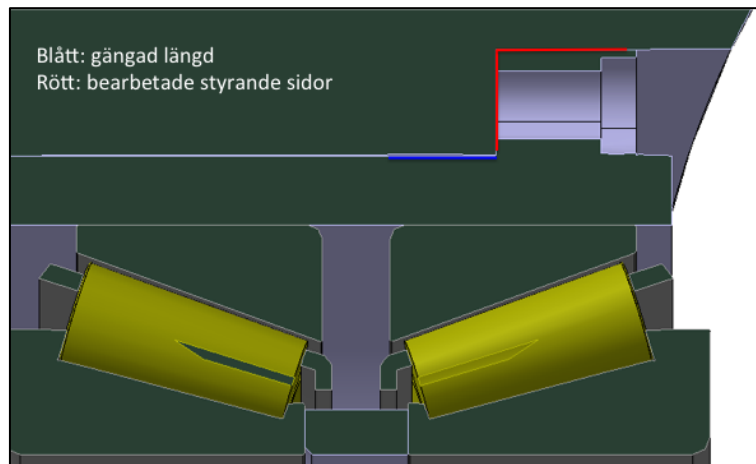
**Figur 7.19** O-ringsplaceringar slutväxelhuset, 1) sidolock, 2) bearbetningslock och 3) pinjonglagerhus.

Utöver detta behövde monteringen av pinjonghuset lösas på ett sätt som var tillverkningsbart och gav de önskade toleranserna för pinjongens position. Lösningen blev att istället för flera skruvar så gängades pinjonglagerhuset så att det skulle agera som en enda stor skruv. Detta skulle bli enklare för bearbetningen att framställa då de här kunde komma in rakt framifrån för att bearbeta och gänga. För att kunna leverera önskad precision så skulle en radiell och en axiell yta vara styrande, se Figur 7.20. En 20 mm lång M140 x 4<sup>6</sup>. För att socketen inte skulle skruva i eller ur sig själv vid drift på grund av överförd friktion från rullagren så skulle det låsas genom att ett hål borrades i gängan vid ett ställe och fylldes i med en plugg. Sidorna tänktes att de kunde fästas med exempelvis 12 stycken M8x20 8.8<sup>7</sup>.

---

<sup>6</sup> SS ISO 1715

<sup>7</sup> SS-EN ISO 4017



**Figur 7.20** Gängade och styrande ytor för pinjonglagerhuset.

Samma metodik valdes för bearbetningslocket med undantaget att här behövdes inga precisionsbearbetade ytor då det inte fanns några precisionskrav för locket fanns. Då locket har en diameter av 150 mm valdes en 15 mm lång M150x4<sup>8</sup>. Då inga toleranskrav skulle ställas på lockets förspänning så kunde förborrade hål användas med låsskruvar på var sida om locket.

## 7.7 Kompletta detalj

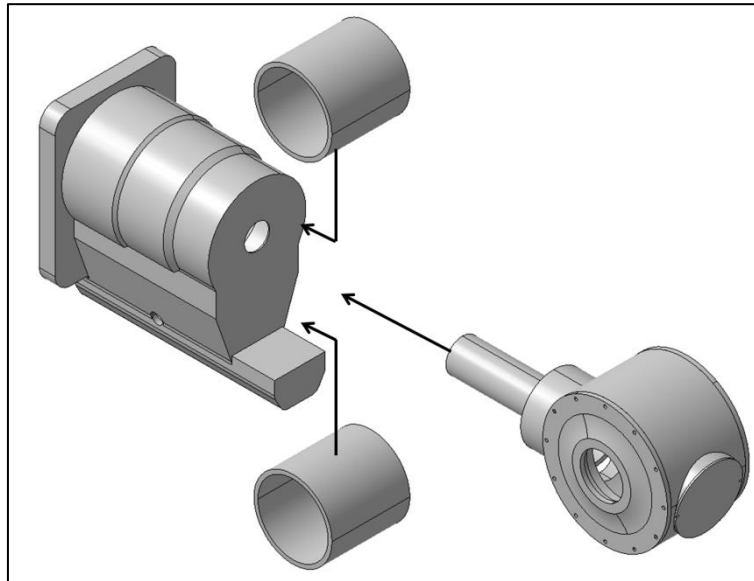
Efter att motorhuset och slutväxelhuset var konceptuellt framtagna så behövde de matchas ihop så att de klarade av följande:

1. Funktionella geometrier, exempelvis att skidan under skidbalken ska vända uppåt och möta slutväxelhuset.
2. Lastfall, exempelvis 5G-krock rakt framifrån.
3. Gjutning, ska kunna gjutas i ett stycke.

### 7.7.1 Konstruktion

Som ytterligare geometri, som varken hade behandlats i arbetet med motorhuset eller slutväxelhuset var utrymmet för hylsan till den första torsionsfjäders och hylsan för främre bärarmen, se Figur 7.21. Tanken är att istället för att svetsa fast dessa geometrier så gjuts de in i den kompletta detaljen och bearbetas sedan då resterande ytor ska bearbetas.

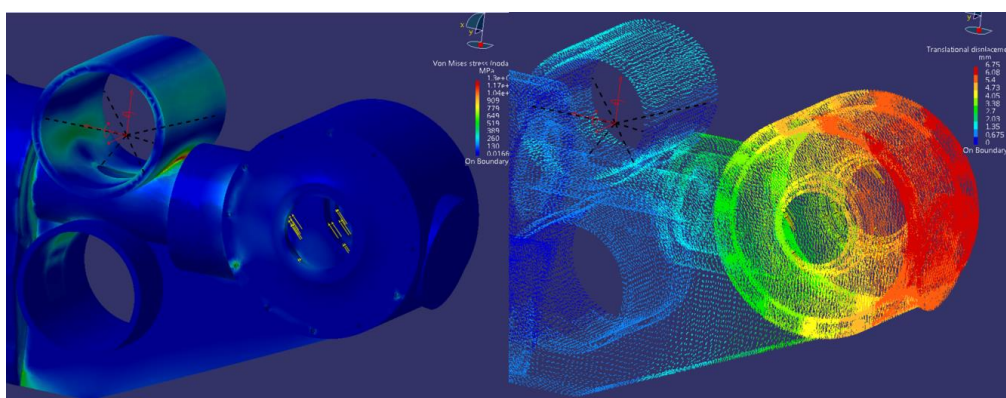
<sup>8</sup> SS ISO 1715



**Figur 7.21** Sammanställning av främre halvan av skidbalken. Det undre röret är för första hjulbasens torsionsfjäder och det övre röret är för främsta bärrarmen.

För att göra modellen som klarar de uppställda lastfallen kompletterades den undertill med ett spår som var samma bredd som den underliggande geometrin på motorhuset. Detta testades sedan med Lastfall 5 för att få en uppfattning om hur krafterna leds genom huset. De resulterande spänningarna på 1300 MPa i den övre bilden av Figur 7.22 anses för höga då gjutstålets sträckgräns ligger från 600 MPa och det är tydligt att röret för den främre bärrarmen behöver stöttas upp. I den undre bilden kan man se hur det området där axeln är placerad böjer uppåt med en sträcka av ca 3,5 mm i förhållande till pinjonghuset. Detta ses som riskabelt mycket då det får kronhjul och pinjong ur vinkel vilket som ger ett felaktigt ingrepp mellan dem. Istället för att greppa över hela kuggytan då blir kraften överförd på ett hörn. För att relatera utböjningen till mått så är flankspelet mellan kronhjul och pinjong är ca 0,3 mm och monterings toleransen för pinjong och kronhjul är  $\pm 0,05$  mm för respektive del i axiell led.





**Figur 7.22** FE-analys oförstärkt främre skidbalkshalva. 3,5G-krock framifrån i 45° vinkel uppåt.

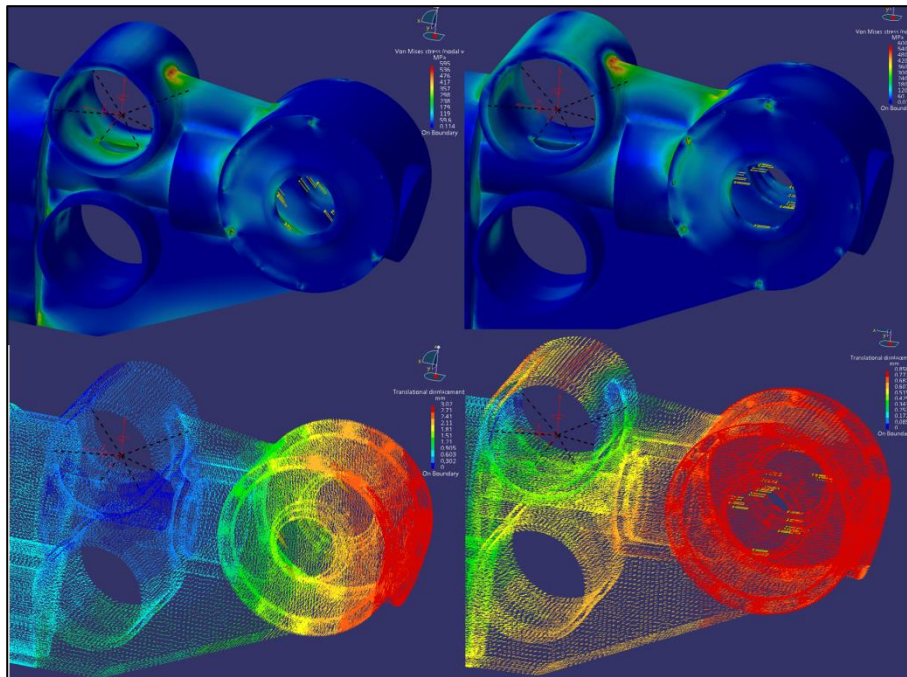
För att förbättra konstruktionen stärktes den med vad som kom att kallas nacken, vilket är tilläggsmaterial på ovansidan av drivaxeln och pinjonghuset. Ett flertal dimensioner på denna nacke testades för att få en tillräckligt styv konstruktion.

Först bör det kommenteras att spänningsskalorna i Figur 7.23 blev utdragna pga. att skruvhålen hade fått virtuella parts till utfyllnad istället för skruvar vilket som ledde till att hålens deformationer skapade väldigt stora spänningar. Därför användes ett topfilter (se Kapitel 2.5) som tog bort dessa spänningstoppar.

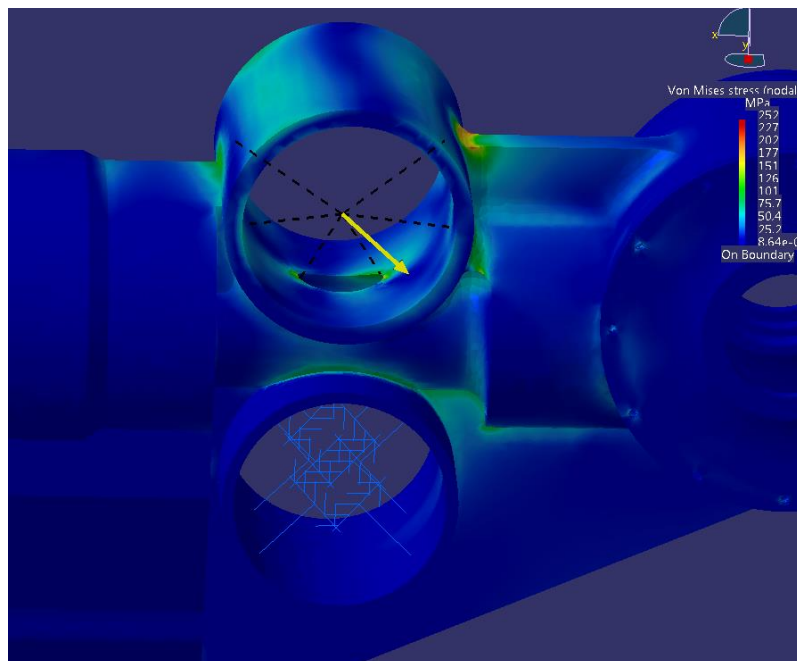
De största spänningarna i strukturen, se Figur 7.23, blev i mötet mellan infästningen för bakre bärramen och slutväxelhuset 600 MPa. Dessa är inom ramen för vad givna gjutstålet kan klara. Den relativa utböjningen mellan drivaxel och pinjonglagerhuset blir ca 2 mm, i lastfall 5. Det är troligtvis för mycket för en kuggväxel men då det inte går att säga hur mycket lager och axlar bidrar till styvheten och hållfasthetskraven redan var uppnådda genomfördes inga fler förstävningar.

För att försäkra sig om att konstruktionen skulle klara av eventuella utmattninglaster utfördes en simulering med Lastfall 9. Spänningarna i Figur 7.24 uppgick till hanterbara 252 MPa. Som kan ses i Bilaga C är detta lägre än de angivna gränserna och är därför hanterbart.

## 7 Främre halvan av skidbalken



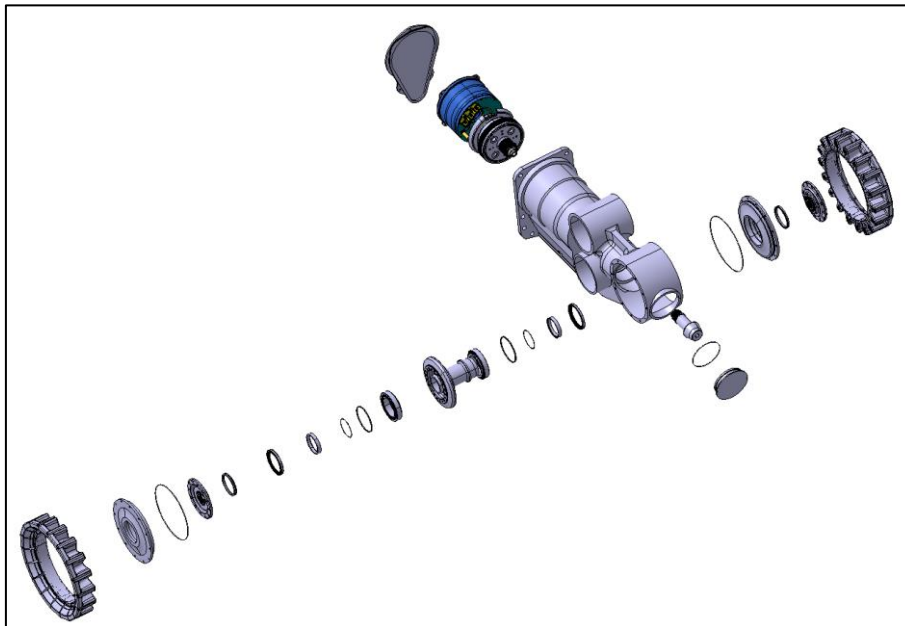
**Figur 7.23** FE-analys på förstärkt främre skidbalkshalva. Till vänster: 3G-krock i 45° vinkel. Till höger 5G-krock rakt framifrån.



**Figur 7.24** FE-Analys främre halva av skidbalken, utmattningslast.

### 7.7.2 Resultat

Slutresultatet av komponenterna tillsammans, exkluderat skruvar, visas i den sprängda vyn i Figur 7.25. Förslaget med de inre geometrierna tar hänsyn till de huvudsakliga karaktärerna hos drivningskomponenterna. För själva balken har hållfasthetsmässiga eftersträvningar med att använda rekommenderat gjutstål nåtts. För detaljkonstruktionen har de problemområden som initialt identifierats eliminerats, men i bristande kommunikation med gjutkonsulten finns det mer arbete att göra för att bestämma till vilken grad slugiltig design kan gjutas fram respektive vad som kommer att behöva bearbetas. Tanken är detta fall att godsets yttergeometrier nås direkt vid gjutning då inga särskilda yttoleranser behövs. Samma sak gäller utrymmet för oljan i motorhuset. Yttoleranser finns för vissa innergeometrier (splines, plattan till växeln, lager, tätningsytor m.m.) och dessa ytor måste därför maskinbearbetas. Då arbetet kretsat mycket kring utförandet på drivningskomponenterna och lite integration med gjutningskonsultation har skett finns det fortfarande utrymme för att hitta viktsparande geometrier.



**Figur 7.25** Delar i främre halvan av skidbalken.

### 7.7.3 Diskussion

I arbetet med främre skidbalken kom det bristande utförandet av drivningskomponenterna som en överraskning. Mycket av tiden för arbetet med främre halvan av skidbalken lades ner på drivningskomponenterna och mindre tid kunde därför läggas på själva gjutgodset. En grund att arbeta vidare på är i alla fall framtagna och de problemområden som har identifierats i detta arbete kan undvikas.

Vilken pump och elmotor till pumpen som skulle kunna komma att användas i motorhuset fanns inte framtagna. Inte heller om kanaler, rör eller slangar borde

användas för oljetransport mellan oljetråget och till elmotorn. Dessa detaljer begränsades därför bort arbetet i pga. tidsbrist och det har inte tagits fram hur dessa komponenter påverkar motorhusets utformning. Komponenterna har däremot funnits i åtanke och därför att motorhusets innergeometrier inte trimmats ner helt då utrymme har sparats för att kunna placera in dessa. Något som också måste göras är att placera in dräneringsplugg och eventuellt en magnetplugg för att förhindra att metallspån sugas in i pumpen.

Att kunna shimsa de olika lagren och kugghjulen var av största vikt vid utformningen av slutväxelhuset. Genom att införa detta kommer man kunna spara in väldigt mycket på bearbetningstoleranserna och därmed kostnaderna.

Problemet med kronhjulet, som visas som nummer (6) Figur 7.15, behandlades inte då det fanns så pass mycket osäkerheter kring det. Bland annat så kommer troligtvis axeln att vara mindre i slutprodukten vilket som leder till ett mindre lager och därmed utrymme för att nå upp från axeln bakom kronhjulet. En annan lösning är att använda ett kronhjul som skruvas från motsatt håll. Detta innebär dock att skruvarna ska själva hålla tillbaka kronhjulet istället för att flänsen ligger bakom och håller emot. Diametern för drivaxeln kommer som nämntes tidigare bli en iterativ process där den matchas efter avståndet mellan drivhjul och närmsta lager. När axeln blir mindre blir lagret mindre lagret kommer kanske kunna placeras på ett annorlunda sätt i förhållande till kronhjulet.

Den initiala lösningen för slutväxelhuset var att ha ett sidolock och bearbetningslocket, men detta ändrades efter en diskussion med produktionsavdelningen. De sa att de kunde leverera en mycket bättre koncentration om två identiskt svarvade lock användes så insidan av slutväxelhuset kunde bearbetas i ett drag. Då detta innebar en så pass stor vinst i precision så ansågs det värt den ökade mängden delar som det skulle innebära. Att slutväxelhuset därmed blev jämnstort hela vägen igenom gav potential för lösningar så som att ha en så kallad blöt broms på insidan som skulle fungera trots de inblandade vätskorna.

Idén med bearbetningshållet var något som överraskade oss med all sin potential. Initialt då placerades det bara där för att illustrera hur vi ville att bearbetningsverktygen skulle kunna komma åt, men efter ett tag insåg vi att det även kunde lösa problemet med att man vill kunna granska kuggingreppet efter monteringen. Då detta lock inte var i direkt kontakt med drivaxeln så kunde det öppnas och stängas utan att påverka kuggingreppet. Övrig potential som öppning för att byta olja innebar att den blev en väldigt viktig del konstruktionen.

## 8 Gränssnittet mellan balkhalvorna

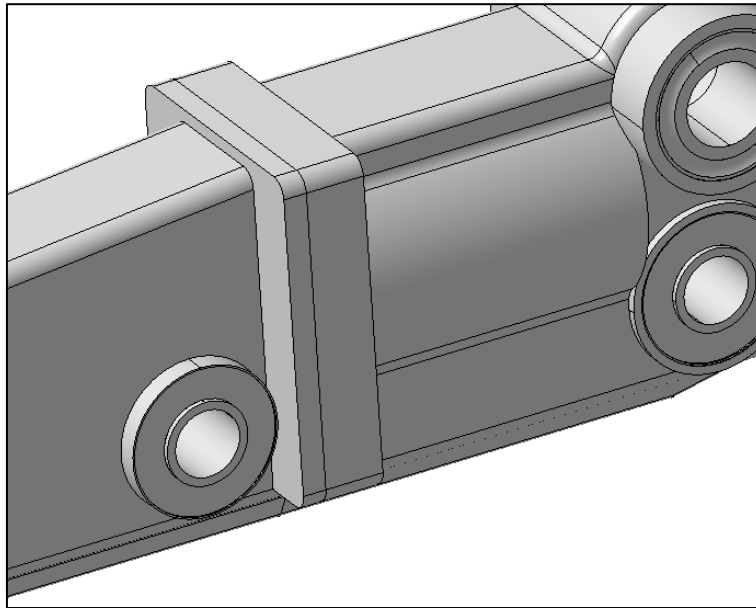
I detta kapitel presenteras detaljkonstruktionen för gränssnittet mellan balkhalvorna. En önskan av handledarna på företaget var att en konceptgenerering borde utföras för att undersöka om utförandet i det givna konceptet verkligen är den mest fördelaktiga lösningen. Utvärderingen av de framtagna koncepten i detta kapitel kommer resultera i att ett friktionsförband anses som mest fördelaktigt. Arbetet fortsätter då med att välja lämpliga lastfall att dimensionera skruvarna efter, ställa upp kraft- och momentjämvikter för förbandet och avslutningsvis ta fram den största dragkraften som verkar i en skruv. Med VDI 2230 [11] bestäms sedan vilken skruvdimension som är mest lämplig.

### 8.1 Syfte och mål

Det syfte gränssnittet ska fylla är att sammanlänka balkhalvorna med ett utförande som tillåter en enkel montering och service av drivningskomponenterna. Sammanfogningen ska dimensioneras så att det klarar angivna lastfall.

### 8.2 Utgångsläge

I det givna konceptet för skidbalken var gränssnittet mellan skidbalkshalvorna inte analyserad ur hållfasthetssynpunkt. Inte heller hade någon konceptgenerering utförts för vilka alternativa lösningar som finns. Balkhalvorna var i det givna konceptet tänkt att möta upp varandra genom två vertikala plana ytor. Ytorna utformas på vardera skidbalkshalva och monteras ihop med t ex skruvar, se Figur 8.1.



**Figur 8.1** visar hur gränssnittet i den givna CAD-modellen från sommarjobsprojekt var tänkt att utformas.

Då ingen officiell konceptgenerering var utförd i något tidigare arbete önskade handledarna på företaget att en sådan skulle genomföras för att se om den givna metoden verkligen var den bästa.

### 8.3 Krav och önskemål

#### A. Geometriska krav

1. Bandet ska vid maximal infjädring av pendelarmarna kunna glida längs undersidan av hela skidbalken utan att stöta på geometrier som kan generera onödigt slitage på bandet dvs. övergången mellan skidbalkshalvorna måste möta varandra på ett smidigt sätt.
2. Bredden på gränssnittet får inte vara i vägen för pendelarmarnas rörelse.
3. Infästningen ska ha en geometri som klarar framtagna lastfall.

#### B. Hållfasthetskrav

1. Skidbalken ska dimensioneras för utmattningslastfall.

#### C. Önskemål gällande produktion

1. Undvika specialverktyg.

#### D. Önskemål gällande montering

1. Undvika specialverktyg.

### 8.4 Konceptgenerering

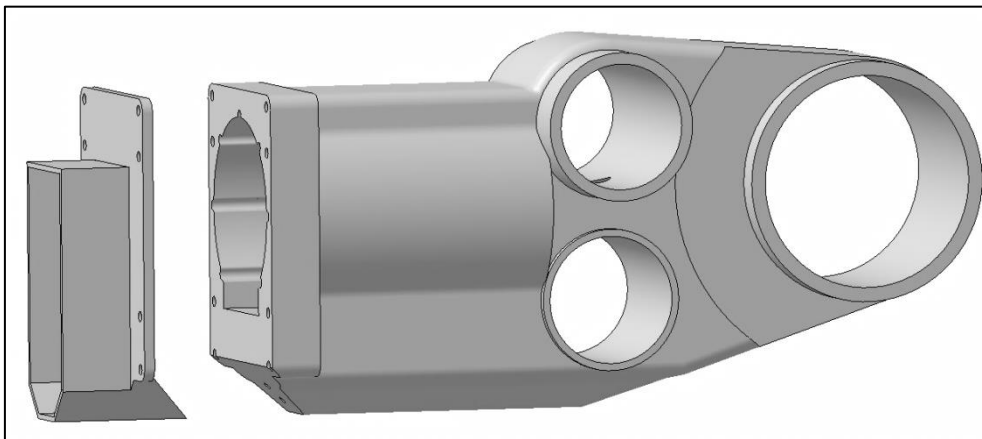
Idéerna till koncepten nedan togs fram av författarna och utvärderades sedan tillsammans med ett antal utvalda personer. Koncepten utformades så att vidden av lösningar skulle vara stor.

#### 8.4.1 Presentation av koncept

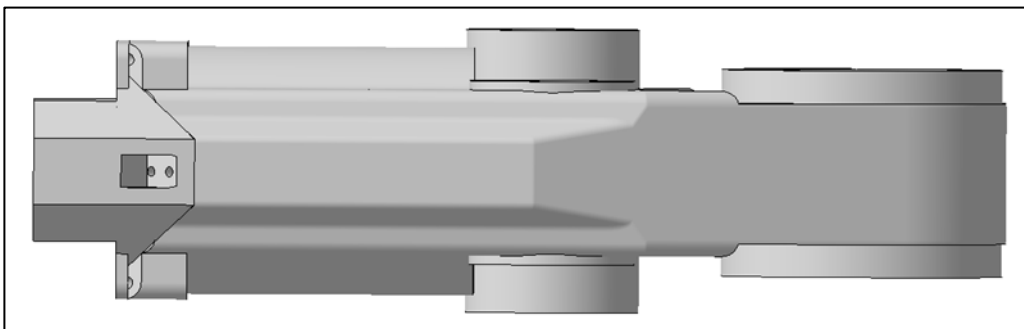
I detta avsnitt presenteras de koncept som låg till grund för utvärderingen av gränssnittet. Fokus ligger på utförandet av sammanfogningen mellan främre halvan av balken och den bakre halvan.

##### 8.4.1.1 Koncept 1

Första konceptet består i stort av två stycken delar, den bakre skidbalkshalvan och den främre, se Figur 8.2. Infästningen mellan dem är huvudsakligen tänkt att genomföras med skruvar. Undersidan av skidbalken får inte ha några utstickande geometrier så att onödig förslitning sker på bandet vid maximal infjädring av pendelarmarna. Därför har en insänkning utformats för att kunna skruva ihop delarna på undersidan utan att några skruvhuvuden sticker ut, se Figur 8.3.



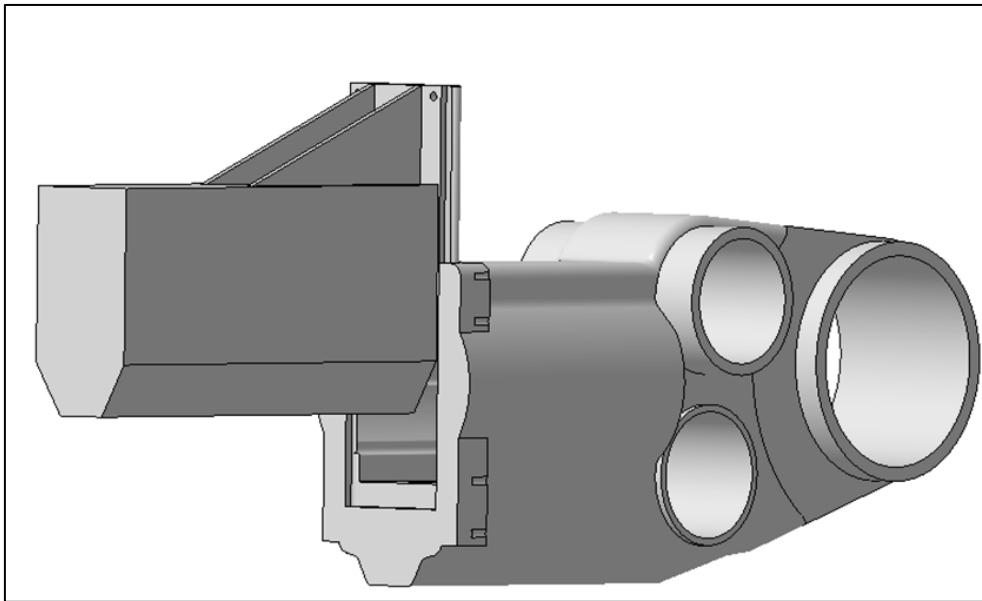
**Figur 8.2** visar koncept 1.



**Figur 8.3** visar koncept 1, undersidan av balken har en insänkning.

#### 8.4.1.2 Koncept 2

Koncept 2 bygger på att använda sig av ett spår för att fästa bakre skidbalkhalvan mot främre, se Figur 8.4. Tanken är att bakre halvan av skidbalken monterats i spåret ovanifrån och när den är nedtryckt styr man pinnar tvärs genom infästningen för att hindra att komponenterna kan röra sig upp och ner gentemot varandra.

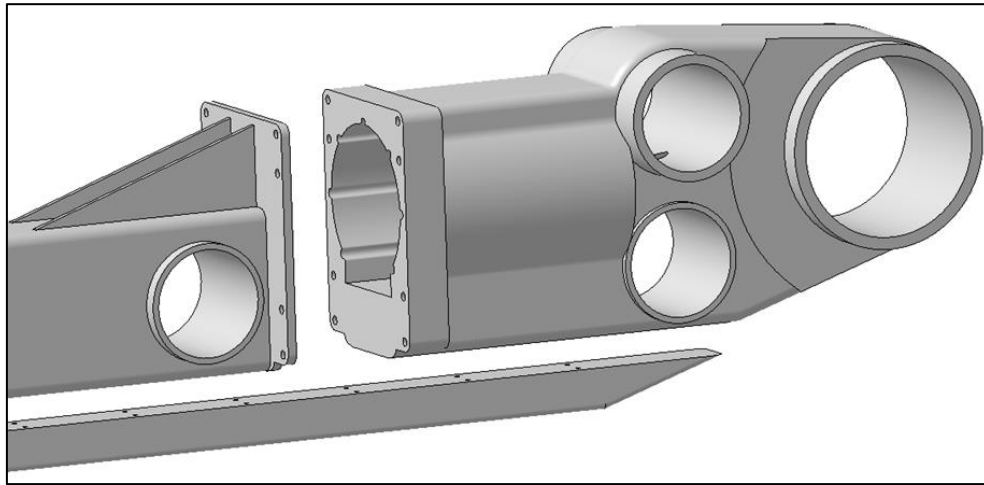


**Figur 8.4** visar utförandet av koncept 2.

#### 8.4.1.3 Koncept 3

Koncept 3 bygger på samma princip som koncept 1 (balkhalvorna fästes mot varandra med skruvar), men istället för insänkningen på undersidan införs en tredje komponent som kan sammanfoga nedre delen av skidbalkshalvorna, se Figur 8.5. Den tredje komponenten, skidan, är tänkt att skruvas fast mot balkhalvornas undersidor. Skidan är i detta koncept tänkt att vara i ett material med lägre densitet (t ex någon plast) för att eventuellt kunna spara vikt.

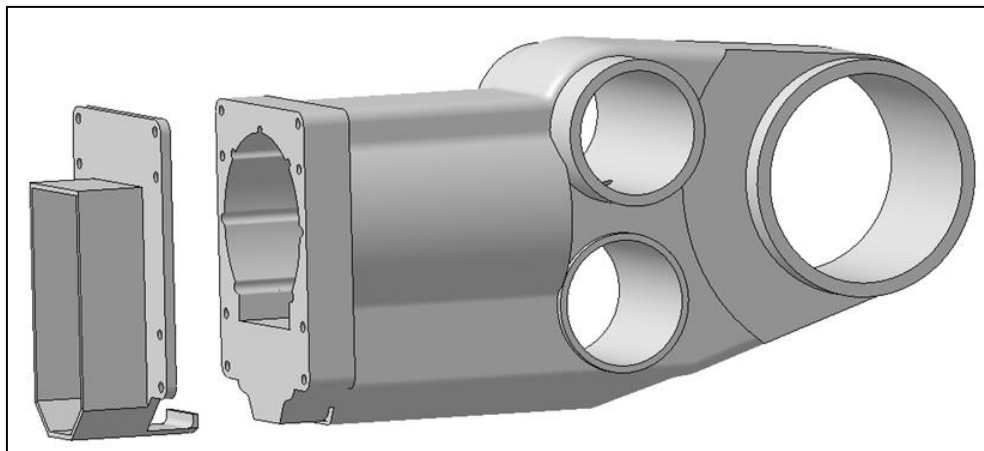




**Figur 8.5** visar utförandet av koncept 3.

#### 8.4.1.4 Koncept 4

Även koncept 4 (se Figur 8.6) bygger till stor del på koncept 1 dvs. ett vertikalt gränssnitt som huvudsakligen fästes med skruvförband. Sammanfogningen av undersidan mellan främre och bakre balken löses här genom att en hake som sitter på bakre balken hakar i ett spår i främre balken.

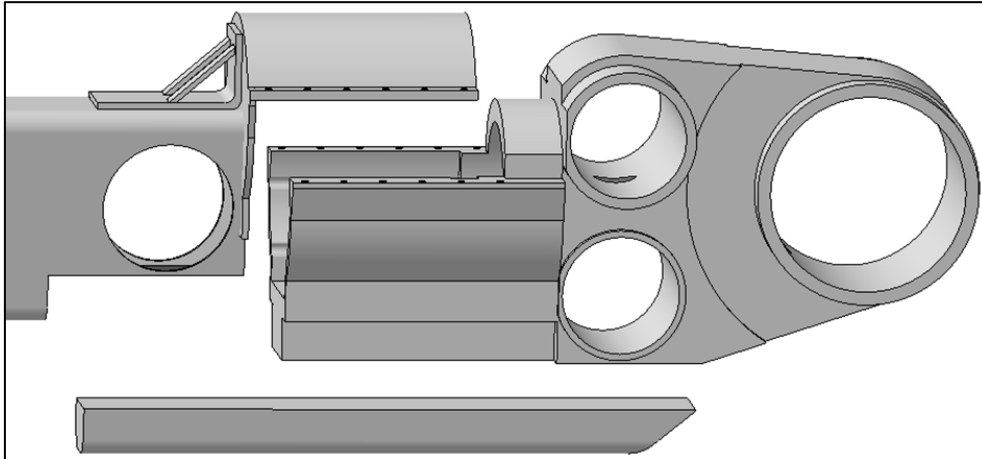


**Figur 8.6** visar utförandet av koncept 4.

#### 8.4.1.5 Koncept 5

Koncept 5 består i stora drag av tre stycken delar, en bakre del, en främre del och en skida. Största skillnaden från de tidigare koncepten med rakt gränssnitt är att här ligger gränssnittsytan horisontellt längs skidbalken, se Figur 8.7. Volym från främre skidbalkshalvan har tagits bort och på ovansidan ersatts med ett lock som är integrerad med den bakre skidbalkshalvan och på undersidan monteras en skida som sammanbinder främre och bakre skidbalksdelarna. Tanken med konceptet är att

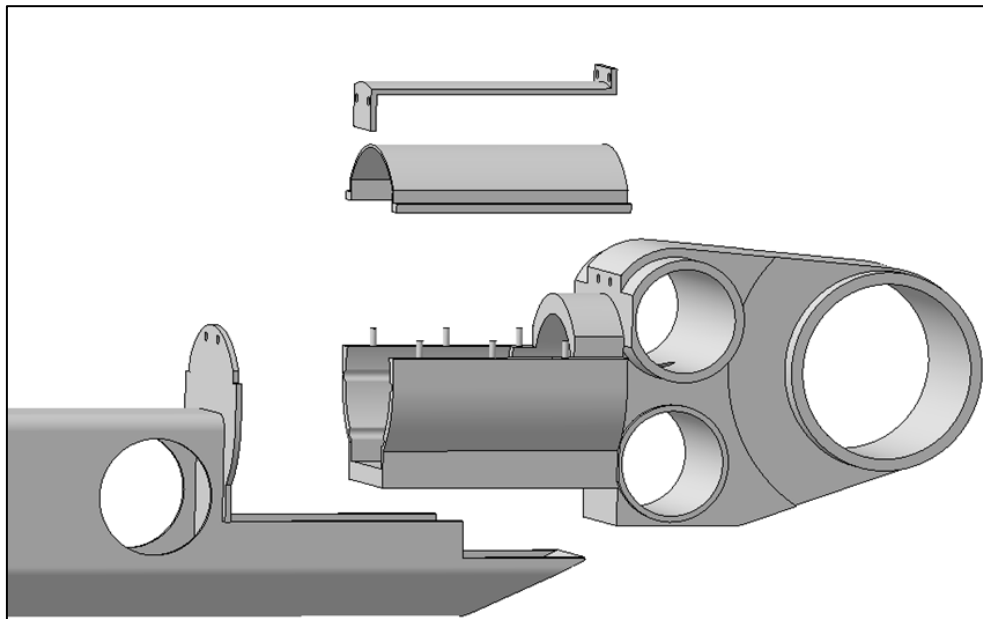
monteringen av drivningskomponenterna eventuellt kan underlättas. Skidan kan fästas med en permanent infästningsmetod, men då endast i främre eller bakre halvan eftersom balkhalvorna måste gå att sära på för att komma åt drivningskomponenterna. På andra halvan skulle i så fall skruvas fast som i koncept 3.



**Figur 8.7** visar utförandet av koncept 5.

### 8.4.1.6 Koncept 6

Koncept 6 är en variant av koncept 5 med en skillnad att mer volym har skalats av från den främre skidbalkshalvan, se Figur 8.8. Locket är i detta fall en enskild komponent. Att mer volym skalats bort på den främre balkhalvans undersida innebär att oljeträget måste placeras i den bakre halvan av balken. Den delen av bakre skidbalken som ska fästas på undersidan av främre balken måste fästas med en demonterbar infästningsmetod för att kunna komma åt motorn. Tanken med att skala av mer volym från den främre halvan av skidbalken är för att kunna spara vikt då utgångspunkten är att främre halvan är ett gjutgods och bakre av sammansvetsad plåt.



Figur 8.8 visar utförandet av koncept 6.

### 8.5 Konzeptutvärdering

Utvärderingen av presenterade koncept ovan gjordes genom att en utvald grupp fick en enkät som innehöll förklaringar och bilder av de olika koncepten. Till varje koncept gavs en poängmatris enligt Bilaga C. Poängsättningen räknades enligt Bilaga C. Innan enkäten skickades ut anordnades ett möte tillsammans med gruppen då tanken med koncepten diskuterades mer utförligt och förklaringar angavs på hur utvärderingen skulle gå till. Gruppen bestod av handledarna på företaget samt representanter från monteringsavdelningen och konstruktionsavdelningen.

Resultatet från utvärderingen kan ses i Tabell 8.1 nedan.

Tabell 8.1 visar resultatet från utvärderingen

Totalt antal poäng:	Koncept 1	Koncept 2	Koncept 3	Koncept 4	Koncept 5	Koncept 6
Monteringsvänlighet	20	15	20	18	11	12
Underhållsmöjlighet	18	10	17	14	10	11
Tillverkningskomplexitet	19	8	18	12	8	9
<b>Totalt:</b>	<b>57</b>	<b>33</b>	<b>55</b>	<b>44</b>	<b>29</b>	<b>32</b>
<b>Viktad summa:</b>	<b>18,81</b>	<b>10,89</b>	<b>18,15</b>	<b>14,52</b>	<b>9,57</b>	<b>10,56</b>
Risikfaktorer	-1	-3	-1	-2	-1	-1
<b>Totalt</b>	<b>17,81</b>	<b>7,89</b>	<b>17,15</b>	<b>12,52</b>	<b>8,57</b>	<b>9,56</b>

Exempel på kommentarer och risker som angavs för de olika koncepten kan ses nedan.

- Koncept 1 – det sneda planet kan driva kostnaderna vid tillverkning. Behöver man verkligen skruva undertill om man dimensionerar resterande skruvarna på ett korrekt sätt?
- Koncept 2 – spåret kan riskera att nötas ut vid användning av fordonet och demontering kan försvåras. Risk för spaltkorrosion och svårt att hitta bra tätningsytor.
- Koncept 3 – Glidskidan kan manglas så att skruvarna blir svåra att demontera. Glidskidans håller inte samman balkhalvorna om det var tanken.
- Koncept 4 – Haken kommer inte bli på det sätt det är tänkt, kommer inte stärka förbandet. Blir svåra toleranser för att haken ska bli bra. Gillar inte idén.
- Koncept 5 – Kommer bli mer maskinbearbetning för ett sådant utförande. Blir många tätningsytor. Många artiklar.
- Koncept 6 – Liknande kommentarer som för koncept 5.

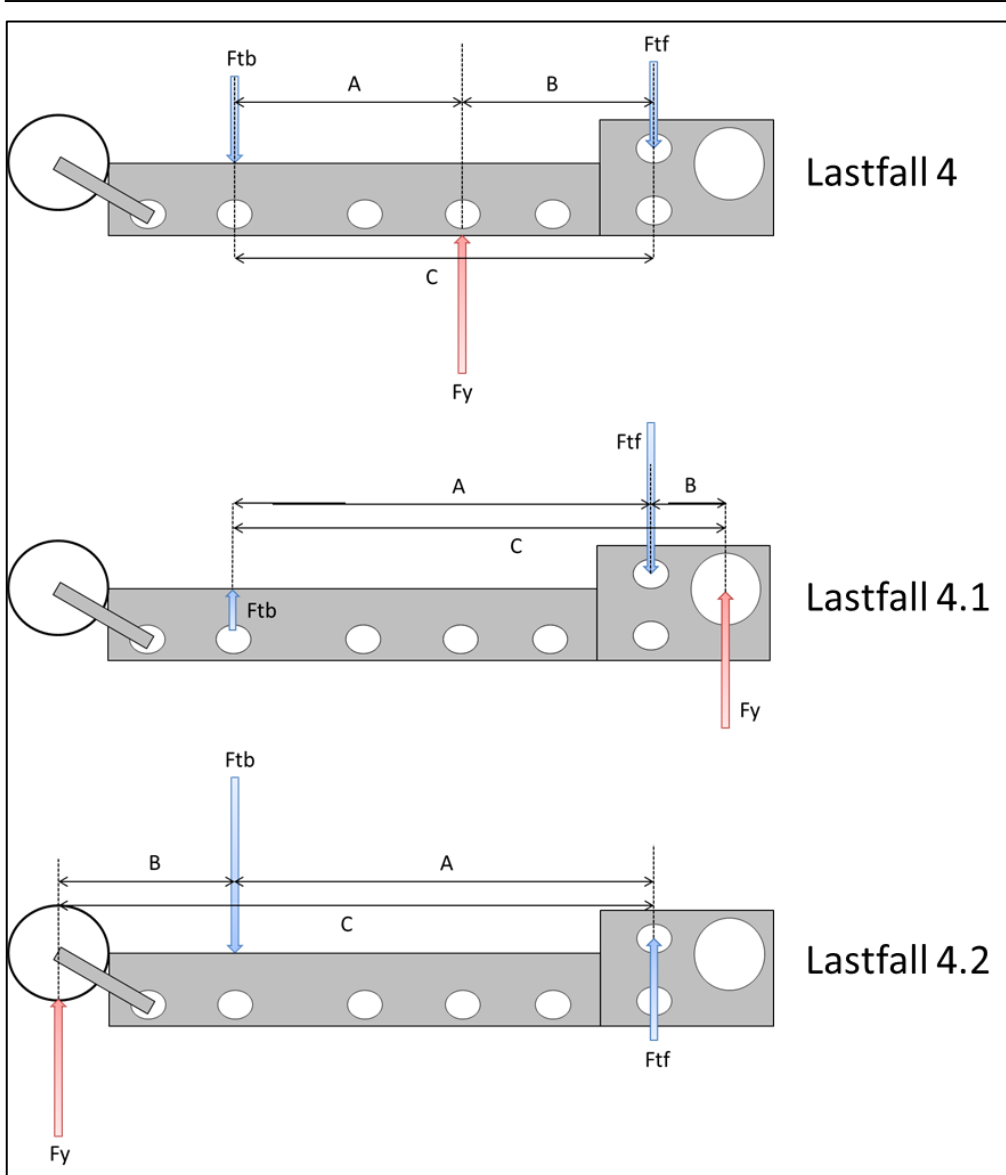
En generell åsikt som angavs för alla de koncept med plana vertikala gränssnitt var om det verkligen skulle behövas en stödgeometri undertill för att hålla ihop skidbalkshalvorna med skruvar. Koncept 1 var det som fick mest poäng från utvärderingen i Tabell 8.1, men koncept 3 var inte långt efter. I båda fallen utformades de extra geometrierna med tanken att de skulle förhindra att balkhalvorna skulle säras ifrån varandra på undersidan. Tillsammans med handledarna på företaget bestämdes det att bortse från stödgeometrier och undersöka om två plana vertikala plan kan fästas mot varandra med friktionsförband.

### 8.6 Dimensionering av friktionsförband

I arbetet med dimensioneringen av friktionsförbandet användes metodiken VDI 2230 [11]. Innan den kunde användas var den största dragkraften som verkar i en skruv tvungen att tas fram. Anledningen till att dragkraften är dimensionerande för skruvarna är för att i ett friktionsförband ska alla tvärkrafter tas upp i förbandet dvs. inga tvärkrafter ska verka i skruven.

#### 8.6.1 Kraftanalys

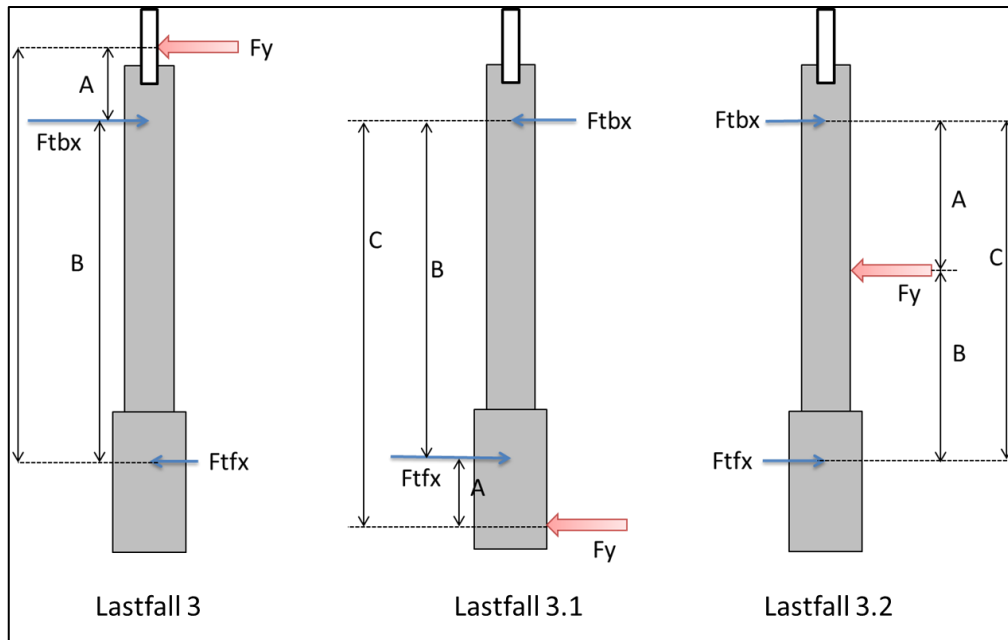
För att veta vilka skruvdimensioner som friktionsförbandet mellan främre och bakre balkhalvan behöver gjordes en statisk kraftanalys av förbandet. Kraftanalysen utförs tvådimensionellt och lastfallen som användes var de som antogs ske med högre frekvens då de genererar en utmattninglast. De mest extrema ansågs ske i så pass låg frekvens att de inte genererar någon utmattning och i de extrema fallen tillåts plastisk deformation av skruvarna. Säkerhetsfaktorer är inräknade i de olika lastfallen och därför kommer inga ytterligare säkerhetsfaktorer att läggas på i beräkningen. Det var utifrån sex stycken lastfall som de dimensionerande krafterna togs fram. De sex lastfallen ser ut enligt Figur 8.9 och Figur 8.10.



**Figur 8.9** visar de lastfall som används i dimensioneringen av friktionsförbandet mellan skidbalkshalvorna.  $F_{tb}$  är reaktionskraften i den bakre bäarmen,  $F_{tf}$  är reaktionskraften i den främre bäarmen och  $F_y$  är den yttre kraften som verkar på fordonet.

Lastfall 4 är ett av lastfallen som presenteras i avsnitt 3.X.X. Utifrån det lastfallet utvecklades två nya lastfall. Den yttre kraften ( $F_y$ ) som verkar i lastfall 4 antas kunna verka på punkter längst med hela undersidan av skidbalken och inte endast på tredje bärhjulsbasen som i lastfall 4. Det innebär att lastfall 4 kommer delas in i tre beräkningar, lastfall 4 a) den yttre kraften ( $F_y$ ) verkar på andra bärhjulsbasen, lastfall 4 b) den yttre kraften ( $F_y$ ) verkar på den tredje bärhjulsbasen och lastfall 4 c) den

yttre kraften ( $F_y$ ) verkar på den fjärde bärhjulsbasen. Sedan kommer lastfall 4.1 och 4.2 att beräknas.



**Figur 8.10** visar de lastfall som används i dimensioneringen av friktionsförbandet mellan skidbalkshalvorna.  $F_{tbx}$  är den reaktionskraft som tas upp av bakre bärmarmen,  $F_{tfx}$  är den reaktionskraft som tas upp av den främre bärmarmen och  $F_y$  är den yttre kraften som verkar på skidbalken.

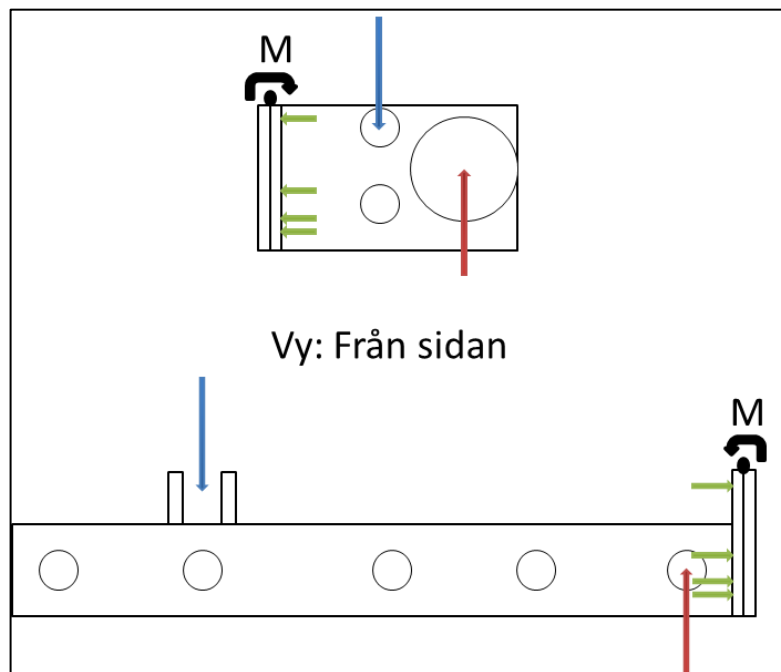
Lastfall 3 är ett av lastfallen som presenteras i kapitel 3. Av samma orsak som för lastfall 4 utvecklades två nya lastfall från lastfall 3, lastfall 3.1 och lastfall 3.2. Lastfall 3.2 kommer att delas in i tre beräkningar, lastfall 3.2 a) den yttre kraften ( $F_y$ ) verkar på den andra bärhjulsbasen, lastfall 3.2 b) den yttre kraften ( $F_y$ ) verkar på tredje bärhjulsbasen och lastfall 3.2 c) den yttre kraften ( $F_y$ ) verkar på den fjärde bärhjulsbasen.

En kraftjämvikt ställdes upp för respektive lastfall och resulterade i krafter enligt Tabell 8.2. Gällande lastfall 4 och 3.2 som innehöll flera scenarion redovisas krafterna från det scenario som genererade störst moment i tvärsnittet, se uträkning i Bilaga D.

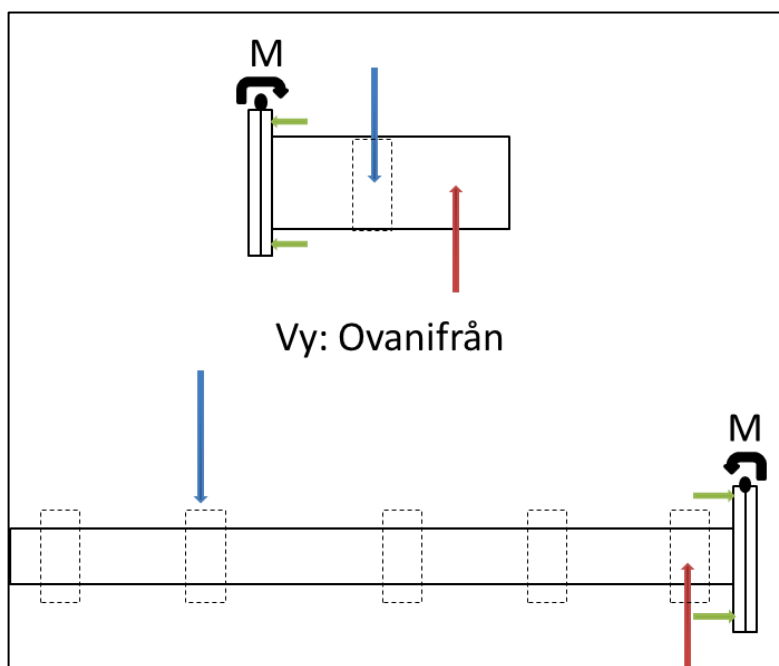
**Tabell 8.2** Reaktionskrafterna för de olika lastfallen.

	Lastfall 4	Lastfall 4.1	Lastfall 4.2	Lastfall 3	Lastfall 3.1	Lastfall 3.2
Fy (kN)	150	150	150	112,5	112,5	112,5
Ftb(x) (kN)	44,5	25	208	156,3	19,3	79,1
Ftf(x) (kN)	105,5	175	58	43,8	131,8	33,4

Utifrån ovanstående kraftjämvikter sattes momentjämvikter upp i gränssnittet för att undersöka vilket moment som skruvarna måste hålla emot med för att det inte ska bli någon glipa mellan skidbalkshalvorna. Skruvar ska väljas så att de oavsett lastfall håller balkhalvorna tätt sammanfogade. Momentjämvikten togs ut från en uppställning enligt **Figur 8.11** och Figur 8.12.



**Figur 8.11** visar hur momentjämvikten kring förbandet ställdes upp för lastfall 4, 4.1 och 4.2. Blå pil illustrerar reaktionskraften från bärrmen, röd pil illustrerar den yttre kraften och gröna pilar illustrerar krafterna från skruvarna.



**Figur 8.12** visar hur momentjämvikten kring förbandet ställdes upp för lastfall 3, 3.1 och 3.2. Blå pil illustrerar reaktionskraften från bärarymen, röd pil illustrerar den yttre kraften och gröna pilar illustrerar krafterna från skruvarna.

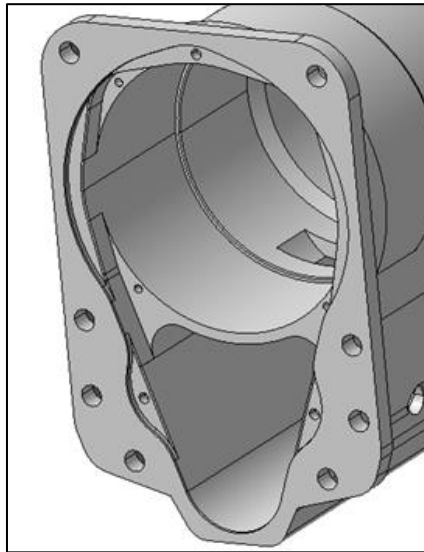
I Tabell 8.3 visas hur stort moment skruvarna måste hålla emot med för att ingen glipa ska uppstå mellan skidbalkshalvorna. Uträkningen kan ses i Bilaga C.

**Tabell 8.3** Momentet som skruvarna måste hålla emot med.

	Lastfall 4	Lastfall 4.1	Lastfall 4.2	Lastfall 3	Lastfall 3.1	Lastfall 3.2
Moment (kNm)	- 54,1	43	29,9	22,5	32,3	- 40,6

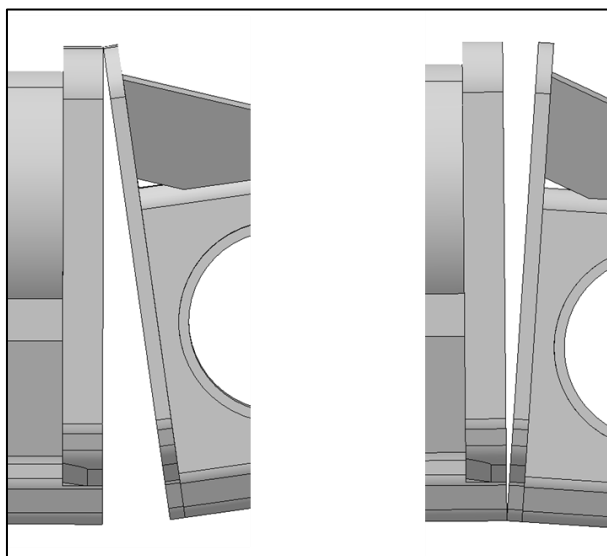
Utifrån momenten redovisade i Tabell 8.3 ska dragkrafterna som verkar i skruvarna tas fram. För att kunna göra detta måste skruvarnas placering antas. I CAD-modellen för den främre halvan av skidbalken placerades åtta godtyckliga hålgeometrier på så stora avstånd från centrum som möjligt, se Figur 8.13.





**Figur 8.13** visar hur hålen för skruvarna placerades ut i CAD-modellen för den främre halvan av skidbalken.

Momenten som redovisas i Tabell 8.3 behöver inte alla användas i beräkningarna för vilka dragkrafter skruvarna måste klara. Lastfall 4 genererar ett moment som ser ut som bilden till höger i Figur 8.14 medan lastfall 4.1 och 4.2 genererar ett moment som i bilden till vänster i Figur 8.14. Då lastfall 4 är ensam bland lastfallen att generera ett moment med momentaxeln på nedre sidan kommer det momentet att användas i fortsatt beräkning. Av de lastfallen som får momentaxeln på övre sidan är det lastfall 4.1 som genererar det största momentet och kommer därför att användas i fortsatt beräkning. För lastfall 3, 3.1 och 3.2 spelar det ingen roll vilken sida av skidbalken momentaxeln ligger då skruvarna sitter symmetrisk på var sida. Det blir där med momentet som lastfall 3.2 genererar som används för vidare beräkning då detta moment är störst.



**Figur 8.14** visar två olika moment punkter sett från sidan av skidbalken.

Den maximala dragkraften som uppkommer i en skruv för respektive lastfall redovisas i Tabell 8.4. Uträkningen av dessa kan ses i Bilaga E.

**Tabell 8.4** Maximala dragkraften som verkar i en skruv.

	Lastfall 4	Lastfall 4.1	Lastfall 3.2
Max. dragkraft (kN)	46,8	24,8	48,5

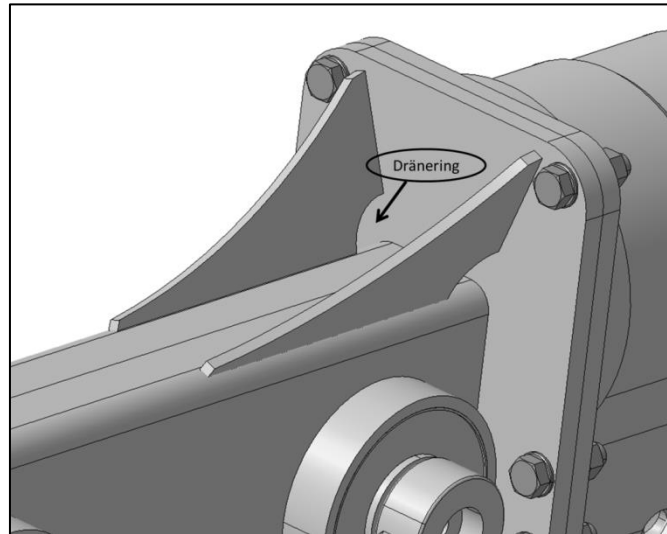
Den dimensionerande dragkraften som verkar i en skruv kommer från lastfall 3.2 och är 48,5 kN. VDI 2230 [11] användes som metod för att välja skruvdimension. Metoden ger en approximativ bestämning av skruvdimensioner. Med indata att den dimensionerande kraften verkar axiellt på skruven, är en koncentrisk och statisk last och monteringsmetoden är kalibrerad precisionsmomentstyrning blir resultatet att en M20 8.8 kan användas.

### 8.7 Fläns för skruvförband

Enligt kompendiet Skruvförband [13, s.4] kan flänstjockleken  $h$  väljas som  $h = 2 \times t$ , där  $t$  är tjockleken på väggarna. Plåttjockleken för bakre halvan av skidbalken är 7 mm och en fläns bör därmed väljas till 14 mm. Godstjockleken på den främre halvan av skidbalken varierar men här utgicks det ifrån att den genomsnittliga godstjockleken ligger på cirka 10 mm. En flänstjocklek bör därmed väljas som är 20 mm. Då förbandet inte är starkare än sin svagaste länk dimensioneras båda flänsar med en tjocklek på 20 mm.

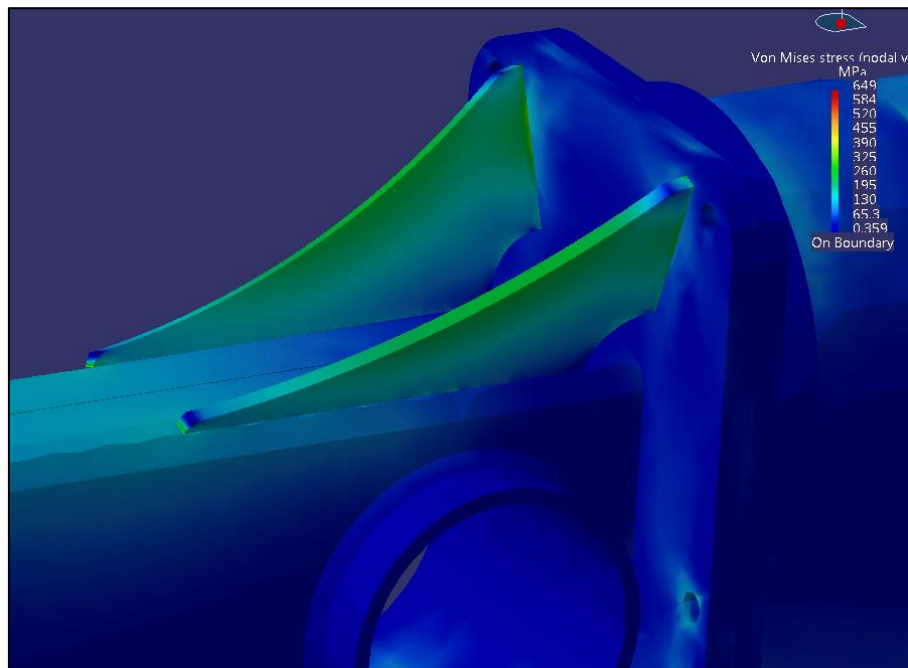
I frånvaro av möjligheter för att göra en fullgod analys av skruvförbandet så kan inte stålqualiteten och slutgiltig dimension av flänstjockleken fastslås. För att fästa flänsförbandsplattan mot den bakre halvan av skidbalken så erhöles i diskussion med

en svetsspecialist på företaget informationen att en halv V-fog med kälsvets skulle bli den bästa lösningen. Då flänsförbandsplattan var mycket högre än den bakre halvan av skidbalken så behövdes stag för att den inte skulle vika sig. Som man kan se i Figur 8.15 så fick den inre hål mot plattan för att förhindra att vatten blir stående i hörnet och oxiderar metallen. Storleken på hålen är väl tilltagen för att det ska vara möjligt att komma åt på insidan och svetsa. Ändarna har också gjorts trubbiga för att de ska bli enklare att svetsa mot.



**Figur 8.15** Stärkande stag för flänsförbandsplatta.

Den lätta krökningen på stagen är ett erfarenhetsdrag som kom fram i diskussion med beräkningsavdelningen. Enligt dem så hade spänningarna blivit för höga i stagen om de hade gjorts raka så om genom att ge dem en krökt form så blev de mer flexibla. Som verifiering av stagens hållfasthet genomfördes analyser med olika lastfall, det som gav de högsta spänningarna var lastfall 5. Spänningarna i stagen i Figur 8.16 uppgick till 330 MPa vilket som betyder att teoretiskt sett skulle ett Domex 420 räcka. Dock så kan inte detta beslutas då en analys med ett skruvförband behöver göras istället för som i denna modellering där ytorna satt samman i med virtuella delar i skruvhålen.



**Figur 8.16** FE-Analys av stag till flänsförbandet.

### 8.8 Resultat

Som slutgiltig lösning valdes ett vanligt platt friktionsförband mellan främre och bakre skidbalkshalva. Förbandet består av 8 stycken M20x75 8.8 flänsskruvar i ett symmetriskt mönster på båda sidor om skidbalken. Flänsförbandsplattan är utskuren ur 20 mm stål och förstyvad av två stycken 10 mm stag i längsgående riktning på balken.

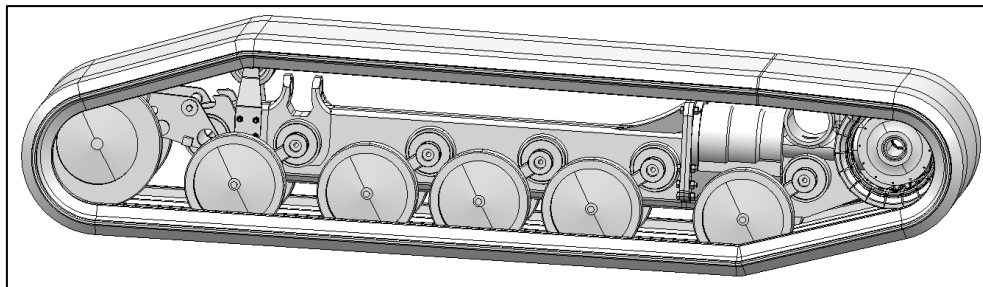
### 8.9 Diskussion

Metoden som användes för dimensioneringen av skruvarna är en approximativ bestämning och att flänsen ska dimensioneras efter  $h = 2 \times t$  är en riktlinje. Infästningen mellan skidbalkshalvorna kan därför inte ses som slutgiltigt bestämda då djupare hållfasthetsanalyser bör utföras för att se hur spänningarna i förbandet ser ut vid de olika lastfallen. Då CATIA V5 GAS hade problem med att hantera skruvarna i förbandet fanns det inte tid för simuleringar i detta arbete.

En intressant aspekt som framkom i diskussion med beräkningen var att stagen till flänsförbandsplattan inte skulle vara raka då spänningarna skulle bli för höga i dem. Detta var en oväntad vändning då tanken med stagen var just att styva upp. Det som beräkningen kunde förutse var hur de skulle bli för styva i förhållande till resterande konstruktion.

## 9 Resultat

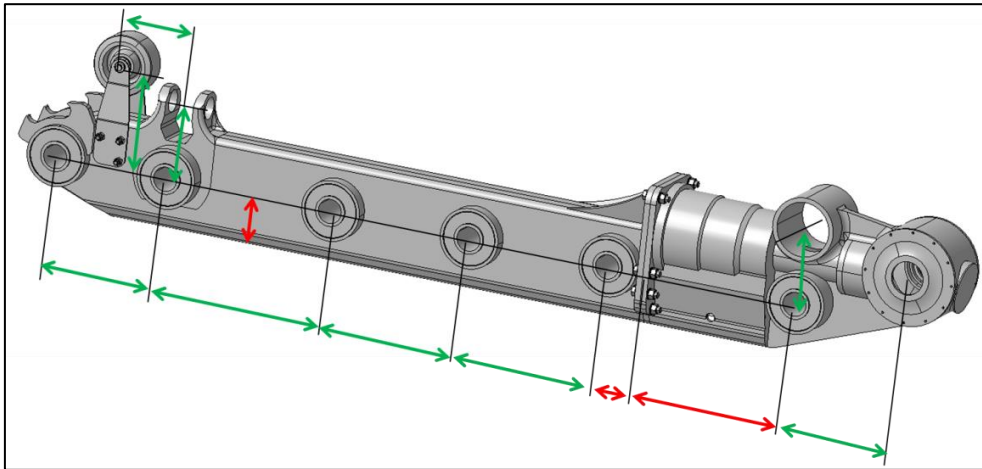
Syftet med projektet var att utifrån en konceptuellt framtagen av modell en skidbalk där hänsyn endast var tagen till funktionella geometrier detaljkonstruera en tillverkningsbar produkt. En som klarar av de hållfasthetsmässiga målen som ställs på skidbalken och dess ingående komponenter. Efter att gått igenom processen med dessa två delmål erhöles följande resultat, se Figur 9.1.



**Figur 9.1** Sammanställt slutgiltigt resultat.

Den totala massan för skidbalken exklusive band, och svetsar hamnade på 781 kg. Då självaste bandets preliminära vikt ligger på 300 kg hamnar den sammanställda vikten av de fyra skidbalkarna med 4324 kg. Detta är 28,8 % av den totala fordonsvikten.

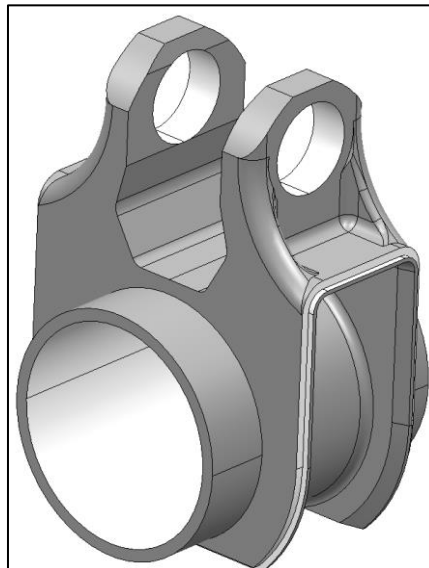
Bandstället har blivit 25 mm högre än den ursprungliga designen på grund av kravet på avstånd mellan utskurna hål och bockningslinjen på den bakre halvan av skidbalken. Detta innebar också en realhöjning från marken för bärarmsinfästningarna på 25 mm. Även torsionsfjädrarna höjdes med denna höjd men detta komparerades med att pendelarmarna fick en mindre vinkel mot marken och därmed behöll pendlingsvägen. Bandstället blev även 20 mm längre, i förhållande till den givna modellen, för att skruvförbandet skulle bli hållfasthetsmässigt funktionellt. Plattan som svetsas mot den bakre halvan av skidbalken, för rollen som skruvförband, behövde ett utrymme mellan sig och den andra torsionsfjädern för att det skulle vara möjligt för produktionen att komma mellan och svetsa. I Figur 9.2 illustreras med röda pilar de funktionella geometrier som överskreds i utformningen av skidabalken. Mått som inte illustreras i Figur 9.2 är bland annat de kring spännhjulet (se Figur 2.13) och attackvinkeln (kapitel 2.2.1) dessa behölls oförändrade.



**Figur 9.2** Resultat för geometriska begränsningar skidbalken. Gröna pilar visar mått som hölls medens de röda symbolisera de som förändrats.

### 9.1 Infästningen för den bakre bärrarmen

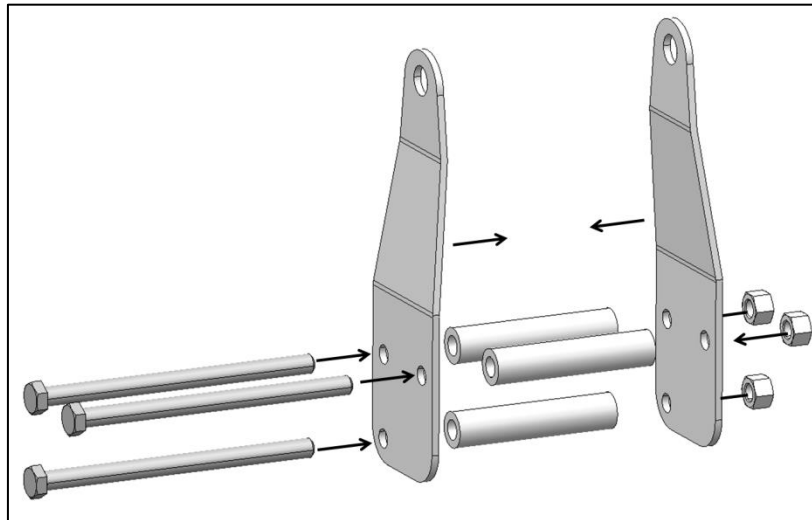
Blev en integration mellan det tillhörande röret för torsionsfjäders och infästningen själv. Den stärktes i färdriktningen med stag för att klara av den magnituden av laster den kommer utsättas för. Som det preliminärt var förväntat av den så blev det ett solitt gjutgods (25CrMo4) som efteråt kommer bearbetas för att hantera yttoleranser, se Figur 9.3.



**Figur 9.3** Infästningen för den bakre bärrarmen. Ljusa ytor kommer bearbetas för att uppnå önskad ytfinhet.

### 9.2 Infästningen av stödrullen

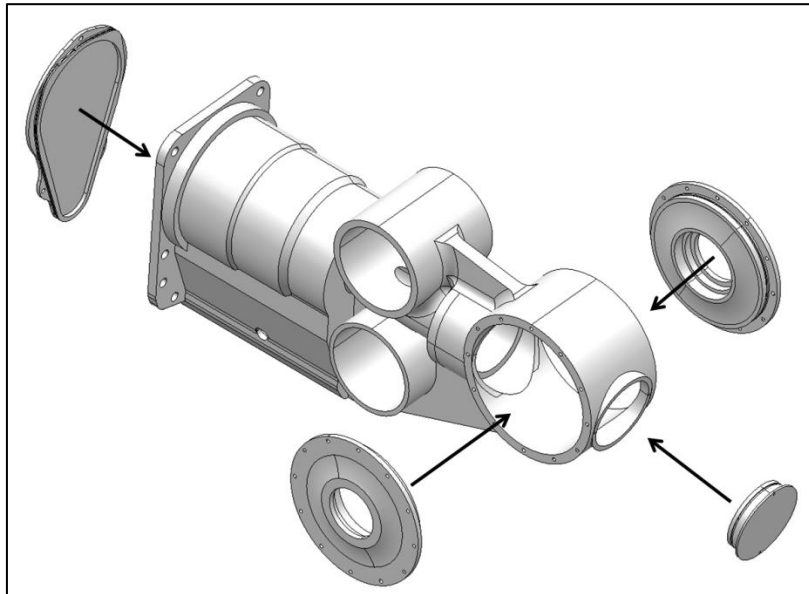
Infästningen för stödrullen (Figur 9.4) blev en enkel design med en, Domex 420 MC, plåt på var sida som var bockad inåt mitten på balken då stödrullen, till skillnad från på BvS10:an som var bockad utåt, var smalare än balken. Detta gav en bra stabilitet och tunnare plåtar kunde användas. Stödrullen skulle sedan fästas i balken med hjälp av tre stycken M6S 18x180 10.9 skruvar. Rören mellan plåtarna svetsas fast i skidbalken för att ge infästningen av stödrullen ett stadigt grepp i denna.



**Figur 9.4** Infästning av stödrullen till HFT. Sprängd vy.

### 9.3 Främre halva av skidbalken

Den främre halvan av skidbalken är en komplex del som blev uppdelad i flera delkomponenter. Luckan till motorhuset, i det övre högra hörnet av Figur 9.5, kommer till att tillverkas genom bearbetning av en plåt i fleroptionsmaskinen. Resterande tre lock kommer till att svarvas fram. Den centrala komponenten kommer till att sandgjutas med sandkärnor för de ihåligheter som den har.



**Figur 9.5** Sprängd vy av den främre halvan av skidbalken.

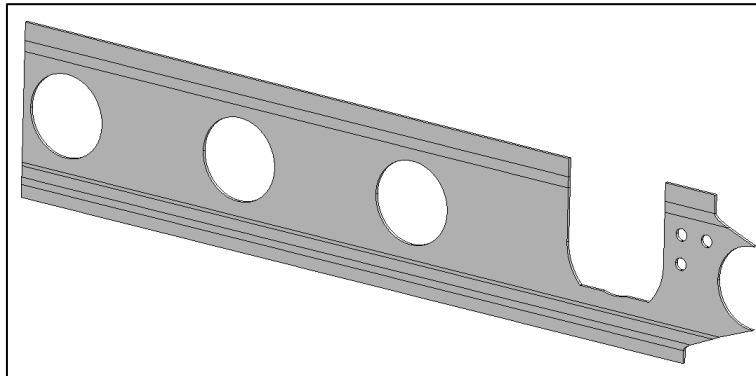
Generellt sätt så kommer alla ytor som är i direkt kontakt med motor eller växlar till att bearbetas för att ge en säker koncentricitet. Även slutväxelhuset kommer till att fräsas ur med en fräs av motsvarande diameter för att garantera koncentriciteten för sidolockets och därigenom drivaxeln.

Hålet för torsionsfjäders till första pendelarmarna kommer behöva bearbetas så att en greppanpassning mellan torsionsfjäders och rör uppnås.

#### **9.4 Bakre halva av skidbalken**

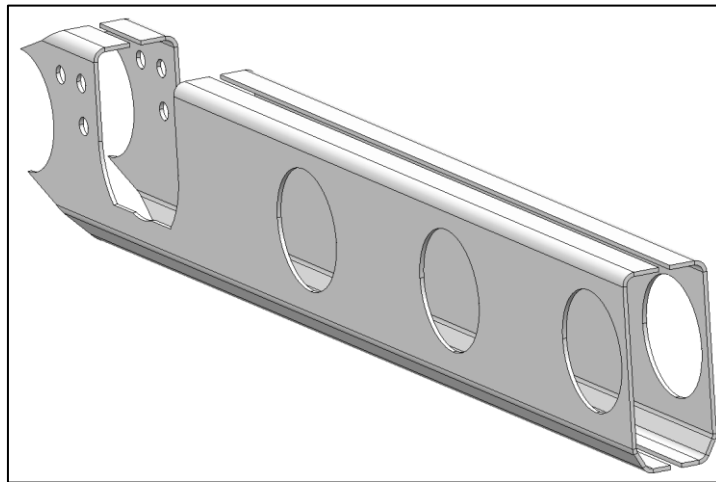
Den bakre halvan av skidbalken fick ett sexkantigt tvärsnitt för att uppnå en hållfasthetsmässigt fördelaktigt bredd samtidigt som den passade till spåret på bandet undertill se Figur 4.10. Sidorna tillverkas av laserskurna, 7 mm, Domex 650 MC, plåtar som har identiska mått på båda sidor, se **Figur 9.6**.





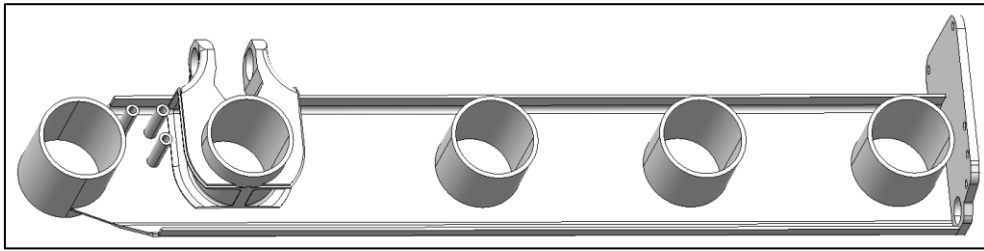
**Figur 9.6** Laserskuren plåt för sida av skidbalk före bockning.

Dessa bockas sedan i tre bockningar var för att få fram den önskade tvärsnittsbilden, Figur 9.7.



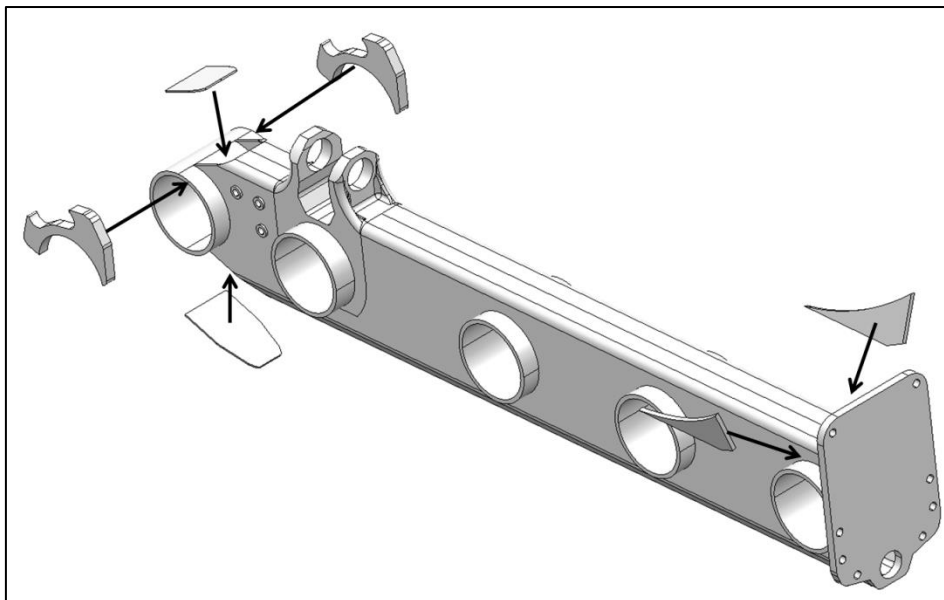
**Figur 9.7** Sidorna av bakre halvan av skidbalken.

För att svetsa samman sidorna med de inre komponenterna på plats placeras den ena sidan av den bakre halvan av skidbalken i en mall tillsammans med rören för torsionsfjädrar, rören för stödrullen och infästningen för den bakre bärarmen, se Figur 9.8. Detta för att garantera en tillverkningsprecision vid sammanfogningen. Så delarna punktsvetsas här samman, sedan läggs den andra sidan på och punktas fast där ovan. För att bespara mantimmar skickas den in i en robotsvets som genomför alla de större svetsningarna.



**Figur 9.8** Layout för bakre halva av skidbalk inför svetsning.

Som sista steg i Figur 9.9 läggs komponenter med lägre toleranser till. Detta då de inte behöver någon noggrann mall för att falla på rätt plats. Komponenterna som tillkommer är täckande plattor för bakersta delen på skidbalken, stopplackar och stärkande stag till skruvförbandsplattan.



**Figur 9.9** Svetsning av tilläggskomponenter till den bakre halvan av skidbalken.

## 10 Slutsatser och rekommendationer

Som resultatet visar kan större delen av skidbalken tillverkas på Hägglunds produktion i Örnsköldsvik. Det var inga större problem att ta fram data för tillverkningsprocesserna i den egna produktionen och färdigställda geometrier kunde verifieras direkt med de personer som ansvarade för respektive tillverkningsprocess. När det gäller detaljerna som är tänkta att sandgjutats var det svårt att få tillräckligt med data om gjutningsprocessen från den gjutkonsult som Hägglunds rekommenderade. Vi skulle därför rekommendera att designen verifieras mot de krav gjutprocessen ställer på detaljerna. Även till vilken grad utformningen ska tas fram i gjutprocessen och till vilken grad formen ska maskinbearbetas bör undersökas tillsammans med personerna på Hägglunds maskinbearbetning och det företag som kommer att gjuta detaljen. Det bör även avvägas om det företaget som gjuter detaljerna ska maskinbearbeta fram slutresultaten så att Hägglunds får en färdig detalj levererad eller om det är ekonomiskt fördelaktigt att hantera detta på Hägglunds.

### 10.1 Sammanställningen av hela skidbalken

Gällande skidbalkens totala sammanställning ska det noteras att avståndet mellan första och andra torsionsfjäders har ett avstånd som är längre än det rekommenderade avståndet. Det bör undersökas om detta påverkar fordonet negativt och om det gör det måste åtgärder vidtas. Till exempel kan en undersökning göras för att se om det går att ändra utförandet av motor och växlar så att avståndet kan minskas. Ett annat alternativ är om det går att få plats med en längre bärarmar och större bärhjul på första hjulbasen.

Ingen slutgiltig FE-analys genomfördes på hela skidbalken på grund av resursbrister. Det fanns ingen tid för att hitta en väg att arbeta runt detta problem. Därför måste en slutgiltig FE-analys genomföras på hela skidbalken för att se så att utformningen av t ex infästningen mellan skidbalkshalvorna ger en fördelaktig spänningsbild.

Resultatet visade att skidbalkens totala vikt uppgick till 363 kg. Om man jämför detta resultat med vikten på det givna konceptet är 363 kg en bra vikt. Endast den främre halvan av skidbalken i det givna konceptet vägde 363 kg. Om man däremot jämför resultatet med den vikt som fanns för skidbalken i HFT-projektets beräknade viktbudget är 363 kg inte lika imponerande. Skidbalken är i viktbudgeten beräknad att väga cirka 250 kg. I diskussion med insatta i projektet är detta dock inte helt realistiskt. Vikten budgeterades efter skidbalken på BvS10:an och hänsyn till vad det skulle innebära för skidbalkens konstruktion med att integrera

drivningskomponenterna var inte riktigt tagen. Möjligheterna för att spara in vikt på diverse områden anges nedan.

### 10.2 Bakre halvan av skidbalken

I resultatet för den bakre halvan av skidbalken är plåttjockleken 7 mm. Vi skulle rekommendera att tester utförs med en plåttjocklek på 6 mm för att se hur spänningsbilden förändras. Detta då det finns en möjlighet att spara ännu mer vikt. Risken finns däremot att förstärkande geometrier kan komma att behövas, vilket medför extra moment i produktionen. Detta blir en avvägning att göra. Gällande spåret i bandet som skidbalken ska möta upp vid maximal infjädring av pendelarmarna kan en dialog inledas med leverantören av banden för att se hur möjligheterna ser ut för att kunna bredda spåret. Ett bredare spår skulle kunna innebära att ett rektangulärt tvärsnitt hade kunnat användas på bakre skidbalkshalvan, vilket hade varit en tillverkningsmässig fördel samt att höjningen av hela bandstället på 25 mm inte hade behövt göras. Att bredda spåret hade antagligen inneburit att bandets totala bredd ökat, vilket hade behövt undersökas hur det påverkar skidbalken samt fordonets utförande.

Ett annat område som man bör undersöka närmare är där torsionsfjäders hylsa svetsas mot skidbalken. För BvS10:an pressas en krage som till en liten del omsluter torsionsfjäders hylsa. Det har inte gjorts riktigt klart varför denna krage måste finnas där. En anledning som sagts är att plåttjockleken på BvS10:an är, i förhållande till hylsans tjocklek, för tunn för att svetsen ska bli bra och därför är kragen gjord. En annan anledning som sagts är att kragen finns av hållfasthetsmässiga skäl.

### 10.3 Främre halvan av skidbalken

Då vi i detta arbete avgränsade positionerna av infästningarna till bärmarna har detta resulterat i några oönskade geometrier. Främre infästningen till bärmarna har just nu ett hål ner till utrymmet för drivaxeln. Avståndet mellan den första torsionsfjäders hylsa och infästningen till den främre bärmarna måste öka för att hålet ska kunna tas bort eller så måste diametern på drivaxeln minskas.

Det är däremot inte bara det området som måste undersökas vidare. Drivningskomponenterna är inte färdigställda och främre halvan kommer antagligen behöva designas om efter det slutgiltiga utförandet av drivningskomponenterna tagits fram. Det som kan rekommenderas att tänka på i fortsatt arbete är att undvika de problematiska geometrierna som identifierades i kapitlet för främre halvan av skidbalken (kapitel 7). Att drivningskomponenterna inte var framtagna vid projektets start gjorde även att mycket tid gick åt att titta på utförandet av dessa. Detta gjorde att tiden som skulle lagts på optimering av vikten minskade. Stor fokus lades på att hitta de geometrier som främre skidbalkshalvan var tvungen att möta upp. Det finns av den anledningen och av anledningen att brister fanns i kommunikationen med gjutkonsulten, mer vikt att reducera från godset. Områden som tros kunna sparas in material på är området under slutväxelhuset och första torsionsfjäders hylsa. Här har ett massivt område tillagts för att skidbalken ska kunna glida mot bandet undertill vilket som den sannolikt inte behöver vara.

En egenfrekvensanalys är något som mycket sannolikt kan vara av värde för denna komponent. Tidigare skidbalkar har innehållit roterande komponenter men aldrig till av den karaktären som elmotorn kommer generera. Med motor som roterar med en hastighet, planeterhjul med en hastighet och drivaxel i en så kommer detta bli ett kritiskt vibrationsfall.

#### **10.4 Infästningen till den bakre bärarmen**

Slutdesignen av infästningen till den bakre bärarmens gränssnitt mot skidbalken känns till stora delar färdig. Det som inte kan sägas med säkerhet är hur gjutprocessen kommer att se ut pga. den bristande kommunikationen med gjutkonsulten. Fokus för denna komponent låg på gränssnittet mot skidbalken och därför måste detaljkonstruktionen för hur bärarmen ska monteras i infästningen tas fram.

#### **10.5 Infästningen till stödrullen**

Infästningen till stödrullen ser ut att fungerar med samma principiella utförande som för BvS10:an. Både konstruktionsmässigt och tillverkningsmässigt. Det som måste verifieras är hur de dynamiska lasterna påverkar komponenten och hur egenfrekvenserna ser ut.

#### **10.6 Lastfallen**

De lastfall som Hägglunds hade tagit fram för deras bandvagnar var väldigt fördelaktiga att använda sig av då det annars hade varit svårt att ta fram dessa uppgifter. Det som kan behöva granskas inför fortsatta arbete med skogsmaskinen är om den kommer bete sig på samma sätt som bandvagnen med tanke på bärarmarnas förmåga att få bandställen att vinkla i förhållande till chassit. Så framför allt lastfall 2 bör granskas utifall det verkligen kan inträffa med ledad midja och den gemensamma fjädringen på båda sidorna.

Lastfall 6 är något som kommer krävas ett ställningstagande till i fortsättningen av projektet. Att saker faller ner på bandstället kommer bli mer aktuellt nu än vad det har varit tidigare med BvS10:an.



## 11 Diskussion

Att genomföra sitt examensarbete hos ett företag ses av många ingenjörstudenter som ett måste. Det ger en värdefull insikt i hur verkligheten kan se ut och vilka metodiker som används där. Ett vanligt ursprungsläge är att man kommer ut till företaget och kan applicera de metoder som har lärt sig under sin utbildning. I fallet för detta projekt så skiljde sig vårt resultat mer än vanligt från det vi lärt oss i skolan och det var av två huvudsakliga anledningar. Det första är att projektet som vi gick in i var ett större projekt som redan hade blivit konceptuellt framtaget och som vi skulle detaljkonstruera och föra närmare produktion. Detta betydde att Ulrich & Eppingers metodik [1] inte gick att applicera till samma grad. Den andra anledningen var att vi var på ett företag som låg 120 mil från universitetet så studielitteratur var väldigt svår att få tag på. Även kommunikation med olika personer på skolan blev svår då man inte kunde gå förbi den institutionen med det önskade kompetensområdet och be om hjälp. På grund av det ovanstående utnyttjade vi företagets interna kompetenser till en mycket hög grad. Vår förhoppning är att detta gav ett bättre resultat då de hade oändlig erfarenhet av hur produkten fungerade och vilka fällor som fanns längs med vägen. Problemet med att kommunikationen till absolut största del skedde med företaget var att innovationsnivån blev hämmad. Istället för att gå in på fel spår och hitta en ny kreativ väg ut så stoppades vi innan vi gick in på det spåret också löstes problemet på ett liknande sätt som det gjorts tidigare. Hade projektet genomförts på nytt med denna erfarenhet så hade det ändå genomförts på företaget då den hjälp och erfarenhet vi har haft tillgång till där var ovärderlig.

Något som vi hoppas att vi tillfört till företaget är vilka resultat som gå att uppnå om ansvariga från produktion och konstruktion arbetar nära redan ifrån början. Vi märkte att hos många på produktionsavdelningen var det i början ovanligt att bli involverade i ett så tidigt skede. De var vana vid att de fick en färdig ritning av en komponent som inte skulle gå att producera eller som var tänkt att tillverkas på ett ineffektivt sätt. Många blev positivt överraskade och gav respons som i flera fall var mer formgivande än den vi fick från konstruktionsavdelningen.

Planen för projektet som vi ställde upp i inledningen av projektet var en realistisk plan som troligtvis hade gått att genomföra om inte projektformuleringen hade ändrats vid ett par tillfällen. De flesta ändringar genomfördes efter att vi insett att projektet var för stort. Flertalet komponenter insåg vi efter att vi börjat arbeta med dem att de var stora som examensarbeten i sig själva. Delarna som togs bort vid dessa lägen var framtagning av nya pendelarmar, spännhjulsinfästning och den största var att spännhjulet skulle granskas om det skulle finnas utrymme för att göra det hydrauliskt styrt. Detta betydde att vi skulle granska hur stor hydraulcylindern skulle

behöva vara, hur stor tillhörande ackumulator behövde vara, om hydraulcylindern fick plats i spännhjulsinfästningen samt ifall ackumulatort fick plats i skidbalken. Då spännhjulsinfästningen och pendelarmarna inte påverkar skidbalkens utformning direkt var dessa först att rationaliseras bort. Sedan var det områden som företaget ändrade. Exempelvis så ville företaget ha en lösning för att enklare kunna byta ut torsionsfjädrarna. Detta lade vi ner flertalet timmar på för att sedan höra att det inte var nödvändigt. Då detta förenklade utformningen av skidbalken markant så ställde vi oss positiva till förslaget även om det var en besvikelse att inte kunna presentera de lösningsförslagen vi genererade. Något som vi däremot hade räknat fel på tidsmässigt var hur lång tid utformningen av den främre halvan av skidbalken skulle ta. Vi skrev innan att vi inte skulle röra de inre komponenterna men efter att vi insett att resultatet inte skulle bli användbart om hänsyn inte togs till de inre geometrierna så var vi tvungna att göra det. Detta innebar två veckors extra arbete vilket är en signifikant tid för ett examensarbete.

Projektets genomförande skilde sig mycket från hur rapportdispositionen blev i slutändan. I verkligheten så skedde utvecklingen av alla komponenter parallellt. Så fort vi fastnade på någon komponent hade vi andra att arbeta med i väntan på att få assistans med den första. Detta kunde ta långt tid, vissa frågor fick aldrig något svar. Justeringen till den disposition som rapporten har var för att öka läsbarheten och få en röd tråd genom projektet istället för det nät av trådar som det egentligen var.

Arbetsfördelningen i projektgruppen var att Julius Palmqvist som studerat produktutveckling skulle ha huvudansvaret för konstruktionen och Alexandra Rietz som studerat produktion skulle ha ansvaret för detta. Det bestämdes dock tidigt att vi behövde överlappa varandras ansvarsområden. Exempelvis så hade Alexandra Rietz under sommaren arbetat med förarbetet till skidbalken och var därmed väldigt insatt i de funktionella geometrierna därför fick hon ha mycket ansvar för de styrande måtten. Arbetsområden överfördes också väldigt fritt mellan parterna som exempel så inledde Julius Palmqvist framtagningen av skruvförbandet mellan främre och bakre halva av skidbalken men då han arbetade med ett annat område i väntan på vidare information och Alexandra Rietz färdigställde sin uppgift tog hon över detta. Detta för att utnyttja gruppens tillgängliga tid så effektivt som möjligt.

Att använda CATIA:s plugin GAS var ett inte självklart val då det programmet hade sina begränsningar. Det kunde exempelvis inte hantera dynamiska laster. Valet att inte använda mer avancerade program ses ändå som ett bra val i efterhand då det hade inneburit ett extra program att lära sig och troligtvis ett mer komplicerat sådant. CATIA GAS programmet är ett användarvänligt och är lätt att förstå. Det var även positivt att modeller kontinuerligt kunde hållas direkt uppdaterade mellan simulering och modellering istället för att filer behövde konverteras för att överföras mellan programmen. Detta innebar dessvärre ett problem, om något behövde ändras i modellen så försvann det tidigare simuleringsresultatet vilket skapade stora problem i hanteringen. I efterhand så skulle vi tagit för oss mer på företaget och exempelvis bett om hjälp från beräkningsavdelningen för att få fram dynamiska analyser.

En viktig lärdom vi fick under projektets gång var att det inte går att arbeta med en konstruktion tills den är perfekt. I inledningen hade vi ett absolut tänk att



komponenterna skulle konstrueras tills de var klara men efter ett tag insåg vi att om mållinjen inte är väl definierad så kan detta arbete pågå i oändlighet. Då detta projekt var uppbyggt av en mängd komponenter gällde det att försöka balansera insatserna så att alla komponenter nådde till motsvarande läge i utvecklingsprocessen. Det var väldigt lätt att fastna i vissa delmoment och göra ett oändligt antal småförändringar i strävan att nå perfektion även om det endast gjorde små skillnader för slutprodukten.



## Referenslistan

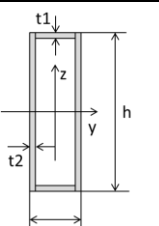
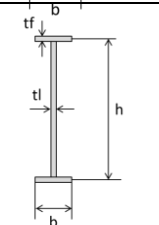
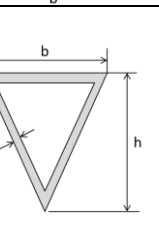
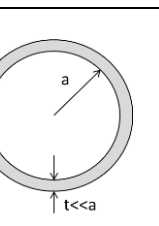
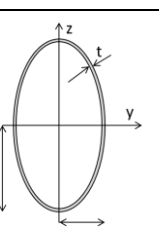
- [1] Ulrich, KT & Eppinger, SD (2008). Product Design and Development. McGraw-Hill, New York
- [2] Johansson, Robert, produktionstekniker, Holmen Skog, Studiebesök på skotnings- och avverkningsområde i Gideå, 2 september 2013.
- [3] Lindström, J & Idergard, S (2012). Boggiupphängning. Examensarbete, BAE Systems Hägglunds AB, Örnsköldsvik.
- [4] Mårtensson, Bertil, metallurg, BAE Systems Hägglunds AB, personligt samtal 19 november 2013.
- [5] [http://catiadoc.free.fr/online/estug\\_C2/estugbt0000.htm](http://catiadoc.free.fr/online/estug_C2/estugbt0000.htm), september 2013 – januari 2014.
- [6] Solid works Help Desk (Elektronisk).  
[http://help.solidworks.com/2010/english/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing\\_topics/ID\\_Solid\\_Mesh.html](http://help.solidworks.com/2010/english/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/ID_Solid_Mesh.html), 2014-01-24.
- [7] Nordström, H (2012). FE-analysis of skid girder on HFT, BAE Systems Hägglunds AB, Örnsköldsvik.
- [8] Svenska skogsbrukets forskningsinstitut (Elektronisk).  
[http://www.skogforsk.se/PageFiles/59562/Resultat18-09\\_Lowres.pdf](http://www.skogforsk.se/PageFiles/59562/Resultat18-09_Lowres.pdf), 2014-01-21.
- [9] Westin, J & Widegren, C (2012). Examensarbete bandställ, BAE Systems Hägglunds AB, Örnsköldsvik.
- [10] Martinez, LL (1995). Fatigue Strength in Weldox, SSAB, Oxelösund.
- [11] VDI, 2011, VDI Guideline 2230 Part 2 (Draft): Systematic Calculation of High Duty Bolted Joints - Joints with several Cylindrical Bolts (In German. Original Title: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Mehrschraubenverbindungen). Beuth Verlag, Berlin.
- Vidarebearbetad av maskinkonstruktion, Lunds tekniska högskola.
- [12] Björk, K (1996). Formler och Tabeller för mekanisk konstruktion. Karl Björks förlag HB, Sverige.

## Referenslistan

---

[13] Burman, Å (1994). Skruvförband. Institutionen för maskinkonstruktion, Lunds tekniska högskola, Sverige.

## Bilaga A: Tröghetsmoment för olika tvärsnitt

Tvärsnittsgeometri	
	$I_y = \frac{t_2 * h^3}{6} + \frac{1}{2} * t_1 * b * h^2$ $K_v = \frac{4 * (h * b)^2}{2 * \left(\frac{b}{t_1} + \frac{h}{t_2}\right)}$
	$I_y = \frac{t_l * h^3}{12} + \frac{1}{2} * t_f * b * h^2$ $K_v = \frac{1}{3} * (t_l^3 * h + 2 * t_f^3 * b)$
	$I_y = \frac{b * h^3}{36} - \frac{(b - 2 * t) * (h - 2 * t)^3}{36}$ $K_v = \frac{b^3 * \sqrt{3}}{80} - \frac{(b - 2 * t)^3 * \sqrt{3}}{80}$
	$I_y = \pi * a^3 * t$ $K_v = 2 * \pi * a^3 * t$
	$I_y = \frac{\pi}{4} * b^3 * t * \left(1 + \frac{3 * a}{b}\right)$ $K_v = \frac{4 * \pi * (b * a)^{\frac{5}{2}} * t}{(b^2 + a^2)}$



## Bilaga B: Utmattningsgränser för stål

Tabell B.1 Utmattningsgränser för stål [12, s.41]

Seghärdningsstål	Dynamiska belastningsfall					
	Drag.-tryck		Böjning		Vridning	
25CrMo4	Växlande	Pulserande	Växlande	Pulserande	Växlande	Pulserande
Brottgräns [N/mm <sup>2</sup> ]						
1000	±450	780	±480	830	±330	550





## Bilaga C: Utvärderingsmall

I utvärderingen av konceptet för gränssnittet mellan skidbalkshalvorna tilldelades utvärderingsgruppen en svarsruta för varje koncept. Bedömningen skedde enligt tabellen nedan.

Tabell C.1

Kriterium:	Bedömning
Monteringsvänlighet	
Underhållsmöjlighet	
Tillverkningskomplexitet	
Risikfaktorer	
Kommentarer:	

## Bilaga C: Utvärderingsmall

---

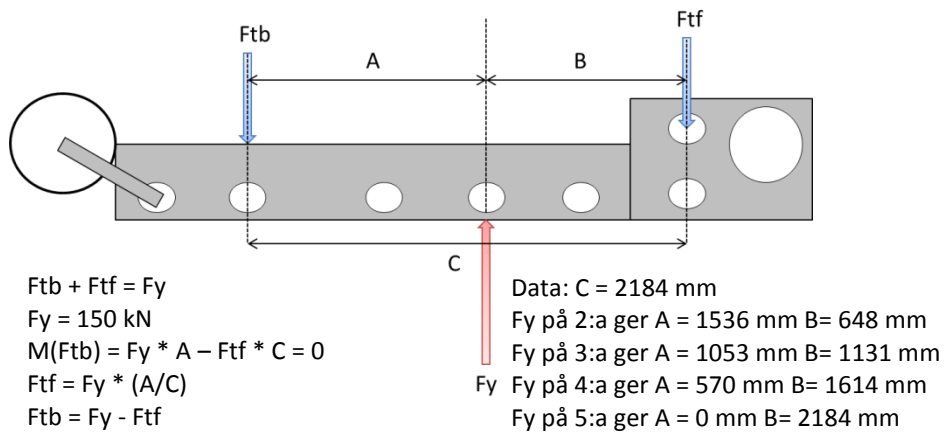
Tabell C.2

Kriterium:	Viktningfaktor	Bedömning:
Monteringsvänlighet	33 %	1=Mycket dåligt, 2=Dåligt, 3= Neutral, 4=Bra, 5=Mycket bra
Underhållsmöjlighet	33 %	1=Mycket dåligt, 2=Dåligt, 3= Neutral, 4=Bra, 5=Mycket bra
Tillverkningskomplexitet	33 %	1=Mycket hög, 2=Hög, 3= Neutral, 4=Låg, 5=Mycket låg
Risikfaktorer	Antal (-)	Ange riskfaktor.
Kommentarer:		Andra synpunkter på infästningen? Förbättringar? m.m.

## Bilaga D: Beräkning reaktionskrafter

Beräkning av reaktionskrafterna i bärmarna samt momentet som friktionsförbandet ska hålla emot med.

Lastfall 4 a), b) och c)



Lastfall 4 a)  $F_{tf1} = 105,5 \text{ kN}$

$F_{tb1} = 44,5 \text{ kN}$

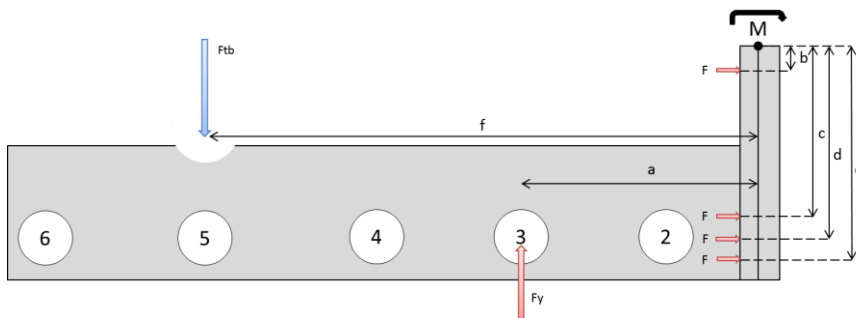
Lastfall 4 b)  $F_{tf2} = 72,3 \text{ kN}$

$F_{tb2} = 77,7 \text{ kN}$

Lastfall 4 c)  $F_{tf3} = 39,1 \text{ kN}$

$F_{tb3} = 110,9 \text{ kN}$

## Bilaga D: Beräkning reaktionskrafter



Momentet som stödkraften genererar,  $M_t = f * F_{tb}$

$$f = 1,671 \text{ m}$$

Lastfall 4 a)  $M_{t1} = 74,4 \text{ kNm}$

Lastfall 4 b)  $M_{t2} = 129,8 \text{ kNm}$

Lastfall 4 c)  $M_{t3} = 185,2 \text{ kNm}$

Momentet som den yttre kraften genererar,  $M_y = a * F_y$

Lastfall 4 a)

$$a = 135 \text{ mm} = 0,135 \text{ m}$$

$$M_{y1} = 20,25 \text{ kNm}$$

Lastfall 4 b)

$$a = 618 \text{ mm} = 0,618 \text{ m}$$

$$M_{y2} = 92,7 \text{ kNm}$$

Lastfall 4 c)

$$a = 1101 \text{ mm} = 1,101 \text{ m}$$

$$M_{y3} = 165,15 \text{ kNm}$$

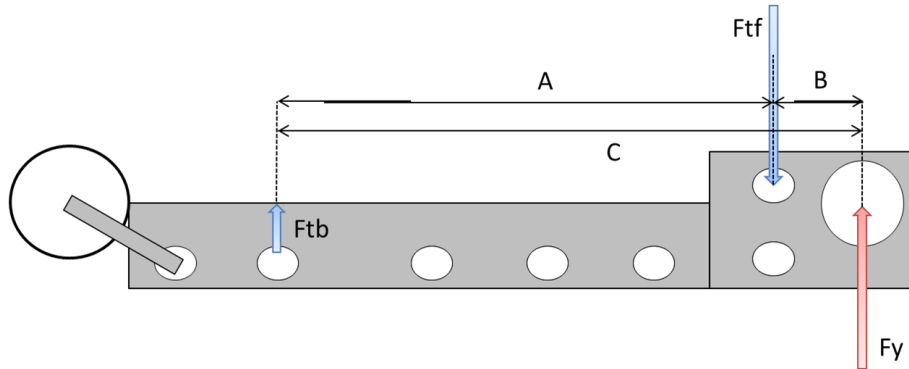
Momentet som skruvarna måste hålla emot med,  $M_y - M_t$

Lastfall 4 a)  $M_{y1} - M_{t1} = -54,1 \text{ kNm}$

Lastfall 4 b)  $M_{y2} - M_{t2} = -37,1 \text{ kNm}$

Lastfall 4 c)  $M_{y3} - M_{t3} = -20,1 \text{ kNm}$

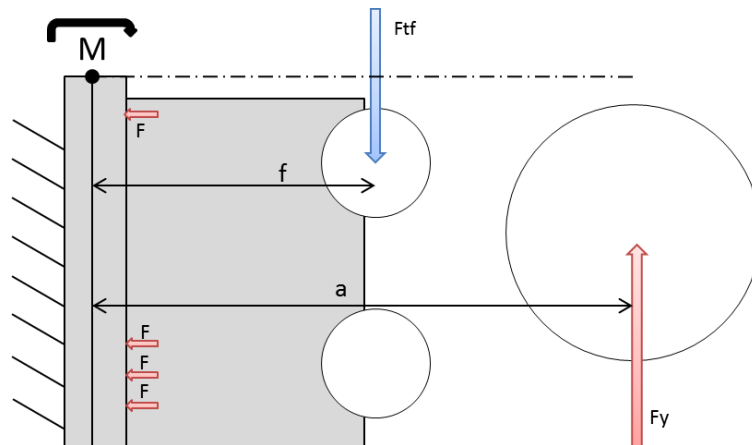
**Lastfall 4.1**



Data:  $F_y = 150 \text{ kN}$   
 $A = 2184 \text{ mm}$   $F_{tf} - F_{tb} = F_y$   
 $B = 375 \text{ mm}$   $M(F_{tb}) = F_{tf} * A - F_y * C = 0$   
 $C = 2559 \text{ mm}$   $F_{tf} = F_y * (C/A)$   
 $F_{tb} = F_{tf} - F_y$

$F_{tf} = 175,8 \text{ kN}$

$F_{tb} = 25,8 \text{ kN}$



$a = 0,888 \text{ m}$

$f = 0,513 \text{ m}$

Bilaga D: Beräkning reaktionskrafter

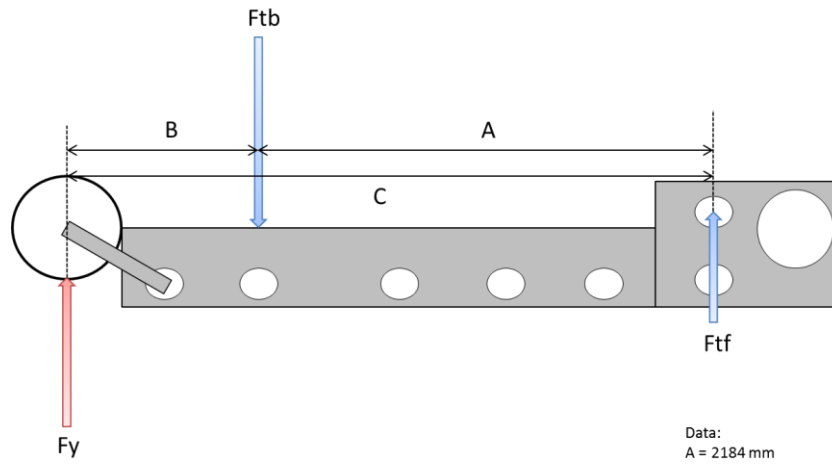
---

Momentet som den yttre kraften genererar i gränssnittet  $M_y = a * F_y = 133,2 \text{ kNm}$

Momentet som reaktionskraften genererar i gränssnittet  $M_t = f * F_{tf} = 90,2 \text{ kNm}$

Momentet som skruvarna måste hålla emot med  $M_y - M_t = 43 \text{ kNm}$

Lastfall 4.2



$$F_y = 150 \text{ kN}$$

$$F_{tb} - F_{tf} = F_y$$

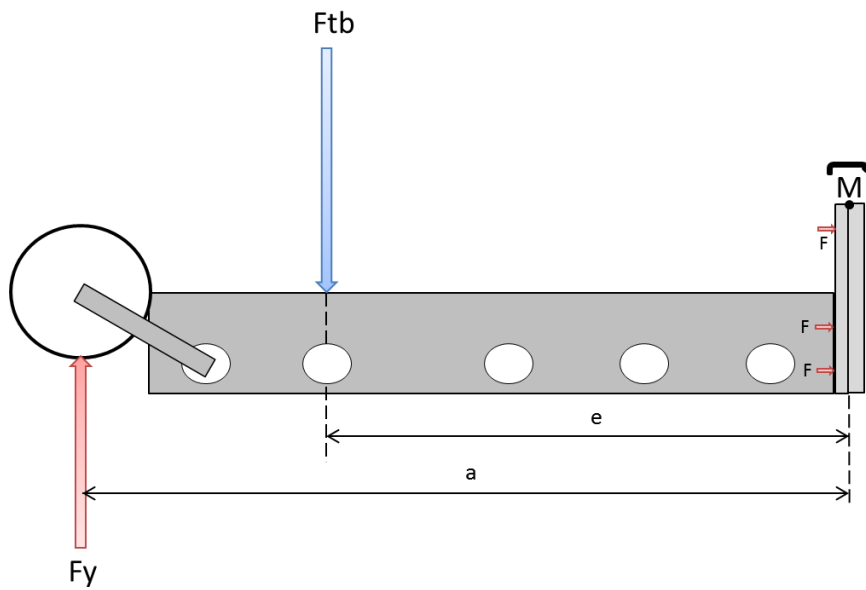
$$M(F_{ft}) = F_{tb} * A - F_y * C = 0$$

$$F_{tb} = F_y * (C/A)$$

$$F_{tf} = F_{tb} - F_y$$

$$F_{tb} = 208,4 \text{ kN}$$

$$F_{tf} = 58,4 \text{ kN}$$



$$a = 2,521 \text{ m}$$

$$e = 1,671 \text{ m}$$

Momentet som den yttre kraften genererar  $M_y = a * F_y = 378,2 \text{ kNm}$

Momentet som reaktionskraften genererar  $M_t = e * F_{tb} = 348,3 \text{ kNm}$

Momentet som skruvarna ska hålla emot med  $M_y - M_t = 29,9 \text{ kNm}$

### Lastfall 3



$$F_{tbx} - F_{tfx} = F_y$$

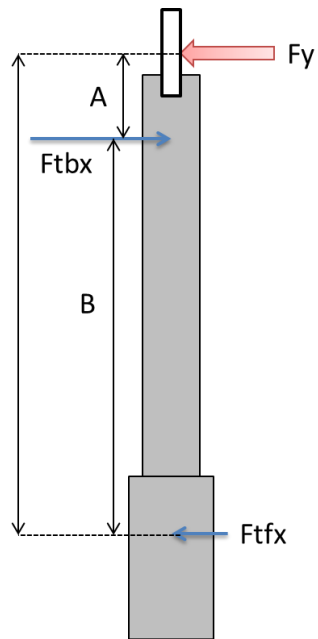
$$F_y = 112,5 \text{ kN}$$

$$M(F_{tfx}) = F_{tbx} * B - F_y * C = 0$$

$$F_{tbx} = F_y * (C/B)$$

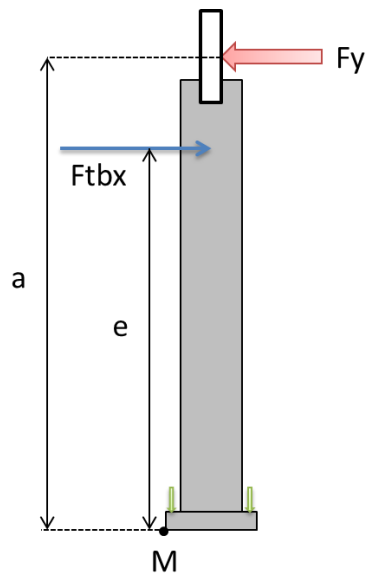
$$F_{tfx} = F_{tbx} - F_y$$

Data:  
 A = 850 mm  
 B = 2184 mm  
 C = 3034 mm



$$F_{tbx} = 156,3 \text{ kN}$$

$$F_{tfx} = 43,8 \text{ kN}$$



$$a = 2,521 \text{ m}$$

$$e = 1,671 \text{ m}$$

#### Bilaga D: Beräkning reaktionskrafter

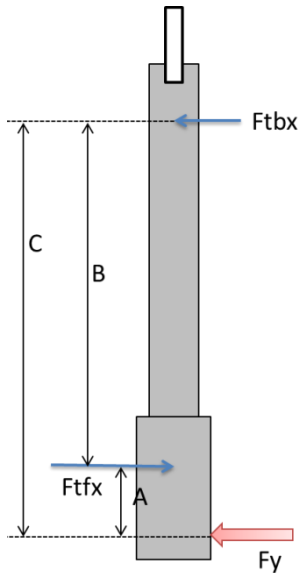
---

Momentet som den yttre kraften genererar  $M_y = a * F_y = 283,6 \text{ kNm}$

Momentet som reaktionskraften genererar  $M_t = e * F_{tbx} = 261,2 \text{ kNm}$

Momentet som skruvarna ska hålla emot med  $M_y - M_t = 22,4 \text{ kNm}$

**Lastfall 3.1**



$$F_{tfx} - F_{tbx} = F_y$$

$$F_y = 112,5 \text{ kN}$$

$$M(F_{tbx}) = F_{tfx} * B - F_y * C = 0$$

$$F_{tfx} = F_y * (C/B)$$

$$F_{tbx} = F_{tfx} - F_y$$

Data:

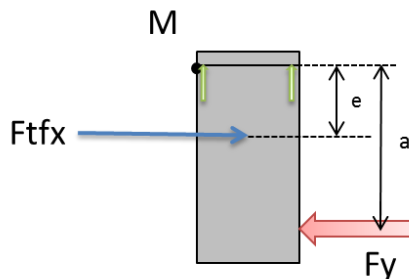
A = 375 mm

B = 2184 mm

C = 2559 mm

$$F_{tfx} = 131,8 \text{ kN}$$

$$F_{tbx} = 19,3 \text{ kN}$$



$$a = 0,888 \text{ m}$$

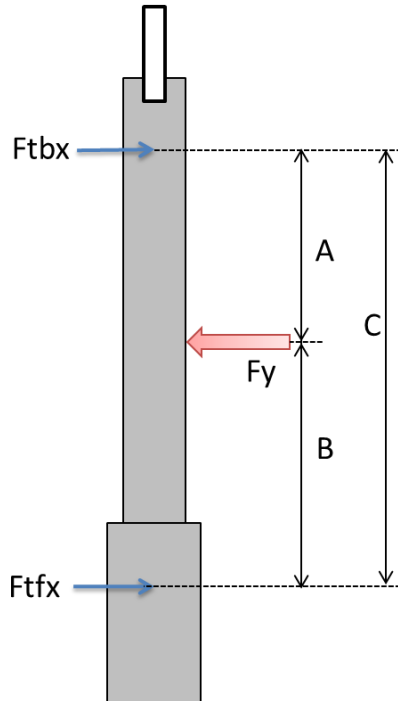
$$e = 0,513 \text{ m}$$

Momentet som den yttre kraften genererar  $M_y = a * F_y = 99,9 \text{ kN}$

Momentet som reaktionskraften genererar  $M_t = e * F_{tfx} = 67,6 \text{ kN}$

Momentet som skruvarna ska hålla  $M_y - M_t = 32,3 \text{ kN}$

**Lastfall 3.2 a), b) och c)**



$$F_{tbx} + F_{tfx} = F_y$$
$$F_y = 112,5 \text{ kN}$$
$$M(F_{tbx}) = F_{tfx} * C - F_y * A = 0$$
$$F_{tfx} = F_y * (A/C)$$

$C = 2184 \text{ mm}$   
A och B varierar beroende  
på vart lasten träffar.

Fy på 2:a ger  $A = 1536 \text{ mm}$   $B = 648 \text{ mm}$   
Fy på 3:a ger  $A = 1053 \text{ mm}$   $B = 1131 \text{ mm}$   
Fy på 4:a ger  $A = 570 \text{ mm}$   $B = 1614 \text{ mm}$

Lastfall 3.2 a)  $F_{tfx1} = 79,1 \text{ kN}$

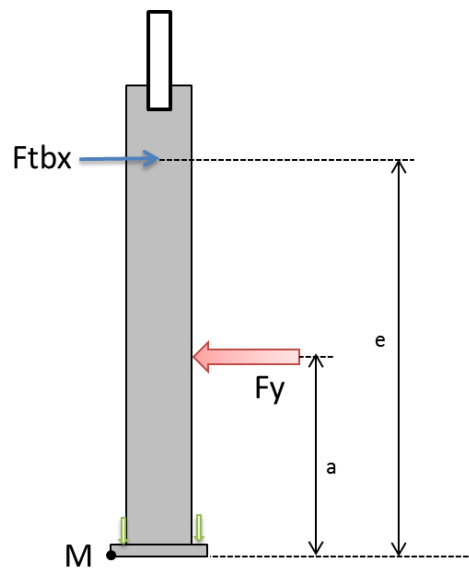
$F_{tbx1} = 33,4 \text{ kN}$

Lastfall 3.2 b)  $F_{tfx2} = 54,2 \text{ kN}$

$F_{tbx2} = 58,3 \text{ kN}$

Lastfall 3.2 c)  $F_{tfx3} = 29,4 \text{ kN}$

$F_{tbx3} = 83,1 \text{ kN}$



Lastfall 3.2 a)

$$a = 135 \text{ mm} = 0,135 \text{ m}$$

Lastfall 3.2 b)

$$a = 618 \text{ mm} = 0,618 \text{ m}$$

Lastfall 3.2 c)

$$a = 1101 \text{ mm} = 1,101 \text{ m}$$

Momentet som den yttre kraften genererar,  $M_y = F_y * a$

$$\text{Lastfall 3.2 a) } M_{y1} = 15,2 \text{ kNm}$$

$$\text{Lastfall 3.2 b) } M_{y2} = 69,5 \text{ kNm}$$

$$\text{Lastfall 3.2 c) } M_{y3} = 123,9 \text{ kNm}$$

Momentet som reaktionskraften genererar,  $M_t = e * F_{tbx}$

$$\text{Lastfall 3.2 a) } M_{t1} = 55,8 \text{ kNm}$$

$$\text{Lastfall 3.2 b) } M_{t2} = 97,4 \text{ kNm}$$

$$\text{Lastfall 3.2 c) } M_{t3} = 138,9 \text{ kNm}$$

Bilaga D: Beräkning reaktionskrafter

---

Momentet som skruvarna måste hålla emot med  $M_y - M_t$

Lastfall 3.2 a)  $M_{y1} - M_{t1} = -40,6 \text{ kNm}$

Lastfall 3.2 b)  $M_{y2} - M_{t2} = -27,9 \text{ kNm}$

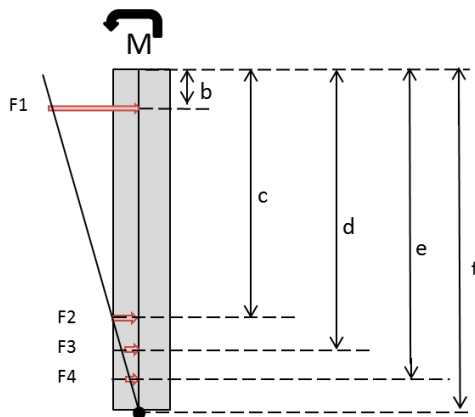
Lastfall 3.2 c)  $M_{y3} - M_{t3} = -15 \text{ kNm}$

## Bilaga E: Maximal dragkraft i en skruv

Momenten som skruvarna ska hålla emot med i lastfall 4 a), 4.1 och 3.2 a) är de som används i beräkningarna.

### Lastfall 4 a)

$$M = 54,1 \text{ kNm}$$



$$F_4/e^2 = F_3/d^2 = F_2/c^2 = F_1/b^2$$

$$F_4 * e^2 + F_3 * d^2 + F_2 * c^2 + F_1 * b^2 = M/2$$

$$M/2 = 27 \text{ kNm}$$

$$f - e = e^2 = 0,08 \text{ m}$$

$$f - d = d^2 = 0,14 \text{ m}$$

$$f - c = c^2 = 0,2 \text{ m}$$

$$f - b = b^2 = 0,443 \text{ m}$$

$$F_4 * e^2 + F_4 * (d^2/e^2) + F_4 * (c^2/e^2) + F_4 * (b^2/e^2) = F_4 * (e^2 + ((d^2 + c^2 + b^2)/e^2))$$

$$(d^2 + c^2 + b^2)/e^2 = 3,1981125 \text{ m}$$

$$F_4 = 8,4 \text{ kN}$$

$$F_3 = 14,8 \text{ kN}$$

$$F_2 = 21,1 \text{ kN}$$

$$F_1 = 46,8 \text{ kN}$$

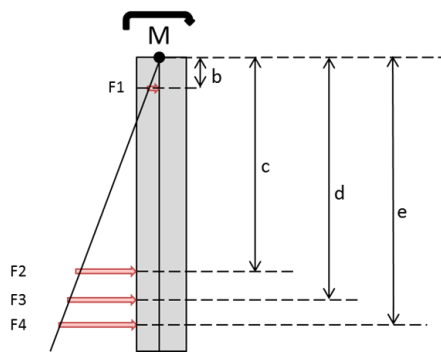
### Lastfall 4.1

## Beräkning av normalkrafter

$$M = 43 \text{ kNm}$$

$$M/2 = 21,5 \text{ kNm}$$

$$M/2 = F_1 * b + F_2 * c + F_3 * d + F_4 * e$$



$$F_1/b = F_2/c = F_3/d = F_4/e$$

$$21,5 = F_1 * b + F_1 * (c^2/b) + F_1 * (d^2/b) + F_1 * (e^2/b) = F_1 * (b + (c^2 + d^2 + e^2)/b)$$

$$(b + (c^2 + d^2 + e^2)/b) = 11,3589 \text{ m}$$

$$F_1 = 1,9 \text{ kN}$$

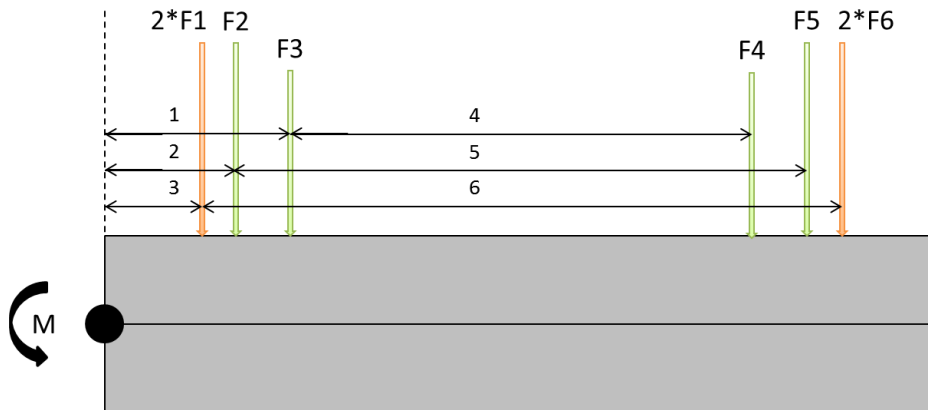
$$F_2 = 17,2 \text{ kN}$$

$$F_3 = 21 \text{ kN}$$

$$F_4 = 24,8 \text{ kN}$$



Lastfall 3.2 a)



$$(1) = 57,5 \text{ mm} = 0,0575 \text{ m}$$

$$(2) = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$$

$$(3) = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

$$(4) = 195 \text{ mm} = 0,195 \text{ m}$$

$$(5) = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$$

$$(6) = 270 \text{ mm} = 0,27 \text{ m}$$

$$(1) + (4) = 252,5 \text{ mm} = 0,2525 \text{ m}$$

$$(2) + (5) = 280 \text{ mm} = 0,28 \text{ m}$$

$$(3) + (6) = 290 \text{ mm} = 0,29 \text{ m}$$

$$M = 40 \text{ kNm}$$

$$M = 2 \cdot F_1 \cdot (3) + F_2 \cdot (2) + F_3 \cdot (1) + F_4 \cdot ((1) + (4)) + F_5 \cdot ((2) + (5)) + 2 \cdot F_6 \cdot ((3) + (6))$$

$$2 \cdot F_1 / (3) = F_2 / (2) = F_3 / (1) = F_4 / ((1) + (4)) = F_5 / ((2) + (5)) = 2 \cdot F_6 / ((3) + (6))$$

$$M = F_1 \cdot (2 \cdot (3) + 2 \cdot ((2)^2 / (3)) + 2 \cdot ((1)^2 / (3)) + 2 \cdot (((1) + (4))^2 / (3)) + 2 \cdot (((2) + (5))^2 / (3)) + 2 \cdot (((3) + (6))^2 / (3))$$

$$(2 \cdot (3) + 2 \cdot ((2)^2 / (3)) + 2 \cdot ((1)^2 / (3)) + 2 \cdot ((1 + 4)^2 / (3)) + 2 \cdot ((2 + 5)^2 / (3)) + ((3 + 6)^2 / (3)) = 23,08625 \text{ m}$$

$$F_1 = 1,7 \text{ kN}$$

$$F_2 = 5,2 \text{ kN}$$

Bilaga E: Maximal dragkraft i en skruv

---

$$F3 = 10 \text{ kN}$$

$$F4 = 43,7 \text{ kN}$$

$$F5 = 48,5 \text{ kN}$$

$$F6 = 25,1 \text{ kN}$$

## Bilaga F: Självvärdering

Dessa fem månader på BAE Systems Hägglunds har varit mycket lärorika. Projektet har behandlat en väldigt komplex produkt där många av svårigheterna har varit att sätta gränser för de olika stegen vi tagit i arbetet. Det har hela tiden varit en avvägning för hur djupt man ska gå in på varje detalj, hur lång tid man ska lägga i varje steg och till slut när man ska bestämma sig för att det klart så att man kan gå vidare. Att göra dessa avvägningar och våga ta dessa beslut under arbetets gång är ett måste för att bli klar med ett projekt och det är några av de stora lärdomarna från detta projekt.

Det vi är nöjda med gällande projektet är kommunikationen vi haft mellan produktions- och konstruktionsavdelningen från arbetets start till slut. Vi är säkra på att den integrerande processen mellan dessa avdelningar har resulterat i ett mer användbart resultat som företaget kan arbeta vidare på. Detsamma gäller för hur vi lagt upp arbetet mellan oss. Även om vi läst olika inriktningar (produktion och produktutveckling) bestämde vi oss redan från början att inte strikt dela upp arbetsuppgifterna utifrån produktion och konstruktion då båda ville vara delaktiga inom båda ämnesområdena. Istället delades arbetet i stora drag in efter arbetsområdena på produkten, vilket resulterade i att båda hade en kontinuerlig kontakt med båda avdelningarna.

Det vi är mindre nöjda med är hur vi lade upp det inledande arbetet för projektet. Stort fokus lades på att följa projektmallar från kurser lästa på LTH som rekommenderade att inleda med en litteraturstudie. För vårt arbete passade detta inte då det gjorde att fokus vid starten inte låg på att få en tydlig bild över produkten. Istället läste och sammanställde vi ämnesområden som vi *trodde* att vi skulle behöva. Vi förlorade någon veckas arbete inledningsvis då mycket av det vi undersökte i litteraturstudien aldrig kom att användas. En lärdom utifrån detta är att alla projekt är individuella och att mallar är exempel, inte regler. Skulle vi göra om detta projekt hade vi inledningsvis gjort en mer fördjupad undersökning av produkten så att vi hade fått en bättre bild över de problemområden och utmaningar projektet skulle innehålla. Då hade vi kunnat utgå från det istället för exemplet från en mall.



## Bilaga G: Antagen tidsplan och verkligt utfall

	2013					2014
	September	Oktober	November	December	Januari	
Antagen planering						
Verkligt utfall						

**Figur G.1** visar den antagna planeringen och det verkliga utfallet.

Studiefas	
Detaljkonstruktion	
Ritningsunderlag	
Detaljarbete produktion	
Rapportskrivning	

**Figur G.2** visar vad de olika arbetsområdena symboliseras med för färg.

Studiefasen tog längre tid än vad som var tänkt. Detta då arbetet var tänkt att inleda med först lastfallsanalys och sedan en extern och intern litteraturstudie om material, infästningsmetoder och tillverkningsmetoder. Det verkliga utfallet blev annorlunda då mycket av det vi antagit varit klart med det givna konceptet inte var färdigt och då detaljer som var med i den inledande projektbeskrivningen från företaget valdes att tas bort. Detta förändrade projektet till sitt utförande och vi insåg att det vi undersökte i studien från början kunde i stort sätt kastas bort. Studiefasen låg till stor del sedan parallell med hela detaljkonstruktionsfasen då det hela tiden dök upp nya problem och frågeställningar kring komponenterna.

Detaljkonstruktionen tog också längre tid än väntat. Detta pga. av samma orsak som nämndes nyss dvs. vi arbetade med komponenter som sedan togs bort och det givna konceptet var mindre analyserat än vad som trots från början. Först trodde vi att detaljkonstruktionen till stor del skulle handla om att välja hur de olika komponenterna skulle fästas mot varandra och istället blev det mer konceptgenerering och fokus på hela tvärsnitt och utföranden för varje komponent. Uppritandet av CAD-modeller och simuleringen i CATIA V5 var också mer tidskrävande än väntat. Nu efteråt inser vi att vi var väldigt optimistiska som tänkte att ritningsunderlag och de enskilda detaljkostnaderna skulle ha hunnit tagits fram.

Tanken att ha integrerat produktions- och konstruktionsarbete fungerade hela vägen och nästan bättre än vad vi faktiskt tänkt oss.

Redan från början planerade vi att lägga rapportskrivningen i januari och under arbetets gång sammanställt delar av arbetet för att ha som stomme i rapportskrivandet. Detta fungerade inte riktigt bra. Januari blev en väldigt tung månad, 50 – 70 h per vecka. Till stor del beror detta på att vi lade ner för lite tid på delsammansställningarna under arbetets gång.

## Bilaga H: Arbetsfördelning

Arbetsfördelningen är uppdelad i de områden som är med i rapporten och de som inte kom med.

### **Julius:**

Områden där Julius genomförde allt eller majoriteten av arbetet.

#### **I rapporten**

- Simuleringar i CATIA V5.
- Anpassningar av geometrier utefter resultat från simuleringar.
- Dimensionerade skruvförbandet till stödrullen.
- Arbetade fram plåtarna på stödrullen.
- Verifiering av tvärsnittsanalysen av bakre halva skidbalken i CATIA V5 GAS.
- Slutväxelhuset.

#### **Ej med i rapporten**

- Dimensionering av hydraul kolv
- FE-Analys Spännhjul
- Dimensionering av splinesförband mellan torsionsfjäder och pendelarm

### **Alexandra**

Områden där Alexandra genomförde allt eller majoriteten av arbetet.

#### **I rapporten**

- Huvudansvar för funktionella geometrier.
- Huvudansvar för produktionsmetodval (exempelvis bockning vs. pressning).
- Dimensionerade skruvförbandet mellan bakre och främre halva av skidbalken.
- Tvärsnittsanalys för hand av bakre halva skidbalk.
- Bockningsradier och bocktillägg för bakre halva skidbalk (var avgörande för valet av tvärsnitt).
- Motorhuset.

#### **Ej i rapporten**

- Ackumulator beräkningar.
- Tvärsnittsanalys pendelarm.
- Materialval pendelarm.

### **Gemensamt**

Dessa är områden som inte går att avgöra om den ena eller andra parten arbetade mest.

#### **I rapporten**

- Konceptgenerering infästning för bakre bärarmen.
- Konceptgenerering för infästning mellan främre och bakre halva skidbalken.
- Verifiering av att produkterna går att producera med produktionsavdelningen.
- Framtagning av lastfall.
- Val av material

#### **Ej i rapporten**

- Konceptgenerering för lösningar till att göra torsionsfjädrarna utbytbara.