Sammanfattning

Detta examensarbete har utförts i samarbete med Svedala Compaction Equipment AB. Examensarbetets primära mål var att reducera höjden på ROPS tillhörande asfaltvält CC 422. En sänkning medför ett friare vägval och billigare transporter. Hittills har vägvalet påverkats av broar, viadukter och andra hinder.

Med hjälp av riktlinjer från Svedala Compaction Equipment AB och Fredy Olssons modell för integrerad produktutveckling togs kriterier fram, vilka användes vid bedömning av olika lösningsförslag. Utvärderingen resulterade i att två av de tio ursprungliga förslagen gick vidare till nästa steg i produktutvecklingsprocessen - primärkonstruktion.

Primärkonstruktionen inleddes med vidareutveckling av de två principförslagen. Med detta som beslutsgrund gjordes därefter ett val av vilket förslag som skulle gå vidare i primärkonstruktionen. Förslaget ”Sänkning rakt ned” valdes för vidare utveckling. Höjden regleras med hydraulik och för att låsa ROPS:en i uppfällt läge används sprintar.

Resultatet av den nya konstruktionen ger en möjlighet att sänka ROPS:ens höjd med 500 mm vid transport av välten. Den fällbara ROPS:en kommer att kosta ca: 18 000 kr.

Fig. Sänkning rakt ned.

Abstract

This examination project is produced in co-operation with Svedala Compaction Equipment AB. The main goal for the project was to reduce the height of the ROPS on the CC 422 asphalt-roller. The reduced height provides a more free choice of roads for transportation of the asphalt-roller. So far have bridges, viaducts and other obstacles affected on the choice of roads.

With guidelines from Svedala Compaction Equipment AB and Fredy Olsson's model of concurrent engineering criteria were defined. These criteria were used in the grading of the different principal solutions. An evaluation resulted in a reduction of solutions from ten to two. These two solutions were to be more developed in the next face in the project – the primary face.

The primary face started with a further development of the solutions. This was followed by a decision were "Sänkning rakt ned" was chosen for further development. The adjustment of the height is performed by hydraulics. The height-lock is performed by cotters.

The new design of the ROPS provides a possibility of reducing the transport-height with 500 mm. The new ROPS will roughly estimated cost about 18 000 SEK.

Fig. Sänkning rakt ned.

Förord

Under läsåret 00/01 har vi i ett 40 poängs examensarbete utvecklat en fällbar ROPS/FOPS till asfaltsvält CC 422. Examensarbetet ingår i utbildningen till Teknologie Kandidat i Maskinteknik med inriktning mot Utvecklingsteknik och har genomförts i samarbete med Svedala Compaction Equipment AB och Institutionen för maskinteknik på Blekinge Tekniska Högskola.

Vi vill tacka alla inblandade i vårt projekt och främst våra handledare Per Tingskull på Svedala Compaction Equipment AB och Mats Walter på Institutionen för Maskinteknik. Vi vill även tacka Mats Björsne och Stefan Bengtsson på Svedala Compaction Equipment AB och Stefan Sjödahl och Jan-Anders Månsson på Institutionen för Maskinteknik.

Karlskrona 23 maj 2001

Marcus Olofsson

Alexander Persson

Joakim Persson

Johan Persson

Innehållsförteckning

Sammanfattning

Abstract

Förord

Innehållsförteckning **1**

Inledning **5**

Företagspresentation **8**

1 Uppgiftsformulering **9**

2 Produktdefinition **10**

2.1 Produkt 10
2.2 Process 10
2.3 Omgivning 10
2.4 Människa 10
2.5 Ekonomi 10

3 Produktundersökning **11**

3.1 Historik 11
3.2 Existerande fällningar på vältar 11

4 Kriterieuppställning **12**

4.1 Krav 12
4.2 Önskemål 12
4.3 Kriterieviktning 14

5. Produktframtagning 15

6. Utvärdering 21

6.1 Primär utvärdering 21
6.1.2 Kommentar 21

6.2 Mellanliggande utvärdering 22
6.2.1 Resultat av mellanliggande utvärdering 23

6.3 Slutlig utvärdering 24
6.3.1 Oförändrad ROPS 24
6.3.2 Sänkning rakt ned 25
6.3.3 ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning 25
6.3.4 Stel framåtfällning 26

6.4 Val av förslag 27

7. Presentation av valda produktförslag 28

7.1 Sänkning rakt ned 28

7.2 ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning 29

8. Val av förslag för vidareutveckling 33

8.1 Sänkning rakt ned 33
8.1.1 Funktionsbeskrivning 33

8.2 ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning 34
8.2.1 Funktionsbeskrivning 34

8.3 Motivering till valt förslag 34

9. Produktutkast 35

9.1 Ingående enheter 36

10. Komponentval 37

10.1 Val av hydraulkolv 37
10.1.1 Komponentens uppgift 37
10.1.2 Kriterier för hydraulkolv 37
10.1.3 Sökning av komponentalternativ 37
10.1.4 Bedömning och val av komponentalternativ 37

10.2 Val av skruv till spännanordning 38
10.2.1 Komponentens uppgift 38
10.2.2 Kriterier för skruven 38
10.2.3 Sökning av komponentalternativ 38
10.2.4 Bedömning och val av komponentalternativ 38

10.3 Val av nedre lyftbalk 39
10.3.1 Komponentens uppgift 39
10.3.2 Kriterier för nedre lyftbalk 39
10.3.3 Sökning av komponentalternativ 39
10.3.4 Bedömning och val av komponentalternativ 39

10.4 Val av övre lyftbalk 40
10.4.1 Komponentens uppgift 40
10.4.2 Kriterier för övre lyftbalk 40
10.4.3 Sökning av komponentalternativ 40
10.4.4 Bedömning och val av komponentalternativ 40

11. Detaljkonstruktion 41

11.1 Plattjärn 41
11.1.1 Detaljbeskrivning 41
11.1.2 Kriterier 41
11.1.3 Lösningssökning 41
11.1.4 Val av lösning 42

11.2 U-balk 43
11.2.1 Detaljbeskrivning 43
11.2.2 Kriterier 43
11.2.3 Lösningssökning 43
11.2.4 Beräkningar 44
11.2.5 Val av lösning 44

11.3 Hylsa 45
11.3.1 Detaljbeskrivning 45
11.3.2 Kriterier 45
11.3.3 Beräkningar 45
11.3.4 Val av lösning 46

11.4 Teleskopbalk 47
11.4.1 Detaljbeskrivning 47
11.4.2 Kriterier 47
11.4.3 Lösningssökning 47
11.4.4 Val av lösning 48

11.5 Sprint 49
11.5.1 Detaljbeskrivning 49
11.5.2 Kriterier 49
11.5.3 Beräkningar 49
11.5.4 Val av lösning 49

11.6 Spännmekanism 50
11.6.1 Detaljbeskrivning 50
11.6.2 Kriterier 50
11.6.3 Lösningssökning 50
11.6.4 Lösningsbedömning 53

12. Produktsammanställning 54

12.1 Funktionsbeskrivning 54
12.1.1 Sänkning 54
12.1.2 Höjning 54

12.2 Kriterieuppfyllelse 55

12.3 Sammanställningsritning 56

13. Valideringsplan 59

13.1 FEM-analys 59

13.2 Prototyp 59

14. Riskanalys 60

14.1 Analyserade enheter 60
14.1.1 Plattjärn och tvärbalk i taket 60
14.1.2 Låsanordning (sprint) 61
14.1.3 Spännanordning 62
14.1.4 Teleskopbalkar 62
14.1.5 Hydraulkolv 63

14.2 Fällningsprocedur 63

15. Kostnadskalkyl 64

Referenser 65

Bilagor

Principkonstruktion

Inledning

Vid transport av asfaltsvält CC 422 har problem uppstått p.g.a. transporthöjden. Välten transporteras idag främst på växelflak och tillsammans har de en transporthöjd på ca. 4.7 m. Detta kan medföra problem om välten skall transporteras till en plats där man är tvungen att passera en låg viadukt eller liknande. Om höjden kan reduceras ökar möjligheten till ett friare vägval.

Vid transport med fartyg betalas en avgift som är baseras på volymen av välten. Om höjden kan reduceras vid transport kan denna kostnad sänkas.

Den primära uppgiften för detta projektet är att reducera höjden på välten vid transport. Den högsta punkten på välten i dagsläget är förarens skyddsstruktur (ROPS/FOPS). Fortsättningsvis kommer ROPS/FOPS endast att benämnas som ROPS. Om ROPS:ens höjd kan reduceras till vältens näst högsta punkt blir transporthöjden ca. 700 mm lägre. Övrig ombyggnad av välten är ej önskad.

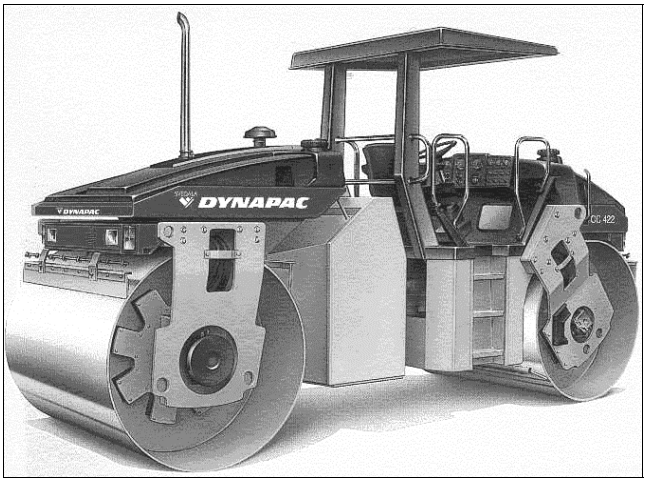


Fig. CC 422.

Företagspresentation

Svedala Compaction Equipment, tidigare Dynapac, ingår i Svedala-koncernen med ca 11000 anställda och med försäljning i 50 länder.

1934 grundades Vibroverken i Stockholm som nu heter Svedala Compaction Equipment AB. Den ursprungliga affärsidén byggde på en uppfinning för packning av betong. På 50-talet utvecklades konceptet vidare till att också omfatta packning av jord med hjälp av vältar med vibrerande valsar. Den nya välten blev en succé och detta ledde till ett beslut om att starta en ny fabrik i Karlskrona som invigdes 1960.

Fabriken i Karlskrona tillverkar fortfarande bara vibrerande vältar och exporterar idag ca: 95% av sina produkter över hela världen. Övrig produktion av företagets produkter är förlagt i Ljungby (Sverige), Tyskland, Frankrike, Brasilien och Kina.

1 Uppgiftsformulering

Vid transport av CC 422 på lastbil uppstår problem då låga broar och viadukter ska passeras. Uppgiften för detta examensarbetet är att sänka maskinens totalhöjd genom förändring av ROPS. Konstruktionen skall uppfylla gällande säkerhetskrav.

I uppgiften ingår även att:

- Ta fram en kravspecifikation.
- Ta fram olika förslag på fällningsmekanismer.
- Ta fram olika förslag på fällningsapparatur.
- Definiera fällningsmekanismens gränssnitt.
- Göra en kostnadskalkyl.
- Välja fällningsmekanism och fällningsapparatur.
- Dimensionera vald fällningsmekanism.
- Göra en riskanalys på vald lösning.
- Ta fram en valideringsplan.

2 Produktdefinition

2.1 Produkt

ROPS/FOPS används på vältar för att skydda föraren om välten skulle slå runt (ROPS) eller skydda mot nedfallande föremål (FOPS). P.g.a. att höjden på maskinen och ROPS:en är för hög vid transport finns ett behov av att kunna sänka höjden.

Fällbar ROPS/FOPS delas in i följande enheter:

- Fällningsmekanism
- Drivenhet till fällningsmekanism

2.2 Process

Huvudprocess – Påverka ROPS-höjden.

Drivprocess – Utföra mekaniskt arbete som påverkar ROPS-höjden.

2.3 Omgivning

Produkten kommer att användas vid transport av vältar på lastbil i de fall där höjden är begränsad.

2.4 Människa

Användare av produkten är maskinföraren och transportpersonal.

2.5 Ekonomi

Kostnadskalkyl ska utföras för produkten.

3 Produktundersökning

3.1 Historik

Vid transport av vältar uppstår det ibland problem med att höjden för välten när den är placerad uppe på växelflaket blir för hög. Då den totala höjden i vissa fall överstiger höjden för broar och viadukter måste speciella vägar väljas vid transport och därmed fördyras denna. För att undvika detta problem är det önskvärt att fälla maskinens ROPS som är dess högsta del. I dagsläget går det endast att fälla ROPS:en på de mindre maskinerna t.ex. CC 122.

3.2 Existerande fällningar på vältar

På de mindre maskinerna väger ROPS:en så pass lite att den kan fällas för hand. På CC 422 väger ROPS/FOPS:en ca 380 kg och därför måste någon typ av fällningsmekanism användas för att fällning ska kunna ske med handkraft. Därför kan den existerande lösningen inte tillämpas.

4 Kriterieuppställning

4.1 Krav

Säkerhetskraven enligt gällande standard ska uppfyllas.

Hållfasthetsmässiga kriterier enligt ISO 1994:3471 gällande krafter, deformationer, deformationszoner o.s.v. ska uppfyllas.

Maskinen ska inte kunna köras med ROPS/FOPS nedfälld.

Då ROPS:en är nedfälld ska maskinen inte gå att köra. Detta regleras med säkerhetsbrytare, taket ligger över förarplatsen eller något liknande.

ROPS/FOPS ska kunna fällas även då maskinens ordinarie elsystem/hydraulsystem är ur drift.

Maskinen ska kunna flyttas även om t.ex. hydraulsystemet är trasigt eller om batterierna är urladdade, d.v.s. om dessa system används för fällning måste reservfällningsaggregat finnas.

Operatören ska inte komma till skada under fällning av ROPS/FOPS.

Vid fällning av ROPS:en ska operatören inte utsättas för onödiga risker.

Lösningen ska passa på CC 422 utan övrig ombyggnad av maskinen.

ROPS:ens infästning ska vara den samma så att övriga delar av maskinen inte behöver byggas om.

4.2 Önskemål

ROPS/FOPS bör kunna fällas m.h.a. instruktioner på maskinen.

Fällningen ska ske på ett så enkelt sätt att föraren av transportfordonet som kanske aldrig har varit i närheten av maskinen förr ska kunna fälla ROPS:en genom att kolla på maskinen och läsa de instruktioner som ges på maskinen.

ROPS/FOPS bör ej kräva tätare underhåll än maskinen i övrigt.

Maskinen ska inte ha detaljer som måste smörjas eller på annat sätt underhållas oftare än maskinen i övrigt.

Reglage bör vara lättåtkomliga.

Reglage, d.v.s. sprintar, spakar och andra detaljer som ska hanteras vid fällning ska vara så placerade att operatören inte behöver klättra upp på maskinen. Reglage som nås från plattformen godtas.

Produktion av ROPS/FOPS bör ske miljövänligt samt ingående delar bör kunna återvinnas.

Produktionen bör inte belasta miljön mer då den är fällbar än vad den gör nu.

Konstruktionen bör ej skilja sig för mycket från övrig design av maskinen.

Skillnaden mellan fällbar och icke fällbar ROPS/FOPS bör inte vara större än att det syns att det är samma maskin

ROPS/FOPS bör ha låg komplexitet.

ROPS/FOPS bör ha få rörliga delar/leder för att få så lite detaljer som möjligt som kan gå sönder.

Fällning av ROPS/FOPS bör ske utan fysisk ansträngning.

Operatören ska ej behöva anstränga sig onödigt mycket för att klara av att fälla ROPS/FOPS, t.ex. ska sprintar och låsningar vara lätta att lösgöra.

Marknadsvärdet av välten bör ej försämras p.g.a. ändring av ROPS/FOPS.

De fällningsmekanismer som väljs bör inte påverka priset så mycket att marknadsvärdet av välten försämras.

4.3 Kriterieviktning

De önskemål som tagits fram i kriterieuppställningen viktas i *tabell 4.1* mot varandra för att fastställa vilket önskemål som främst bör uppfyllas. Om önskemål A jämförs med önskemål B utförs viktning enligt följande. Då A anses viktigare än B ges 2 poäng, om de anses lika viktiga ges 1 poäng om däremot B anses viktigare än A ges 0 poäng. Denna poängbedömning leder fram till en viktfaktor som sedan används i den mellanliggande utvärderingen.

		Enkelhet	Underhåll	Reglage	Miljövänlig	Design	Låg komplexitet	Komfort	Marknadsvärde	Korrektionsfaktor	Summa poäng	Viktfaktor
		A	B	C	D	E	F	G	H	+	Pi	ki
Enkelhet	A	0	2	2	2	2	1	1	1	1	12	12/64
Underhåll		B	-2	0	1	2	0	1	0	3	5	5/64
Reglage			C	-2	2	2	0	1	0	5	8	8/64
Miljövänlig				D	-5	2	0	1	0	7	5	5/64
Design					E	-8	0	0	0	9	1	1/64
Låg komplexitet						F	-1	2	1	11	13	13/64
Komfort							G	-6	1	13	8	8/64
Marknadsvärde								H	-3	15	12	12/64
											64	1

Tabell 4.1 Kriterieviktningstabell.

5. Produktframtagning

1. Teleskopsänkning över fronthuv

Den övre delen av ROPS:en fälls ut med hjälp av en teleskopvariant. Detta sker med hjälp av hydraulik med lämpligt antal sektioner på teleskopen så att fällning över vältens fronthuv blir möjlig. Från läge 1 förlängs ROPS:en till optimal höjd (läge 2). I och med förlängningen blottas leden och ROPS:en fälls sedan framåt (läge 3).

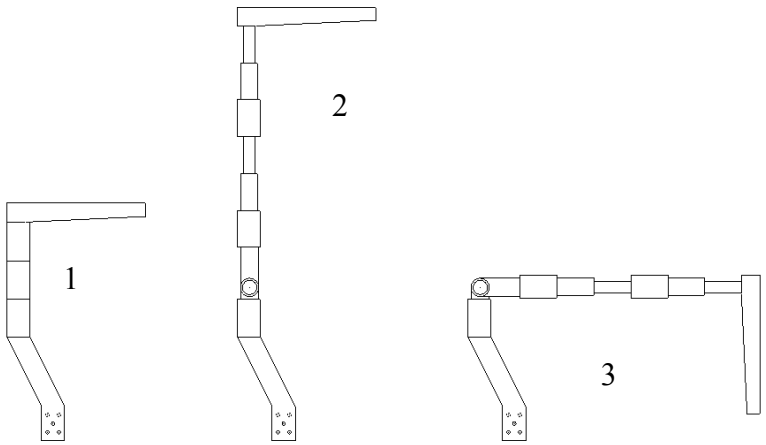


Fig. 5.1 Teleskopsänkning över fronthuv.

2. Sänkning rakt ned

Denna princip bygger på att den övre vertikala delen av ROPS:en delas och sänks rakt ned enligt *fig. 5.2*. Detta kan utföras med hydraulik, skruv eller kuggstång. Utformning i teleskopvariant eller sänkning i parallell hylsa.

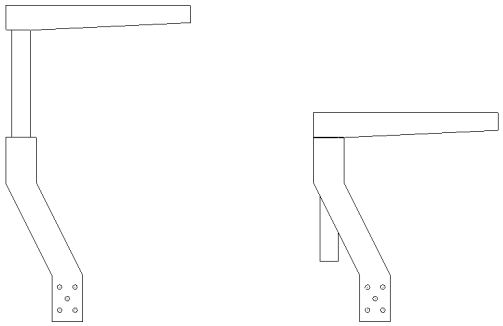


Fig. 5.2 Sänkning rakt ned.

3. ROPS med två leder – bakåt-/framåtfällning

ROPS:en är ledad på två ställen, vid taket och strax över förarstolen. I nedfällt läge ligger ROPS:en på vältens bakre/främre huv.

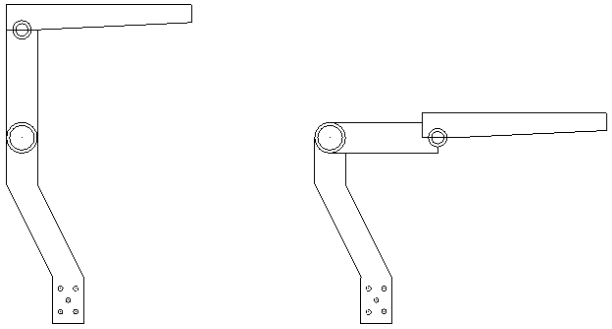


Fig. 5.3 ROPS med två leder – bakåt-/framåtfällning.

4. Dubbelvikt ROPS med bakåtfällning

ROPS:en är ledad på två ställen, vid taket och strax över förarstolen. Vid nedfällt läge är ROPS:en dubbelvikt bakom förarplatsen.

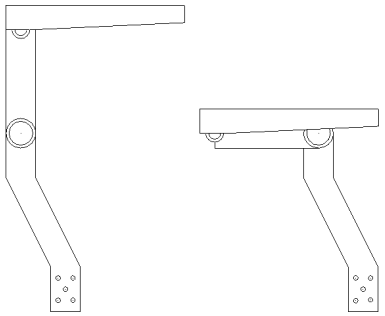


Fig. 5.4 Dubbelvikt ROPS med bakåtfällning.

5. Stel framåtfällning

ROPS:en är endast ledad strax över infästningen i välten. I nedfällt läge ligger ROPS:en över vältens främre vattentank.

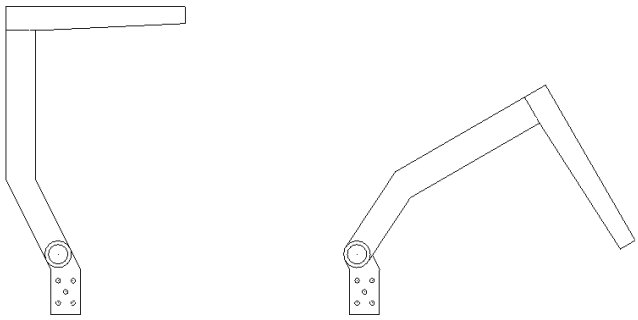


Fig.5.5 Stel framåtfällning.

6. X-metoden

Strukturens vertikala stänger viks mot varandra m.h.a. hydraulik.

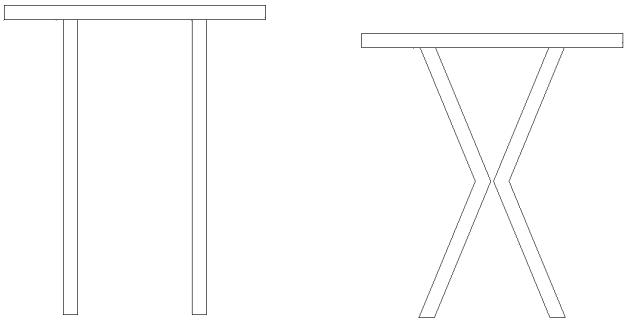


Fig. 5.6 X-metoden.

7. V-stilen

Strukturen fälls m.h.a. tre leder, en strax över förarstolen, en vid taket och en mittemellan. Den nedre delen fälls bakåt medan den övre delen och taket fälls framåt och rätas ut över förarplatsen.

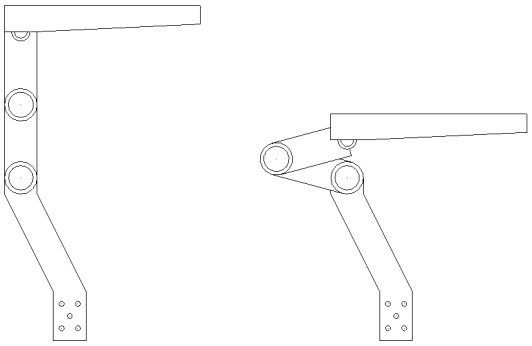


Fig. 5.7 V-stilen.

8. Flintamodellen

ROPS:en är cirkelformad och infäst i välten via en skena. Vid sänkning skjuts ROPS:en ner och fram mot den främre valsen via skenan tills taket sänkts till önskad höjd.

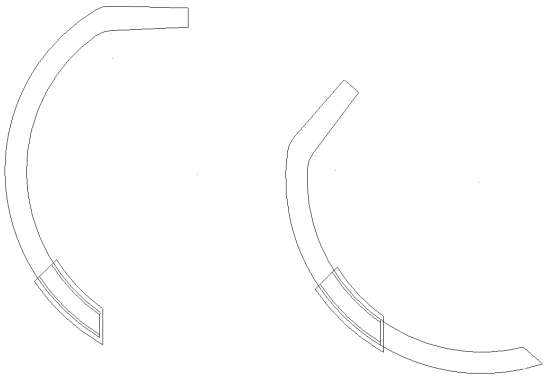


Fig. 5.8 Flintamodellen.

9. Framfällning med led

ROPS:en frigörs vid plattformen och viks sedan runt den främre leden. Vid framfällt läge ligger ROPS:en på främre huven med taket framför maskinen.

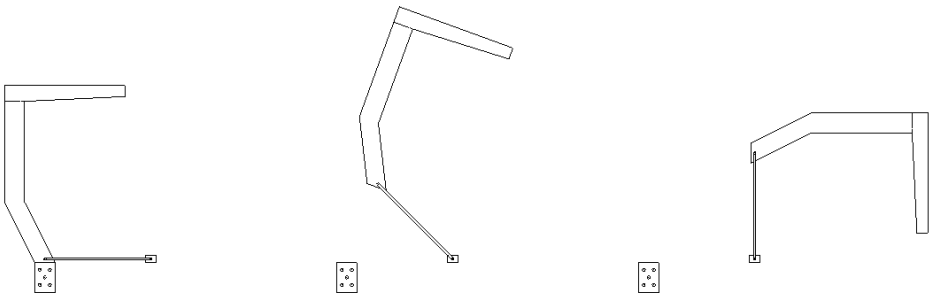


Fig. 5.9 Framfällning med led.

10. Delad takfällning

Fig. 5.10 visar ROPS:en sedd bakifrån. Taket delas på mitten och fälls ut åt sidorna m.h.a. ett dubbelledat stag.

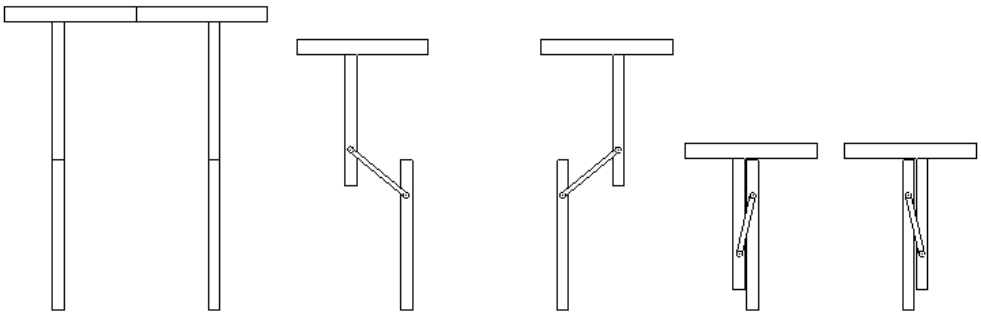


Fig. 5.10 Delad takfällning.

6. Utvärdering

Förslagen i föregående kapitel utvärderas här för att urskilja de bästa lösningarna. Dels görs utvärdering mot krav och önskemål, dels mot hur mycket sänkning av höjden varje förslag ger.

6.1 Primär utvärdering

I *tabell 6.1* utvärderas de olika förslagen mot ställda krav. Bedömning sker enligt skala 0-3, där förslag med bedömning 0 och 1 sorteras bort.

Teknisk bedömning	
3	Uppfyller säkert kraven
2	Uppfyller troligen kraven
1	Uppfyller knappast kraven
0	Uppfyller inte kraven

Nr	Förslag	TB	Förs vidare
1	Telskopsfällning över fronthuv	2	JA
2	Sänkning rakt ned	3	JA
3	ROPS med två leder -bakåt/framåtfällning	2	JA
4	Dubbelvikt bakåtvikning	2	JA
5	Stel framåtfällning	3	JA
6	X-metoden	2	JA
7	V-stilen	3	JA
8	Flintamodellen	1	NEJ
9	Framfällning med led	2	JA
10	Delad takfällning	2	JA

Tabell 6.1 Primär utvärdering.

6.1.2 Kommentar

”Flintamodellen” går inte vidare eftersom förslaget ej uppfyller kravet om infästningen ej ska ändras. De andra förslagen uppfyller säkert eller troligtvis kraven.

6.2 Mellanliggande utvärdering

Tabell 6.2 visar den mellanliggande utvärderingen. Här bedöms hur de olika lösningarna uppfyller önskemålen. Bedömning sker m.h.a. en skala 0 - 3 och i slutpoängen vävs även kriterieviktfaktorn från *tabell 4.1* in. De förslag som får högst poäng förs vidare till slutbedömning.

Uppfyllelsebedömning	
3	Uppfyller säkert kraven
2	Uppfyller troligen kraven
1	Uppfyller knappast kraven
0	Uppfyller inte kraven

			Instruktioner	Undrhåll	Reglage	Miljö	Design	Låg komplexitet	Ansträngning	Marknadsvärde	T Summa - Poäng	T/ Tmax	Förs vidare
		k	12/62	5/64	8/64	5/64	1/64	13/64	8/64	12/64			
0	Maximallösning	u	3	3	3	3	3	3	3	3	24		
		t	36/64	15/64	24/64	15/64	3/64	39/64	24/64	36/64	192/64	1	
1	Teleskopsfällning över fronthuv	u	3	3	3	3	3	1	3	1	20	142/ 192	
		t	36/64	15/64	24/64	15/64	3/64	13/64	24/64	12/64	142/64		NEJ
2	Sänkning rakt ned	u	3	3	3	3	3	3	3	2	23	180/ 192	
		t	36/64	15/64	24/64	15/64	3/64	39/64	24/64	24/64	180/64		JA
3	ROPS med två leder-framåt/bakåtfällning	u	3	3	2	3	3	3	3	2	22	172/ 192	
		t	36/64	15/64	16/64	15/64	3/64	39/64	24/64	24/64	172/64		JA
4	Dubbelvikt framåtfällning	u	3	3	2	3	3	1	3	2	20	146/ 192	
		t	36/64	15/64	16/64	15/64	3/64	13/64	24/64	24/64	146/64		NEJ
5	Stel framåtfällning	u	3	3	3	3	3	3	3	2	23	180/ 192	
		t	36/64	15/64	24/64	15/64	3/64	39/64	24/64	24/64	180/64		JA
6	X-metoden	u	3	3	3	3	3	1	3	2	21	154/ 192	
		t	36/64	15/64	24/64	15/64	3/64	13/64	24/64	24/64	154/64		NEJ
7	V-stilen	u	3	3	2	3	3	1	3	1	19	134/ 192	
		t	36/64	15/64	16/64	15/64	3/64	13/64	24/64	12/64	134/64		NEJ
9	Framfällning med led	u	3	3	3	3	3	1	2	1	19	134/ 192	
		t	36/64	15/64	24/64	15/64	3/64	13/64	16/64	12/64	134/64		NEJ
10	Delad takfällning	u	3	3	2	3	3	1	3	1	19	134/ 192	
		t	36/64	15/64	16/64	15/64	3/64	13/64	24/64	12/64	134/64		NEJ

Tabell 6.2 Mellanliggande utvärdering.

6.2.1 Resultat av mellanliggande utvärdering

”Sänkning rakt ned”, ”ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning” och ”Stel framåtfällning” går vidare från denna utvärdering p.g.a. störst sannolikhet att uppfylla flest önskemål.

6.3 Slutlig utvärdering

Detta är den sista utvärderingen i principkonstruktionen. Här klargörs hur mycket de återstående förslagen kan sänkas. De tre förslag som gick vidare från den mellanliggande utvärderingen ritades upp som 3D-modeller i I-deas. Mätningar gjordes på modellerna för att avgöra vilka förslag som hade störst sänkningspotential.

6.3.1 Oförändrad ROPS

Fig. 6.1 visar hur ROPS:en ser ut idag. Avstånd och detaljer är proportionerliga mot varandra. Detaljerna framför ROPS:en är en förenkling av frontens konturer och dess omgivning, detta för att lättare kunna se var ROPS:en tar emot vid fällning.

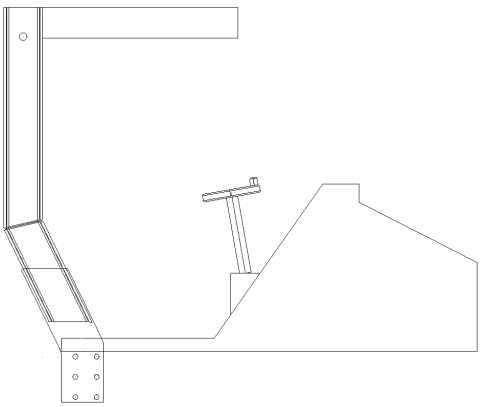


Fig. 6.1 ROPS i dess ursprungliga form.

6.3.2 Sänkning rakt ned

Fig. 6.2 visar ROPS:en då den sänks ner i mellanrummet vid midjeleden. Då välten inte är svängd kan detta förslag sänka dess höjd med 600-700 mm.

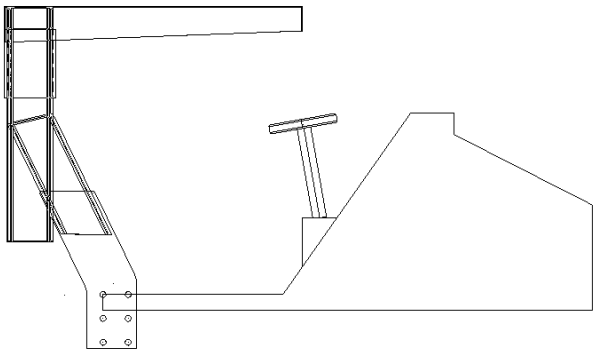


Fig. 6.2 Sänkning rakt ned.

6.3.3 ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning

Beroende på var lederna placeras sänks ROPS:en olika mycket. I *fig. 6.3* illustreras hur den övre leden placeras så nära taket som möjligt och den undre leden strax över vältens högsta punkten (ROPS ej medräknad) d.v.s. ratten. Detta resulterar i en sänkning på 600-700 mm.

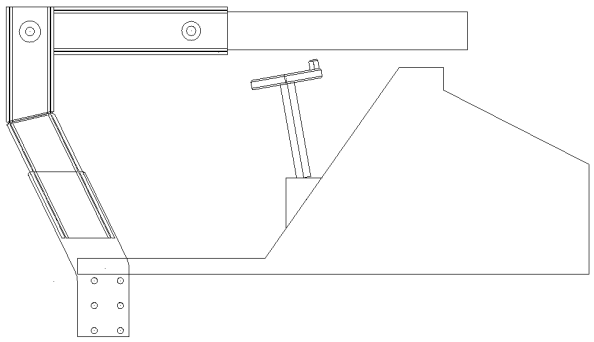


Fig. 6.3 ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning.

6.3.4 Stel framåtfällning

Om ROPS:en fälls enligt *fig. 6.4*, sänks höjden med 150 mm. Förlängs däremot ROPS:en före fällning med 400 mm som *fig. 6.5* visar blir sänkningen 400 mm.

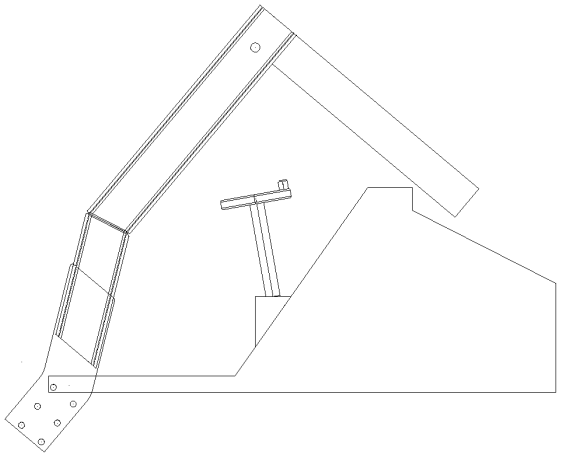


Fig. 6.4 Stel framåtfällning - utan förlängning.

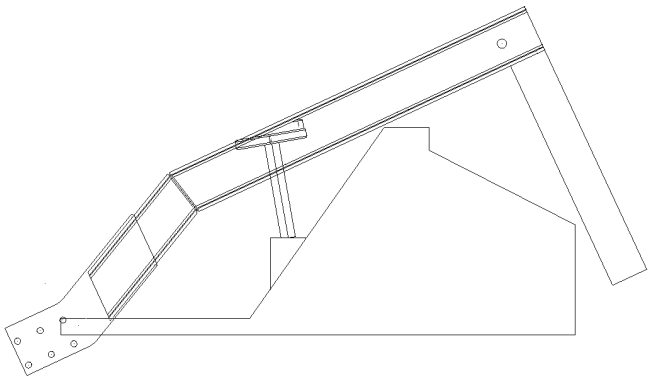


Fig. 6.5 Stel framåtfällning - med optimal förlängning.

6.4 Val av förslag

Förslagen ”Sänkning rakt ned” och ”ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning” sänker ROPS:en ungefär lika mycket, båda bedöms ha god potential för vidareutveckling och förs därför vidare till primär-konstruktionen som är nästa fas i projektet. Förslagen kommer där att vidareutvecklas parallellt och i ett tidigt skede väljs ett bort. Det kvarvarande kommer sedan att utvecklas till slutlig produkt.

7. Presentation av valda produktförslag

7.1 Sänkning rakt ned

Figurerna nedan visar principiella förslag på ”Sänkning rakt ned”. Förslaget kan utformas i två olika varianter. *Fig. 7.1* visar nedsänkning i en utanpåliggande hylsa. *Fig. 7.2* visar hur de övre balkarna sänks ner i de undre enligt teleskopprincipen. Sänkningen kan ske med hydraulik, kuggstång, kulskruv eller vajerspel. För låsning av strukturen kan sprint eller låskloss användas. Vid sänkning med detta förslag kan totalhöjden sänkas med 600 – 700 mm.

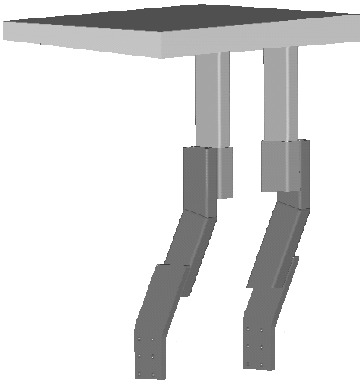


Fig. 7.1 Sänkning rakt ned - med hylsa.

Fig. 7.2 Sänkning rakt ned – teleskopprincipen.

7.2 ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning

ROPS:en är ledad vid två ställen, se *fig. 7.3*. Den ena leden vid taket och den andra vid 900 mm ovanför plattformen, d.v.s. i höjd med ratten. Detta ger en sänkning på 600 – 700 mm. Fällning kan utföras med hydraulik, kuggleder eller vajerspel.

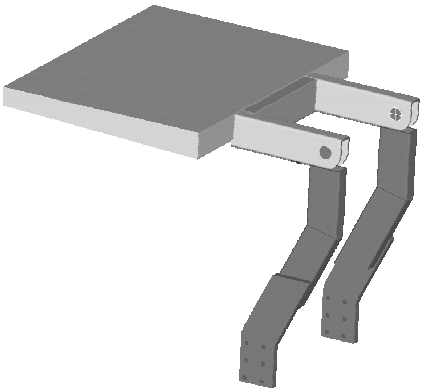


Fig. 7.3 3D-modell av "ROPS med två leder – bakåt-/framåtfällning".

Primärkonstruktion

8. Val av förslag för vidareutveckling

Från principkonstruktionsdelen fördes två förslag vidare till nästa steg i produktutvecklingsprocessen, primärkonstruktionen. För att urskilja vilket förslag som ansågs ha störst möjlighet att uppfylla uppställda kriterier, vidareutvecklades förslagen. Nedan följer en vidareutveckling av ”Sänkning rakt ned” och ”ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning”.

8.1 Sänkning rakt ned

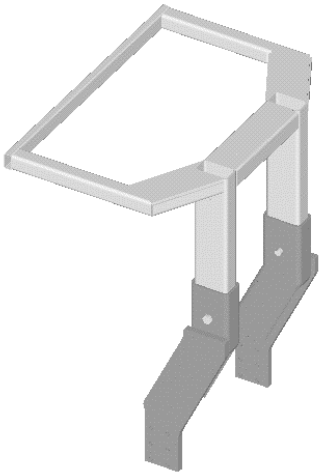


Fig. 8.1 Sänkning rakt ned.

8.1.1 Funktionsbeskrivning

ROPS:en utgörs av en undre och en övre del. Den övre delen, bestående av tak och vertikala balkar, kan sänkas ned i den undre delen. Sänkningen utförs av en lyftanordning som består av en eller två hydraulkolvar. I uppfällt läge måste strukturen kunna låsas, för att fylla sin funktion som skyddande struktur. Låsningen kommer att utföras med sprint. P.g.a. de vibrationer som välten genererar måste eventuellt glapp elimineras mellan den övre och undre delen av ROPS:en med någon typ av spänningsmekanism.

8.2 ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning

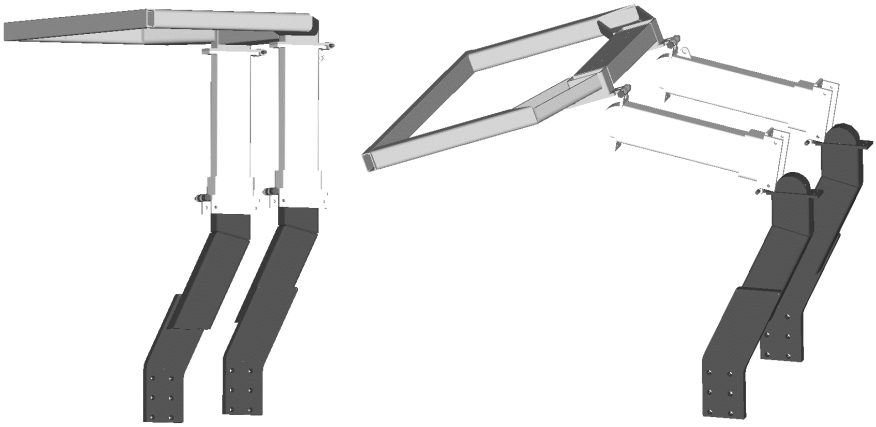


Fig. 8.2 "ROPS med två leder – framåt-/bakåtfällning".

8.2.1 Funktionsbeskrivning

Detta förslaget består av tre delar, tak, mittsektion och en undre del som fästs i vältens ram. Samtliga delar hålls samman med hjälp av leder som möjliggör en fällning av ROPS:en. Varje led i strukturen låses m.h.a. en spännanordning. Som lyftanordning kan vinsch användas som fästs i en ögla i mittsektionen.

8.3 Motivering till valt förslag

Vid val av förslag spelade flera aspekter in. Hänsyn togs till kostnad, enkelhet, hållfasthet och givetvis genomförbarhet. Förslaget med sänkning rakt ned ansågs bäst p.g.a. dess enkelhet och att det antagligen kräver mindre bearbetning vilket även sänker kostnaden.

9. Produktutkast

Ingående delar i ”Sänkning rakt med”:

- Övre del
- Undre del
- Lyftenhet
- Spännanordning
- Låsanordning

I den övre delen ingår plåttaket, balkstrukturen i taket och teleskopbalkar. I undre delen ingår hylsa, u-balk och plattjärn. Lyftenhet utför höjning och sänkning av den övre delen. Spännanordningen fixerar övre delen i undre delen. Delarnas placering ses i *fig. 9.1.*

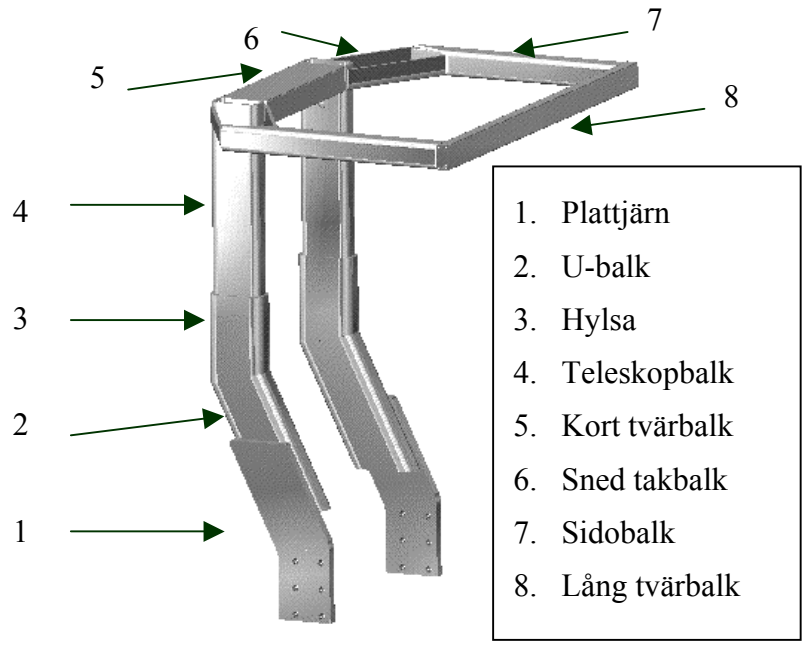


Fig. 9.1 Produktutkast.

9.1 Ingående enheter

Enheter	Färdiga enheter/delar		Unika enheter/delar	
	Rutin-behandling	Special-behandling	Special-behandling	Rutin-behandling
ROPS-Struktur				
Plattjärn 2st			X	
U-balk 2st			X	
Hylsa 2st			X	
Teleskopsbalk 2st			X	
Kort tvärbalk 1st				X
Sned takbalk 2st				X
lång tvärbalk 1st	X			
Tak/sidobalk 2st				X
Takplåt 1st	X			
Lock till "Sned takbalk"				X
Fällanordning				
Hydraulkolv		X		
Fästöron till hydraulkolv			X	
Bult mellan fästöra/kolv	X			
Nedre lyftbalk		X		
Övre lyftbalk		X		
Hydraulpump	X			
Hydraulslang	X			
Niplar	X			
Hydraulkopplingar	X			
Spännanordning				
Skruv M14		X		
Bricka M14	X			
Bakre back			X	
Tryckplatta			X	
Skruv M5	X			
Bricka M5	X			
Låsanordning				
Låssprint			X	
Hårnålssprint	X			
Mutter	X			
Bricka	X			

Tabell. 9.1 Ingående delar i ”Sänkning rakt ned”.

10. Komponentval

10.1 Val av hydraulkolv

10.1.1 Komponentens uppgift

Hydraulkolvens uppgift är att sänka och höja ROPS:en.

10.1.2 Kriterier för hydraulkolv

- Kolven ska ha en slaglängd på minst 500 mm
- Kolven ska klara att lyfta ROPS:en d.v.s. en vikt på ca 350 kg.
- Kolven ska vara i hopfällt läge när maskinen används.
- Kolven ska högst uppta en längd av 645 mm vid hopfällt läge

10.1.3 Sökning av komponentalternativ

Svedala använder Stacke Hydraulik AB [13] som leverantör av hydraulsystem. Därför har deras utbud använts vid val av hydraulkolv.

10.1.4 Bedömning och val av komponentalternativ

I samråd med Stacke har vi valt en dubbelverkande kolv av typen DA 250 ∅ 32/42. Inbyggnadsmåttet för denna är 635 mm och den klarar en dragande last på 1600 kg. Därmed uppfyller kolven de uppställda kriterierna och har valts som lyftenhet.

10.2 Val av skruv till spännanordning

10.2.1 Komponentens uppgift

Spännanordningen ska förhindra att den övre delen av strukturen rör sig i förhållande till den undre. Därmed kan man i hållfasthetsberäkningarna antaga att ROPS:en är styv, vilket medför att första ordningens hållfasthetsteori kan tillämpas. Skruven som används har till uppgift att spänna teleskopbalkarna mot hylsorna.

10.2.2 Kriterier för skruven

- Skruven ska klara att hålla mot ROPS:ens vikt gånger en faktor på 5 G.
- Skruven ska vara minst 65 mm lång.
- Skruven bör vara korrosionsbeständig.

10.2.3 Sökning av komponentalternativ

Skruven väljs från Svedalas underleverantör som är Mattssons [10].

10.2.4 Bedömning och val av komponentalternativ

För att bedöma dimensioner på skruven gjordes hållfasthetsberäkningar, se *bilaga A*. Den högsta spänning som uppstår i skruven är på 112,6 MPa därför bör en skruv med minst hållfasthetsklass 4.6 väljas. Efter samrådan med Svedala valdes en M14-skruv med längden 75 mm och hållfasthets-klass 8.8.

10.3 Val av nedre lyftbalk

10.3.1 Komponentens uppgift

Den nedre lyftbalken är en fästpunkt för den rörliga delen hos hydraulkolven. Balken svetsas fast längst ner på teleskopbalkarna för att kunna möjliggöra en sänkning av ROPS:en.

10.3.2 Kriterier för nedre lyftbalk

- Balken ska klara av kraften från hydraulkolven som behövs för att höja och sänka ROPS:en.
- Balken ska vara 668 mm lång.
- Balken ska gå att svetsa fast i hylsan.
- Balken ska vara minst 40 mm bred.
- Balken bör vara av materialet SS-2134.
- Balken bör ge ett robust intryck.

10.3.3 Sökning av komponentalternativ

Lämplig balk har valts från Tibnor [14] som levererar stålprofiler till Svedala.

10.3.4 Bedömning och val av komponentalternativ

En balk har valts för att ge robust intryck. Dimensionerna sattes till 50x20x668 mm och svetsas in med ett a-mått på 3 mm. Beräkningar, se *bilaga B*, visar att högsta spänningen i balken blir 58.8 MPa.

10.4 Val av övre lyftbalk

10.4.1 Komponentens uppgift

Den övre lyftbalken samverkar med den undre lyftbalken genom att vara den punkt där hydraulkolvens fasta del fästs. Balken svetsas fast i hylsorna på respektive ROPS-ben.

10.4.2 Kriterier för övre lyftbalk

- Balken ska klara av kraften från hydraulkolven som behövs för att höja och sänka ROPS:en.
- Balken ska vara 638 mm lång.
- Balken ska gå att svetsa fast i hylsan.
- Balken ska vara minst 40 mm bred.
- Balken bör vara av materialet SS-2134.
- Balken bör ge ett robust intryck.

10.4.3 Sökning av komponentalternativ

Lämplig balk har valts från Tibnor.

10.4.4 Bedömning och val av komponentalternativ

Balk 60x40x638 mm har valts då den ger ett robust intryck. Beräkningar, enligt *bilaga B,* visar att spänningarna som uppstår i balken blir maximalt 27.5 MPa och nedböjningen blir som mest 0.11 mm. Balken svetsas med ett a-mått på 3 mm.

11. Detaljkonstruktion

11.1 Plattjärn

11.1.1 Detaljbeskrivning

Detaljen har till uppgift att fungera som infästning i välten och dessutom som plasticeringsled vid en eventuell olyckshändelse.

11.1.2 Kriterier

Specificerade kriterier på plattjärn:

- Inga ändringar vid infästningen tillåts av utrymmesskäl.
- Ingen utbyggnad bakåt mot vältens midjeled.
- Material av typen SS-2134 bör användas.

11.1.3 Lösningssökning

Eftersom minimal förändring eftersträvades behålls den nuvarande lutningen av plattjärnet. Bredd och tjocklek på den nedre delen av plattjärnet och avstånd till hål för infästning förändras ej. Två alternativa lösningsförslag till nykonstruktion har tagits fram.

Alternativ 1

I alternativ 1, se *fig. 11.1*, har det sneda partiet på plattjärnet förlängts för att ge extra stöd och ersätta förlorad styvhet p.g.a. u-balkens utformning. Plattjärnet är även förlängt för att ge extra stöd åt svetsen mellan hylsa och u-balk.

Alternativ 2

I alternativ 2, se *fig.11.2,* förlängs plattjärnet till hylsans övre kant för att ge bättre stabilitet. Förlängningen medför att säkerhetssprinten måste gå igenom plattjärnet vilket i sin tur medför att sprinten måste förlängas.

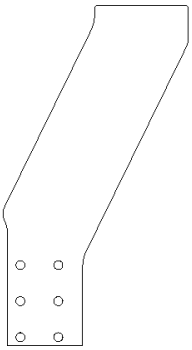


Fig. 11.1 Plattjärn – alternativ 1.

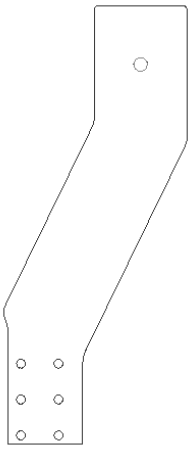


Fig. 11.2 Plattjärn – alternativ 2.

11.1.4 Val av lösning

Beräkningar, enligt *bilaga C,* visar att maximala spänningen i ett kritiskt tvärsnitt inte överstiger tillåten spänningen. Om svetsarna är av svetsklass WC med samma a-mått som tidigare överskrids inte tillåten spänning och de kommer inte att utmattas vid oändligt antal cykler. Därmed behålls svetsen enligt tidigare då kraften är densamma och svetslängden ökats för plattjärnet. Därmed väljs alternativ 1. Materialet väljs till SS 2134.

Ytterligare kontroller måste göras innan provning av ROPS:en blir aktuellt. Bl.a. bör en FEM-analys utföras för att beräkna energiupptagning och utböjning. Visar dessa beräkningar på något annat resultat kan plattjärnet förstärkas som alternativ 2 visar.

11.2 U-balk

11.2.1 Detaljbeskrivning

U-balken skall möjliggöra fri rörelse i vertikal led för teleskopbalken.

11.2.2 Kriterier

- Teleskopbalken skall passa inuti u-balken.
- Balken bör vara VKR-profil från Tibnor.

11.2.3 Lösningssökning

Närmaste dimension av VKR-profil som rymmer en teleskopbalk (VKR-200x100x12,5) är VKR-250x150x12,5. Detta medför ett glapp på 12.5 mm mellan teleskopbalken och hylsan. Detta utrymme är för stort och medför att en större teleskopbalk krävs. Detta behandlas senare i detaljkonstruktionen under rubriken ”Teleskopbalk”, kap 11.4.

Alternativ 1

I stort sett är de två olika alternativen mycket lika den ursprungliga konstruktionen. Alternativ 1 skiljer sig från originalet genom att en del av sidan på balken är bortskuren, enligt *fig. 11.3*.

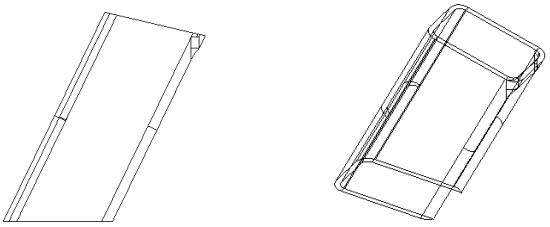


Fig. 11.3 U-balk alternativ 1.

Alternativ 2

Alternativ 2 är likadant som alternativ 1 förutom en extra förstärkning som ger konstruktionen ökad styvhet. Förstärkningarna utgörs av ett lock som svetsas i botten av u-balken samt ett plattjärn som svetsas fast inuti, se *fig. 11.4*.

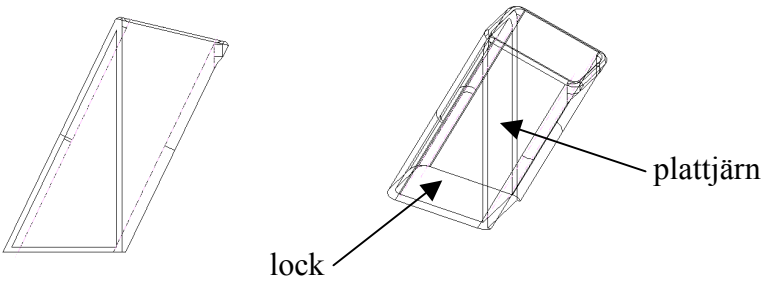


Fig. 11.4 U-balk alternativ 2.

11.2.4 Beräkningar

Beräkningar enligt *bilaga C* visar att maximal spänning i u-balken i alternativ 1 blir 222.5 MPa och klarar dimensioneringskraven.

11.2.5 Val av lösning

Eftersom beräkningar visar att alternativ 1 håller väljs detta eftersom denna konstruktion är enklare. Skulle framtida beräkningar visa att för stora spänningar eller deformationer uppstår kan förstärkningar göras enligt alternativ 2.Verifiering av handberäkningar bör göras med FEM.

11.3 Hylsa

11.3.1 Detaljbeskrivning

Hylsan skall möjliggöra fri rörelse i vertikal led för teleskopbalken. För att fixera strukturen i uppfällt läge krävs en sprint som förs genom hylsan och teleskopbalken.

11.3.2 Kriterier

- Teleskopbalken skall passa inuti hylsan.
- Hylsans höjd skall optimeras för att öka sänkningspotentialen maximalt.

11.3.3 Beräkningar

Beräkningar på hylsan visar att spänningar p.g.a. sidokraften uppgår till 2.7 GPa. Riktigheten av dessa beräkningar beror på vilken yta som tar upp trycket och hur balken deformeras. Kommande FEM-analys får avgöra om den verkliga spänningen stämmer överens med beräkningarna. Om så är fallet, kan balkkanten förstärkas med en krage med 15 mm godstjocklek som svetsas på. Därmed kommer spänningen att bli lägre än den tillåtna. FEM-analysen bör även innefatta en kontroll hur håltagningen för sprinten i hylsan påverkar dess hållfasthet.

För detaljerade beräkningar på kanttryck se *bilaga E*.

11.3.4 Val av lösning

Vald balkprofil till hylsan är VKR-250x150x12,5. Diametern på hålet för sprinten väljs till ∅ 45 mm, vilket ger ett spel på 6 mm mellan hål och sprint.

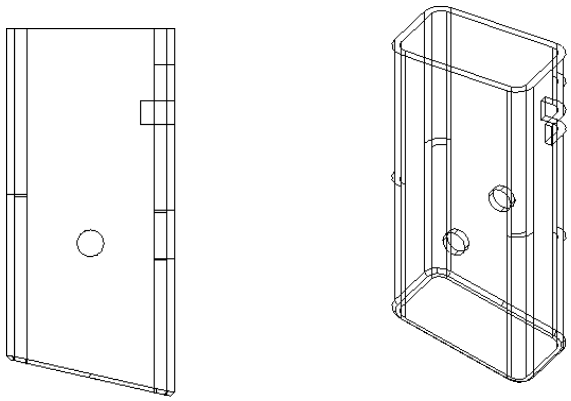


Fig.11.5 Hylsa.

11.4 Teleskopbalk

11.4.1 Detaljbeskrivning

Teleskopbalken är den långa vertikala balken som ska föras ned genom hylsan och u-balken.

11.4.2 Kriterier

- Teleskopbalken skall passa inuti hylsan.
- Balkprofilen bör väljas ur Tibnors balksortiment.

11.4.3 Lösningssökning

Eftersom hydraulkolven ska vara hoptryckt då ROPS:en är i uppfällt läge medför detta att nedre lyftbalken måste fästas i teleskopbalkens undre del. Av utrymmesskäl snedskärs nedre delen (*fig. 11.7*) för att inte stöta ihop med vältens motorkåpor. Hylsan har profilen VKR-250x150x12.5. Möjliga storlekar på teleskopbalken som passar i hylsan är VKR-200x100x12.5 och VKR-220x120x10.

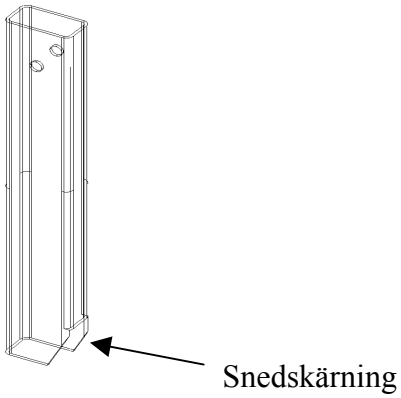


Fig. 11.7 Teleskopbalk.

11.4.4 Val av lösning

VKR-220x120x10 har större vrid- och böjmotstånd än VKR-200x100x12.5. Tvärsnittsarean är däremot mindre men spänningsökningen som detta leder till kompenseras av att vrid- och böjspänningen minskar. Eftersom lasterna ej ändrats kan båda balkdimensionerna användas ur hållfasthetssynpunkt. För att inte glappet mellan hylsan och teleskopbalken ska bli för stort har VKR-220x120x10 valts.

11.5 Sprint

11.5.1 Detaljbeskrivning

När ROPS:en befinner sig i uppfällt läge måste strukturen låsas i höjdled. Detta kommer att göras med en sprint.

11.5.2 Kriterier

- Sprinten bör ha så liten diameter som möjligt.
- Sprinten ska ej kunna vibrera loss.

11.5.3 Beräkningar

Beräkningar enligt *bilaga D* visar att sprinten måste ha en diameter på 38 mm i material SS 2541-03M.

11.5.4 Val av lösning

När sprinten är i hylsan och teleskopbalken måste den låsas för att undvika att den skakar loss. Detta förhindras genom en sprinten gängas och spänns med en mutter. Muttern säkras i sin tur med en traktorsplint.

Diametern på sprinten väljs till 39 mm eftersom detta är det närmaste standardvärdet för metriska gängor.

11.6 Spännmekanism

11.6.1 Detaljbeskrivning

Spännmekanismen är till för att fixera teleskopbalken med hylsan så att de vibrationskrafter som uppstår överförs från den övre balkstrukturen till den undre. Då de båda strukturerna spännes ihop kan hela ROPS:en anses vara stel ur vibrationssynpunkt.

11.6.2 Kriterier

- Kunna ta upp den last som uppkommer p.g.a. vibrationer.
- Lätt att använda.

11.6.3 Lösningssökning

Alternativ 1

Alternativ 1 består av två kilformade backar som spännes mot varandra. Ena backparet sitter fast på teleskopbalken medan det andra är justerbart med hjälp av en ledad skruv, se *fig. 11.8*. Förslaget kan uppbringa hög spännkraft på teleskopbalken. Det ger samtidigt en kraft nedåt som spänner fast låssprinten och håller teleskopbalken på plats i höjdled. Nackdelen med alternativ 1 är att den är svårtillverkad och att spännbackarna tar mycket plats.

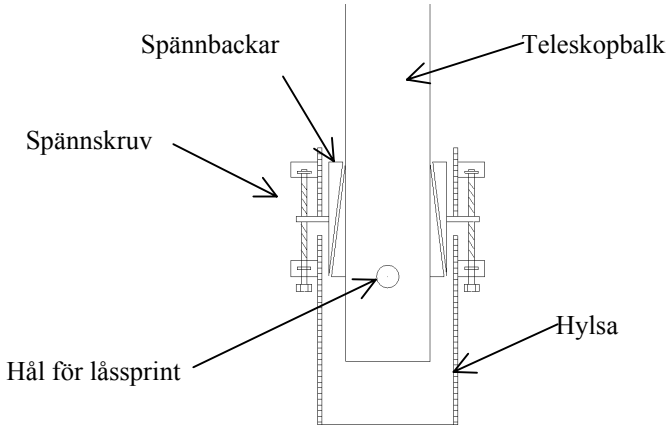


Fig. 11.8. Spännmekanism alternativ 1.

Alternativ 2

I alternativ 2 spänns teleskopbalken fast genom att en räfflad tryckplatta skruvas in på hylsans ena sida, se *fig. 11.9*. Tryckplattan pressar teleskopbalken mot två backar som är monterade på hylsans andra sida. Fördelen med detta förslag är att det bara behöver spännas med en bult. Nackdelen är att utrymmet mellan teleskopbalk och hylsvägg måste vara stort.

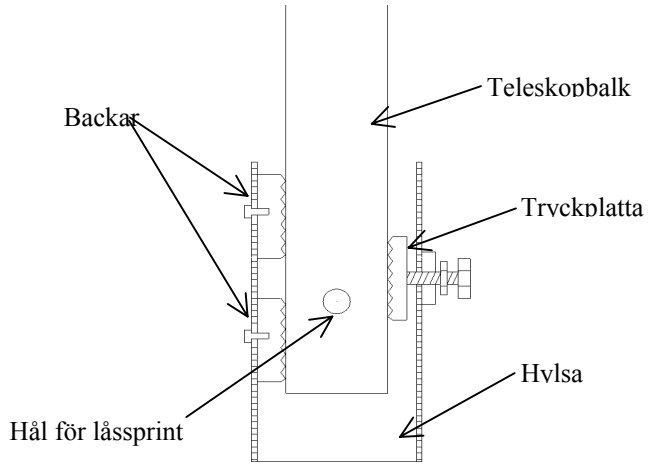


Fig. 11.9 Spännmekanism alternativ 2.

Alternativ 3

I alternativ 3 skärs ett hål ut i hylsans vägg. Utanför hålet svetsas en back enligt *fig. 11.10*. Genom backen löper en bult med en tryckplatta som spänner teleskopbalken mot hylsan och sprinten. Spännanordningen verkar diagonalt över tvärsnittet och spänner därmed fast teleskopbalken i två led. Fördelen med detta förslag är att spelet mellan teleskopbalken och hylsans innervägg kan vara litet.

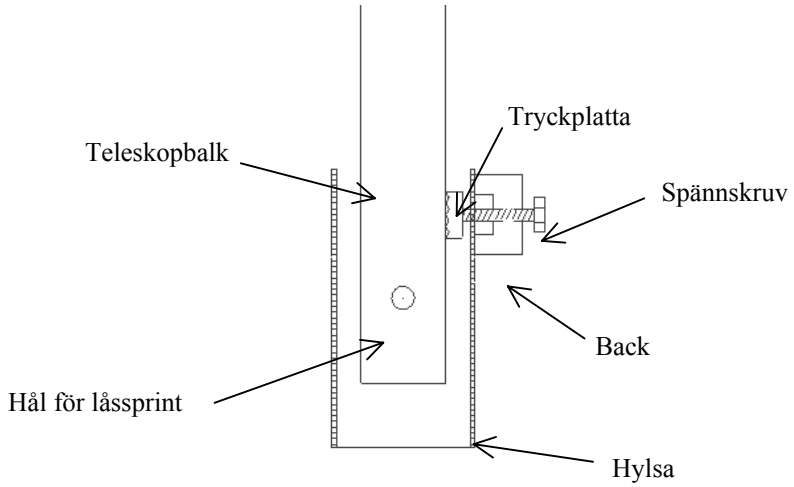


Fig. 11.10 Spännmekanism alternativ 3.

11.6.4 Lösningsbedömning

Den VKR-profil som väljs till teleskopbalken har ett sådant tvärsnitt att spelet mellan hylsans innervägg och teleskopbalken blir 2,5 mm på varje sida. Detta leder till att alternativ 1 och alternativ 2 blir svåra att tillverka. Alternativ 3 som inte är beroende av teleskopbalkens storlek blir således det alternativ som väljs till spännanordning.

12. Produktsammanställning

12.1 Funktionsbeskrivning

12.1.1 Sänkning

ROPS:en sänks ned på följande sätt:

1. Spänningsanordningarna lossas.
2. ROPS:en höjs tills sprintarna har lösgjorts.
3. Handpumpen ställs om till sänkläge.
4. Sprintarna skruvas loss och dras ut.
5. ROPS:en sänks tills den korta tvärbalken i taket tar emot hylsornas övre kant.

12.1.2 Höjning

ROPS:en höjs på följande sätt:

1. ROPS:en höjs tills sprinten går att sätta i hålet i hylsan och teleskopbalken.
2. Sprinten sätts i hålet och spänns fast.
3. Tryck släpps ur hydraulsystemet för att kontrollera sprintarna.
4. Spännanordningarna spänns.

12.2 Kriterieuppfyllelse

Alla de ställda kraven från kapitel 3 är uppfyllda. Nedan visas hur ROPS:en uppfyller önskemålen.

- ROPS/FOPS bör kunna fällas m.h.a. instruktioner på maskinen.

Vid fällning av ROPS följs beskrivningen enligt kapitel 12.2. En enkel och tydlig beskrivning visas på välten.

- ROPS/FOPS bör ej kräva tätare underhåll än maskinen i övrigt.

Den del som kräver tätast underhåll är hydraulsystemet som inte behöver underhållas oftare än vältens hydraulsystem.

- Reglage bör vara lättåtkomliga.

Sprinten sitter inom räckhåll när operatören ska sänka ROPS:en.

- Produktion av ROPS/FOPS bör ske miljövänligt samt ingående delar bör kunna återvinnas.

Samma material används i den nya konstruktionen som i den gamla. Hydraulsystemet med tillhörande olja medför en ökad miljöbelastning gentemot befintlig ROPS. I och med att maskinhöjden sänks under transport medför det kortare transportsträckor på lastbil vilket kan ge betydande miljövinster.

- Konstruktionen bör ej skilja sig för mycket från övrig design av maskinen.

Inga större utseendemässiga förändringar är gjorda på ROPS:en.

- ROPS/FOPS bör ha låg komplexitet.

Den nya konstruktionen är enkel med få rörliga delar.

- Fällning av ROPS/FOPS bör ske utan fysisk ansträngning.

Höjning/sänkning sker med hjälp av handpumpad hydraulik. Detta kräver högst 15 pumptag.

- Marknadsvärdet av välten bör ej försämras p.g.a. ändring av ROPS/FOPS.

För kunder med behov av sänkt maskinhöjd är CC 422 med fällbar ROPS konkurrenskraftig p.g.a. sänkta transportkostnader med exempelvis lastbil eller lastfartyg.

12.3 Sammanställningsritning

I *fig. 12.1* och *fig. 12.2* visas sammanställningsritningar för övre- respektive undre ROPS-del. För stycklista över samtliga komponenter se *bilaga G*.

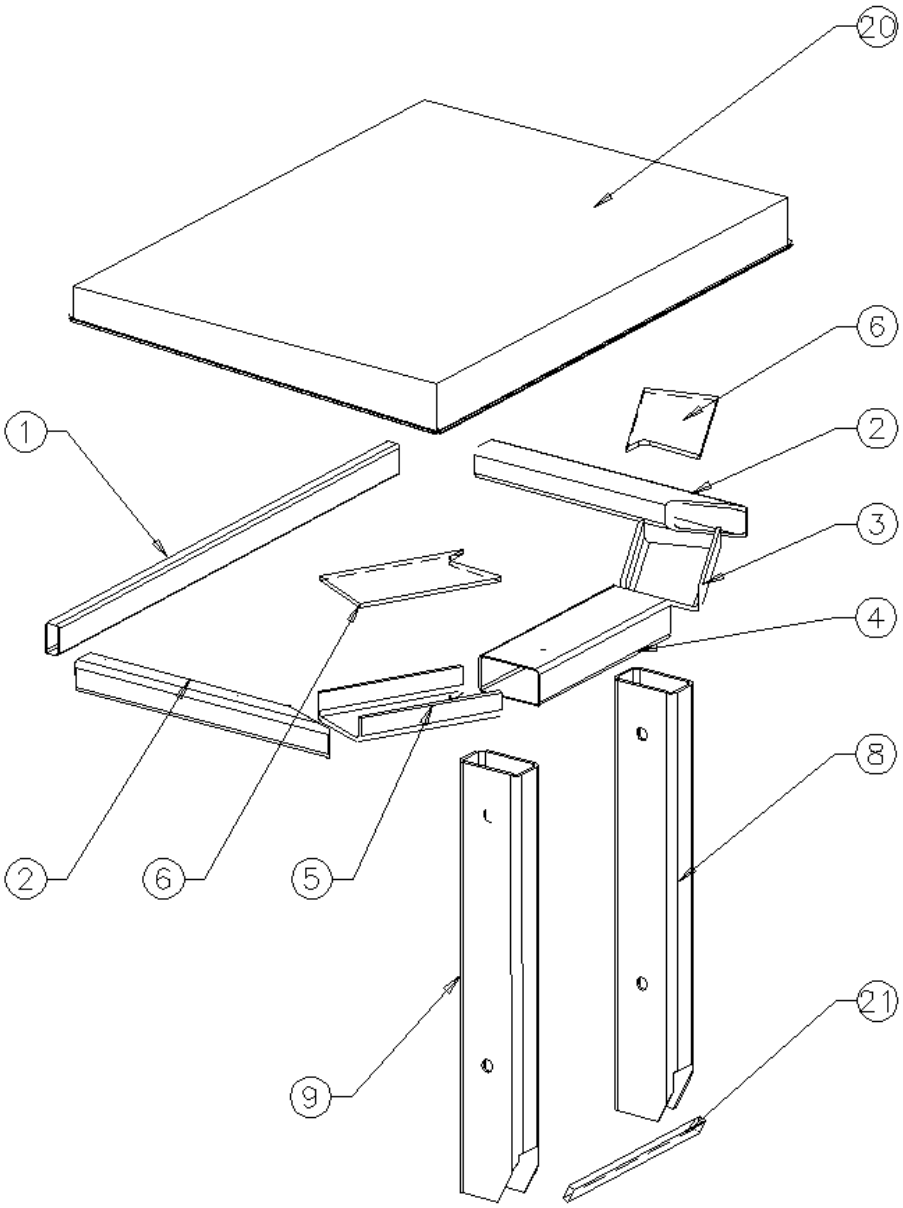


Fig. 12.1 Produktsammanställning övre ROPS-delen. Positionsnummer se bilaga J.

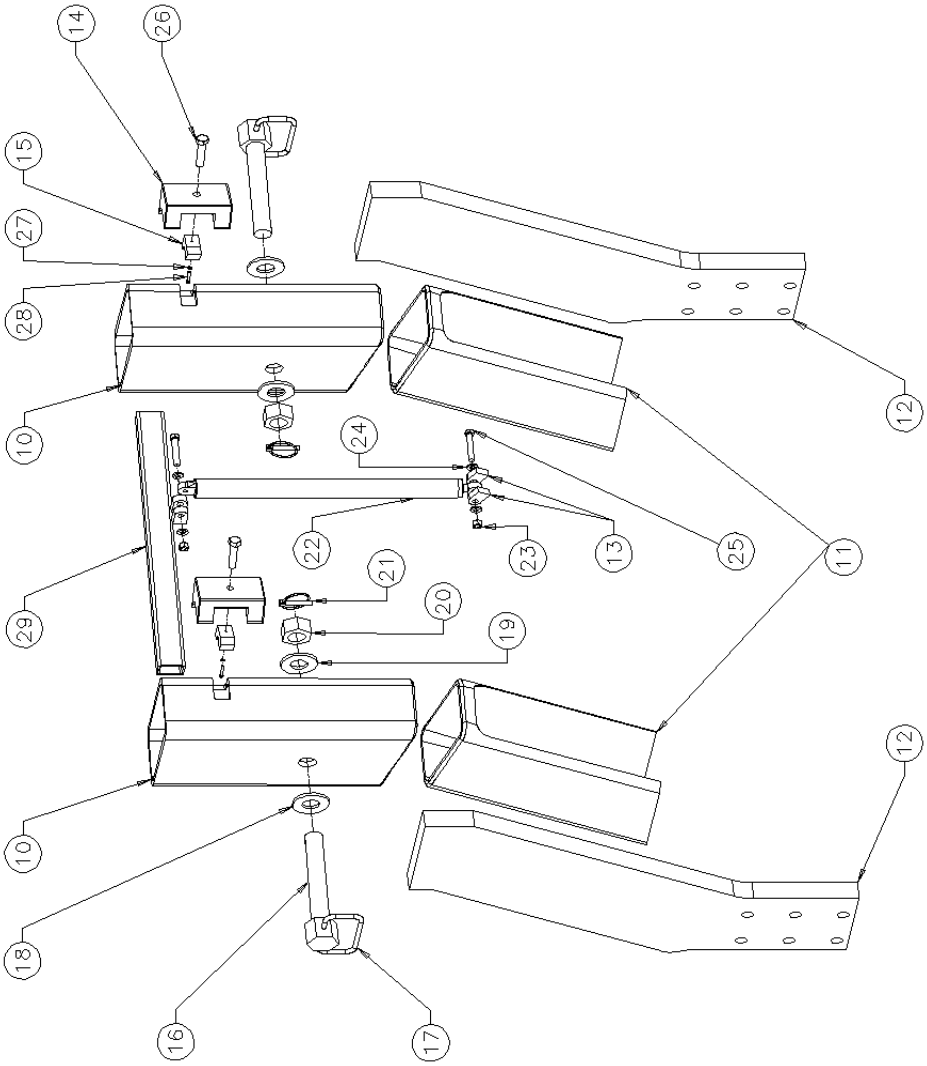


Fig. 12.2 Produktsammanställning undre ROPS-delen. Positionsnummer se bilaga J.

13. Valideringsplan

Denna valideringsplan är tänkt att fungera som en kontroll innan produktion av fällbar ROPS påbörjas.

13.1 FEM-analys

För att kontrollera att spänningarna, orsakade av de olika lastfallen (se *bilaga C*), inte överskrider de max tillåtna krävs omfattande FEM-beräkningar. Analysen bör innefatta samtliga balkar i strukturen, speciellt plasticeringsleder och hur hylsan påverkas av trycket från teleskopbalken.

13.2 Prototyp

Provning sker på en prototyp i naturlig storlek enligt ISO 3471:1994

Före provning ska test av nya funktioner utföras. Detta innefattar:

- Kontroll av höjning och sänkning görs för att säkerställa fällningsmekanismens funktion.
- Låssprintarna testas för att kontrollera att de är lätta att skruva av och på.
- Kontroll att spännanordningen klarar att hålla fast övre delen av ROPS:en när välten vibrerar.
- Välten svängs för att kontrollera att ROPS:en inte tar i kåporna på bakre delen av välten.
- Förarstolen flyttas till sina ytterlägen för att kontrollera att den inte slår i ROPS:en.

14. Riskanalys

Riskanalys utförs för att förutse risker med konstruktionen, allvarlighetsgraden av dessa, hur ofta de uppstår och hur lätt de upptäcks, även eventuella åtgärder för att undvika fel har föreslagits. För varje enhet som ingår i konstruktionen har en förenklad FMEA gjorts.

14.1 Analyserade enheter

- Plattjärn och tvärbalk i taket (deformationszoner).
- Låsanordning (sprint).
- Spännanordning.
- Teleskopbalkar.
- Hydraulkolv.

14.1.1 Plattjärn och tvärbalk i taket

Deformationszonerna deformerar för mycket

Sannolikhet: Liten.

Orsak: Fel vid tillverkning.

Utsatt för skada.

Allvarlighetsgrad: Mycket allvarlig.

Åtgärd: Noggrann kontroll vid tillverkning samt varningstext angående skadad ROPS.

Deformationszonerna deformerar för lite

Sannolikhet: Mycket liten.

Orsak: Fel vid tillverkning.

Allvarlighetsgrad: Allvarlig.

Åtgärd: Noggrann kontroll vid tillverkning.

14.1.2 Låsanordning (sprint)

Sprinten går av

Sannolikhet: Mycket liten.

Orsak: Fel tillverkad.

Skadad sprint.

Fel sprint.

Allvarlighetsgrad: Mycket allvarlig.

Åtgärd: Noggrann kontroll vid tillverkning.

Varningstext angående skadad sprint.

Märka sprint så att den ej går att förväxla.

Sprint passar ej

Sannolikhet: Liten.

Orsak: Sprint skadad.

Hål i ROPS-ben ej mitt för varandra p.g.a. hydraulkolv i fel läge.

Allvarlighetsgrad: Små, endast tidsförluster.

Risk att föraren kör utan sprint.

Åtgärd: Varningstext.

Sprint trillar av

Sannolikhet: Liten.

Orsak: Operatören har glömt spänna fast sprinten.

Vibrationer gör att skruven gängas av.

Allvarlighetsgrad: Mycket allvarlig.

Åtgärd: Varningstext.

Sprint säkras så att mutter ej kan gängas ur.

14.1.3 Spännanordning

Vibrationer uppstår (oväsen)

Sannolikhet: Liten.

Orsak: Ej fastskruvad ordentligt.

Allvarlighetsgrad: Mindre allvarlig.

Åtgärd: Montera ytterligare spännanordningar.

14.1.4 Teleskopbalkar

Slitage (färg skavs av)

Sannolikhet: Stor.

Orsak: Kanter skaver vid upp- och nedfällning.

Allvarlighetsgrad: Estetiska aspekter.

Åtgärder: Eventuellt montera glidskenor på insidan av hylsan.

14.1.5 Hydraulkolv

Övre ROPS-struktur trycks ej upp tillräckligt

Sannolikhet: Liten

Orsak: Oljeläckage

Allvarlighetsgrad: Tidsförlust

Åtgärd: Underhåll av hydraulsystem

14.2 Fällningsprocedur

Vid fällningen av ROPS:en uppstår ett antal farliga moment om fällningsrutinerna ej efterföljs.

Hydraulkolven håller ej ROPS:en efter att sprinten tagits bort

Sannolikhet: Liten.

Orsak: Läckage på oljesystem.

Övriga fel på hydrauliken.

Allvarlighetsgrad: Mycket allvarlig, klämrisk.

Åtgärd: Tydliga instruktioner var operatören ska befinna sig under fällning för att inte klämrisk ska uppstå.

Sprintarna ska vara lätta att lossa.

15. Kostnadskalkyl

Kostnaden för ROPS:en har delats in i tre kategorier, materialkostnader, arbetskostnader och kostnader för övrig utrustning. Materialkostnaden har uppskattats utifrån längden på balkarna och deras profiler. Priserna på taket och fästelementen (skruvar, muttrar och brickor) har hämtats från Svedalas inköpsavdelning eller direkt från deras underleverantörer.

För att grovt bestämma arbetskostnaden gjordes en förenkling som innebar att vikten för den befintliga ROPS:en jämfördes med vikten för den fällbara. Den nya modellen ökar vikten med 50 %, därför antogs också att materialkostnaden ökade i motsvarande grad. Utifrån detta antagande och att kostnaden för den existerande konstruktionen är känd gjordes följande beräkningar:

Materialkostnaden för fällbar ROPS är ca. 7800 kr. Denna konstruktionen är ca: 50 % dyrare än den gamla vilket innebär att dess materialkostnad är ca. 5200 kr.

I dagsläget kostar en traditionell ROPS 11000 kr vilket betyder att arbetskostnaden är ca. 5800 kr. Arbetskostnaden kommer att bli högre för den nya konstruktionen då den kräver mer bearbetning.

Priset för övrig utrustning varierar stort beroende på inköpsvolym, exempelvis sänks priset på en handpump från 3069 kr till ca 1500 kr vid inköp av 100 stycken. Vid beräkning av priset har ingen hänsyn tagits till eventuella mängdrabatter. Därför kommer övrig utrustning att kosta ca. 4500 kr.

Slutsumman blir en grov bedömning som givetvis behöver göras noggrannare vid tillverkning. Totala kostnaden blir ca. 18 000 kr.

För mer detaljerad kalkyl, se *bilaga H* .

Referenser

Litteratur

1. Björk Karl, *"Formler och tabeller för mekanisk konstruktion"*, 5:e upplagan, 1999, Karl Björks Förlag HB.
2. *"Boverkets handbok om Stålkonstruktioner, BSK 99"*, 2000, ISBN 91-7147-527-3, Boverket, Byggavdelningen.
3. Dahlvig Gunnar, *"Konstruktionselement och maskinbyggnad"*, 6:e upplagan, 1985, ISBN 91-40-21040-5, Liber.
4. *"Handbok och formelsamling i hållfasthetslära"*, 1999, Institutionen för hållfasthetslära, Kungliga Tekniska Högskolan.
5. *"Karlebo Handbok"*, 14:e utgåvan, 1992, ISBN 91-21-13273-9, Liber.
6. Olsson Fredy, *"Primärkonstruktion"*, Institutionen för Maskinkonstruktion, Lunds Tekniska Högskola.
7. Olsson Fredy, *"Principkonstruktion"*, 1995, Institutionen för Maskinkonstruktion, Lunds Tekniska Högskola.
8. Vedmar Lars, *"Maskinelement Kritiska varvtal"*, 1997, Lunds Tekniska Högskola.

Produktkataloger

9. ANS Produktkatalog, Arvid Nilsson Sverige AB, Bultgatan 27, 442 40 Kungälv.
10. Mattssons Produktkatalog, Mattssons i Anderstorp AB, Box 134, 334 23 Anderstorp.
11. Näsström Systems Produktkatalog, Näsström System AB, Bergkällarvägen 20-22, 192 79 Sollentuna.
12. Specma Hydrauliks Produktkatalog, Specma Dunlop Hydraulik AB, Box 164, 401 23 Göteborg.
13. Stacke Hydrauliks Produktkatalog, Stacke Hydraulik AB, Box 154, 568 24 Skillingaryd.
14. Tibnors Produktkatalog, Tibnor AB, Bjurögatan 20, Box 50103, 202 11 Malmö.

Bilaga A

Beräkningar på skruv till spännanordning

Statisk hållfasthet

Fig. A1 visar hylsans tvärsnittsdimensioner. Skruven till spännanordningen följer den diagonala linjen. Krafterna som spännanordningen ska klara är ROPS:ens vikt gånger en faktor på 5G i alla riktningar d.v.s. :

$$\frac{250kg \cdot 5G}{2} = \frac{250 \cdot 5 \cdot 9.81}{2} \approx 6200N$$

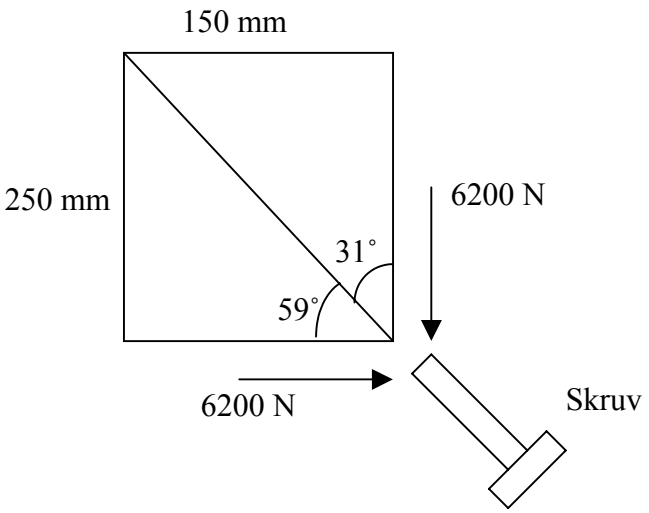


Fig. A1. Krafter på tvärsnitt p.g.a. vibrationer.

Vibrationskrafterna verkar på skruven enligt *fig. A2*

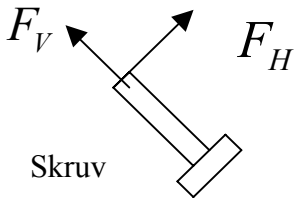


Fig. A2. Kraftfördelning på skruven.

Kraftjämvikt ger följande:

$\nwarrow \quad F_V - 6200 \cdot \cos 59^\circ - 6200 \cdot \cos 31^\circ = 0 \Rightarrow F_V \approx 8510N$

$\nearrow \quad F_H - 6200 \cdot \sin 31^\circ + 6200 \cdot \sin 59^\circ = 0 \Rightarrow F_H \approx 2125N$

M14-gänga har data enligt *tabell A1*.

	Stigning	Innerdiameter	Medeldiameter	Profilvinkel (ISO)	Kärnarea
M14	2mm	11.835mm	12.701mm	α=30°	110 mm^2

Tabell A1. Data M14-gänga.

Tryckspänningen i skruven blir:

$$\sigma = \frac{F_V}{A_k} \Rightarrow \sigma = \frac{8510}{110} \approx 77.4MPa$$

där A_k är skruvens kärnarea.

Skjuvspänningen orsakad av tvärkraften blir:

$$\tau_{till} = 0.6 \cdot \sigma_{till} = 0.6 \cdot 210MPa \approx 126MPa$$

$$\tau_{till} = \frac{F_H}{A_k} = \frac{2125}{110} \approx 19.3MPa$$

Stigningsvinkeln för gängan ges av [8]:

$$\tan\lambda = \frac{s}{\pi \cdot d_m} = \frac{2}{\pi \cdot 12.701} \Rightarrow \lambda \approx 2.87^\circ$$

$$\tan\alpha_n = \tan\alpha_s \cdot \cos\lambda = \tan 30^\circ \cdot \cos 2.87^\circ \Rightarrow \alpha_n \approx 29.97^\circ$$

Åtdragningsmomentet M för skruven beräknas enligt ekvation:

$$M = F_V \cdot \frac{\cos\alpha_n \cdot \tan\lambda + \mu}{\cos\alpha_n - \mu\tan\lambda} \cdot r_m$$

$$= 8510 \cdot \frac{\cos 29.97^\circ \cdot \tan 2.87^\circ + 0.2}{\cos 29.97^\circ - 0.2 \cdot \tan 2.87^\circ} \cdot \left(\frac{12.701 \cdot 10^{-3}}{2}\right) \approx 15.4Nm$$

där r_m är medelradien och μ är friktionskoefficienten för stål mot stål.

Skjuvspänning som uppstår p.g.a. momentet M är:

$$\tau_M = \frac{M}{W_v} = \frac{15.4}{\frac{\pi \cdot d_k{}^3}{16}} = \frac{15.4 \cdot 16}{\pi \cdot \left(11.835 \cdot 10^{-3}\right)^3} = 47.3MPa$$

där W_v är vridmotståndet och d_k är skruvens kärndiametern

Jämförelsespänningen σ_j enligt von Mises blir därmed:

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_M{}^2} = \sqrt{77.4^2 + 3 \cdot 47.3^2} \approx 112.6MPa$$

Om kraften antas verka jämt över gängorna kan skjuvspänningen beräknas enligt:

$$\tau = \frac{F_V}{\pi \cdot d_k \cdot h} = \frac{8510}{\pi \cdot 11.835 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 10^{-3}} \approx 9.2MPa \ ,$$

där h är den längd på gängan som har kontakt med u-backen.

Utmattning

P.g.a. vältens vibrationer kommer skruven att utsättas för utmattning. Ingen hänsyn har tagits till utmattning eftersom skruven inte äventyrar säkerheten hos föraren även om den skulle gå av. En noggrannare kontroll av detta bör göras.

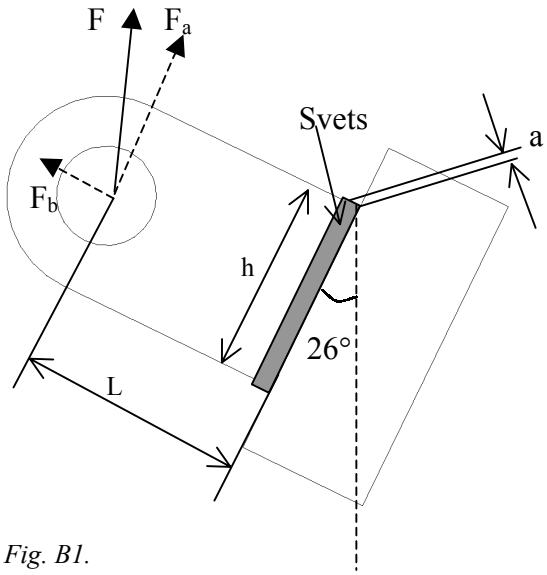
Bilaga B

Hållfasthetsberäkningar lyftöra

Örat tillverkas i material SS-2134 som har en undre sträckgräns på 355 MPa och en E-modul på 210 GPa. Säkerhetsfaktorn n har valts till 3. Högsta tillåtna spänning blir då:

$$\sigma_{till} = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{355}{3} \approx 118MPa$$

Ingångsmått och beteckningar



F = 1610 N

$F_a = F \cdot \cos 26° = 1448$ N

$F_b = F \cdot \sin 26° = 706$ N

a = 3 mm (svetsmått)

b = 15 mm (tjocklek)

h = 30 mm

L = 45 mm

Fig. B1.

Fig. B1 visar ingående mått för lyftörat. Kraften F beräknas från vikten på den övre delen av ROPS:en (328 kg) som tas upp av två lyftöron.

$$F = \frac{328 \cdot 9.81}{2} \approx 1610N$$

Spänning i lyftörat

För örats tvärsnitt beräknas böjmotstånd W_b, böjspänning $\sigma_{böj}$ och dragspänning σ_{drag}:

$$W_b = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0.015 \cdot 0.030^2}{6} = 2.25 \cdot 10^{-6}\,\mathrm{m}^3$$

$$\sigma_{böj} = \frac{M}{W_b} = \frac{F_a \cdot L}{W_b} = \frac{1448 \cdot 0.045}{2.25 \cdot 10^{-6}} = 29.0 MPa$$

$$\sigma_{drag} = \frac{F_b}{A} = \frac{706}{0.03 \cdot 0.015} = 1.6 MPa$$

Den maximala spänningen i lyftörat blir:

$$\sigma_{max} = \sigma_{böj} + \sigma_{drag} = 29.0 + 1.6 = 30.6 \text{ MPa}$$

Uppkomna spänningar i lyftörat ligger mycket under σ_{till}.

Spänning i svets

Svetstypen som kommer att användas är kälsvets. För denna typ gäller att a-måttet inte får understiga 3 mm [3]. Då spänningarna i svetsen antas bli låga har a-måttet valts till minsta tillåtna d.v.s. 3 mm. Kontroll av svetsarna görs i följande beräkningar i punkt A och punkt B enligt *fig. B2*. Sambanden som följer är hämtad från ”*Konstruktionselement och maskinbyggnad*” [3].

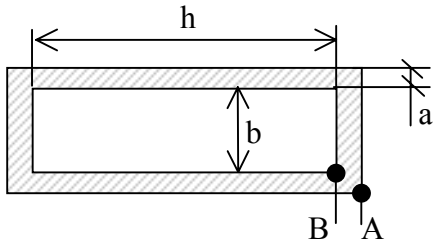


Fig. B2 Beräkningspunkter på svetsen.

För svetsen beräknas böjmotståndet I_{svets}:

$$I_{svets} = \frac{1}{12}\left[(b+2a)(h+2a)^3 - bh^3\right] = 4.79 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

I punkten A uppstår böjspänningen:

$$\sigma_{böj\ max} = \frac{M}{I_{svets}} \cdot y = \frac{F_a \cdot L}{I_{svets}} \cdot \left(\frac{h}{2} + a\right) = \frac{65.2}{4.79 \cdot 10^{-8}} \cdot 0.018 = 24.6 \text{ MPa}$$

Detta leder till följande jämförelsespänning:

$$\sigma_j = \sigma_{böj\ max} \cdot \sqrt{2} = 34.7 \text{ MPa}$$

vilket är mindre än σ_{till}.

I punkten B beräknas böjspänningen σ_b, de vinkelräta drag- och skjuvspänningarna, $\sigma_\perp$ och $\tau_\perp$, samt den parallella skjuvspänningen $\tau_{||}$:

$$\sigma_b = \frac{M}{I_{svets}} \cdot y = \frac{F_a \cdot L}{I_{svets}} \cdot \left(\frac{h}{2}\right) = \frac{65.2}{4.79 \cdot 10^{-8}} \cdot 0.015 = 20.5. \text{ MPa}$$

$$\sigma_\perp = \tau_\perp = \frac{\sigma_b}{\sqrt{2}} = \frac{20.5}{\sqrt{2}} = 14.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{||} = \frac{F_a}{h \cdot 2 \cdot a} = \frac{1448}{0.03 \cdot 2 \cdot 0.003} = 8.1 \text{ MPa}$$

Detta ger jämförelsespänningen:

$$\sigma_j = \sqrt{\left(\sigma^2{}_\perp + 3\tau^2{}_\perp + 3\tau_{11}{}^2\right)} = \sqrt{\left(14.5^2 + 3 \cdot 14.5^2 + 3 \cdot 8.1^2\right)} =$$

$$=32.2 \text{ MPa}$$

Detta ger att spänningarna i punkt A och punkt B båda understiger τ_{till} på 118 MPa.

Hållfasthetsberäkningar - nedre lyftbalk

Nedre lyftbalken består av ett plattjärn i material SS-2134. Högsta tillåtna spänning är 118 MPa enligt tidigare beräkningar för lyftörat och materialet har en E-modul på 210 GPa.

Ingångsmått och beteckningar

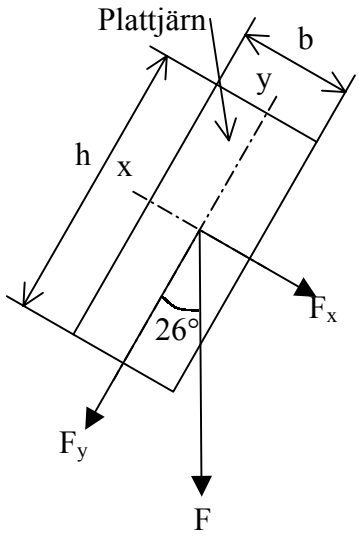


Fig. B3.

F = 3220 N

$F_y = F \cdot \cos 26° = 2895$ N

$F_x = F \cdot \sin 26° = 1412$ N

h = 50 mm

b = 20 mm

L = 668 mm (Plattjärnets längd)

Spänning i nedre lytftbalk

För nedre lyftbalken beräknas böjmotståndet enligt:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0.02 \cdot 0.05^2}{6} = 8.33 \cdot 10^{-6} \ \text{m}^4$$

$$W_y = \frac{h \cdot b^2}{6} = \frac{0{,}05 \cdot 0{,}02^2}{6} = 3.33 \cdot 10^{-6} \ \text{m}^4$$

En maximal böjspänning beräknas i x- och y-led med följande ekvationer:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W}$$

$$M_{max} = \frac{F \cdot L}{8}$$

Den maximala spänningen i x-led blir $\sigma_{max,x}$:

$$\sigma_{max,x} = \frac{F_y \cdot L}{W_x \cdot 8} = \frac{2895 \cdot 0.668}{8.33 \cdot 10^{-6} \cdot 8} = 29.1 \ \text{MPa}$$

I y-led blir den maximala spänningen $\sigma_{max,y}$:

$$\sigma_{max,y} = \frac{F_x \cdot L}{W_y \cdot 8} = \frac{1412 \cdot 0.668}{3.33 \cdot 10^{-6} \cdot 8} = 35.5 \ \text{MPa}$$

Maximala spänningen i x- och y-leden kommer att samverka i en punkt och ge en maximal spänning:

$\sigma_{max,tot}=\sigma_{max,x}+\sigma_{max,y}=29.1+35.5=64.6$ MPa

Utböjning i nedre lyftbalken

För att kontrollera att ingen större utböjning δ sker vid höjning och sänkning av ROPS:en görs följande beräkningar.

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I}$$

Tröghetsmomentet beräknas enligt:

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0.02 \cdot 0.05^3}{12} = 2.08 \cdot 10^{-7}\, m^4$$

$$I_y = \frac{h \cdot b^3}{12} = \frac{0.05 \cdot 0.02^3}{12} = 3.33 \cdot 10^{-8}\, m^4$$

Runt x-axeln blir utböjningen:

$$\delta_y = \frac{F_y \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I_x} = \frac{2895 \cdot 0.668^3}{192 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 2.08 \cdot 10^{-7}}$$

$$= 0.103 \cdot 10^{-3}\, m = 0.103 mm$$

Runt y-axeln blir utböjningen:

$$\delta_x = \frac{F_x \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I_y} = \frac{1412 \cdot 0.668^3}{192 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 3.33 \cdot 10^{-8}}$$

$$= 0.314 \cdot 10^{-3}\, m = 0.314 mm$$

Av beräkningarna framgår att balkens utböjning är mycket liten och den kommer inte att påverka hydraulkolvens funktion.

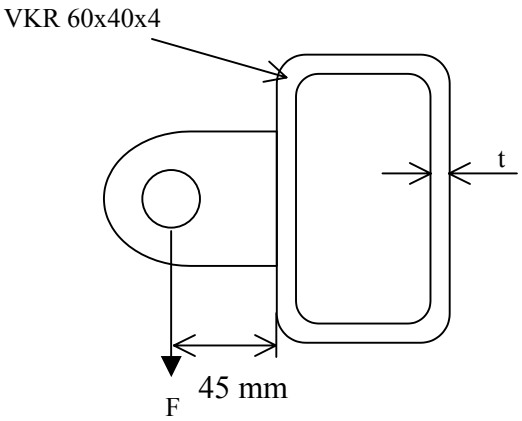
Svetsar för nedre lyftbalken

Nedre lyftbalken är kraftigt överdimensionerad och därför fås en lång svetslängd. Därför bör det klara sig med ett a-mått på 3 mm. För att säkerställa detta behöver dock beräkningar göras.

Hållfasthetsberäkningar övre lyftbalk

Balken är en standard profil VKR 60x40 som tillhandahålls av Tibnor. Materialet är SS-2134 med tillåten spänning på 233 MPa och en E-modul på 210 GPa.

Ingångsmått och beteckningar



F = 3218 N

t = 4 mm

L = 638 mm (balkens längd)

$W_b = 10.9 \cdot 10^3$ mm^3 (Tibnor)

$W_v = 13.7 \cdot 10^3$ mm^3 (Tibnor)

$I = 32.8 \cdot 10^4$ mm^4 (Tibnor)

Fig. B4.

Spänning i övre lyftbalken

För att beräkna den maximala spänningen i balken beräknas vrid- och böjspänningen när de var för sig tar upp all kraft. Den maximala skjuvspänningen beräknas enligt:

$$\tau_{\max} = \frac{M_v}{W_v} = \frac{F \cdot 0.045}{W_v} = \frac{3218 \cdot 0.045}{13.7 \cdot 10^{-6}} = 10.6 MPa$$

Den maximala böjspänningen och det maximala momentet beräknas enligt:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_b}{W_b}$$

$$M_{\max} = \frac{F \cdot L}{8}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F \cdot L}{W_b \cdot 8} = \frac{3218 \cdot 0.638}{10.9 \cdot 10^{-6} \cdot 8} = 23.6 MPa$$

Böj- och vridspänningen ger en jämförelsespänning σ_j enligt:

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{23.6^2 + 3 \cdot 10.6^2} = 29.9 MPa$$

Jämförelsespänningen understiger tillåten spänning och är därför OK.

Utböjning i övre lyftbalken

För att beräkna vilken utböjning som fås i balken vid höjning och sänkning av ROPS:en antas all kraft verka böjande av balken. Detta ger följande nedböjning:

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I} = \frac{3218 \cdot 0.638^3}{192 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 32.8 \cdot 10^{-8}} = 63.2 \cdot 10^{-6} m \approx 0.064 mm$$

Denna utböjning blir liksom utböjningen i nedre lyftbalken mycket liten och ROPS:ens höj- och sänkfunktion kommer inte att påverkas negativt av denna faktor.

Svetsar för övre lyftbalken

Lyftöronen som är insvetsade på övre lyftbalken svetsas på samma vis som lyftöronen i undre lyftbalken. Spänningarna i svetsarna på nedre lyftbalken blev 34.7 MPa. Därför kommer även spänningarna i svetsarna på den övre lyftbalken att understiga tillåten spänning med god marginal.

Den övre lyftbalken svetsas in i ROPS-benen. Balken är kraftigt överdimensionerad och svetslängden blir då också lång. Ett a-mått på 3 mm bör klara sig men för att fastställa detta behöver beräkningar göras.

Bilaga C

ISO-standard

ISO 3471:1994 tillämpas för ROPS:en. ISO-standarden består av ett antal lastfall där krafterna läggs på i följande ordning: sidokraft, kraft bakifrån och kraft uppifrån. Vid provning får ej sådana deformationer uppstå att området där föraren befinner sig ej inskränks.

Dimensioneringsvärde

Materialet som används i ROPS-benen är 2134-stål. Detta har en sträckgräns (R_{eL}) på 355 MPa och en brottgräns (R_m) på 510 MPa [1]. För att göra överslagsberäkningar på ROPS:en, som är konstruerad så att den tar upp energi genom deformation, har en faktor 1.5 multiplicerats med kraften. Denna kraft har sedan varit dimensionerande mot brottgränsen. Faktorn 1.5 kommer från förhållandet:

$$\frac{R_m}{R_{eL}} = \frac{510}{355} \approx 1.5$$

Lastfall 1, sidokraft

En kraft läggs på från sidan på taket 1/3 bakifrån, enl. *fig. C1.* Enligt ISO 3471:1994 ska kraften vara 81.3 kN. Den dimensionerande kraften från sidan blir då:

$$F_{sidokraft} = F_s = 1.5 \cdot 81.3 \cdot 10^3 = 121950N$$

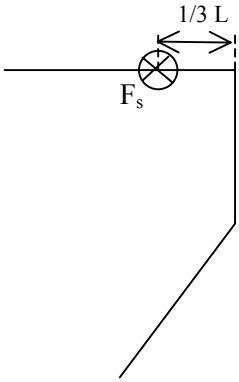


Fig. C1 Placering av kraft i lasttfall 1.

Sidokraften i lastfall 1 fördelar sig som rena tvärkrafter på de båda ROPS-benen, d.v.s. inga vridningar uppstår. Krafterna fördelar sig enligt *fig. C2* där takstrukturen ses uppifrån. Kraft- och momentekvationer ger krafterna enligt figuren.

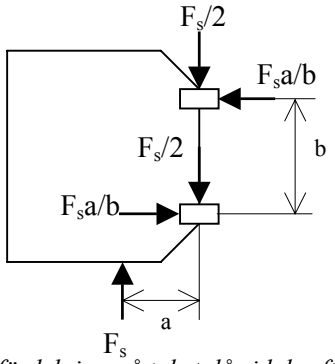


Fig. C2 Kraftfördelning på taket då sidokraft läggs på.

$$\frac{F_s}{2} = \frac{121950}{2} = 60975 \approx 61.0kN$$

$$\frac{F_s a}{b} = \frac{121950 \cdot 0.309}{0.838} = 44967 \approx 45.0kN$$

Lastfall 2, kraft uppifrån

Kraften uppifrån läggs på 1/3 av takstrukturens längd sett bakifrån, enligt *fig. C3*. Enligt ISO 3471:1994 ska kraften vara 294.2 kN. Kraften fördelar sig lika på de båda benen, alltså delas den med två. Den dimensionerande kraften blir då:

$$F_{uppifrån} = F_u = \frac{294.2 \cdot 1.5}{2} = 220.65kN$$

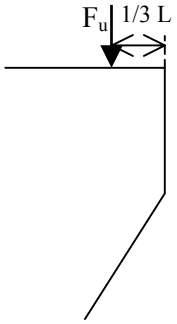


Fig. C3 Placering av kraft i lastfall 2.

Lastfall 3, kraft bakifrån

Kraften bakifrån läggs på rakt bakifrån i höjd med taket enligt *fig. C4*. Enligt ISO 3471:1994 ska kraften vara 65.1 kN. Denna kraft fördelar sig jämt mellan de båda benen och blir:

$$F_{bakifrån} = F_b = \frac{65.1 \cdot 10^3 \cdot 1.5}{2} = 48.825kN$$

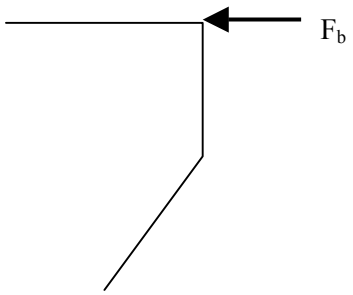


Fig. C4 Lastfall 3, kraft bakifrån.

Tvärsnitt

Hållfasthet beräknas för det tvärsnitt som efter omkonstruktion har försämrats på ROPS-benen. Övriga tvärsnitt som är desamma eller har förbättrats ur hållfasthetssynpunkt beräknas inte eftersom krafterna inte har förändrats. De delar av ROPS-benen som kan vara kritiska är de sneda u-balkarna där hål tagits, se *fig. C5.* Tvärsnittet består av plattjärn och u-balk.

Fig. C5 Kritiskt tvärsnitt, längst ner på de sneda u-balkarna sett uppifrån.

I tvärsnitten beräknas en jämförelsespänning, σ_e, i olika punkter. De punkter som beräknas visas i *fig. C6*, där punkt 6 och 7 är svetsar.

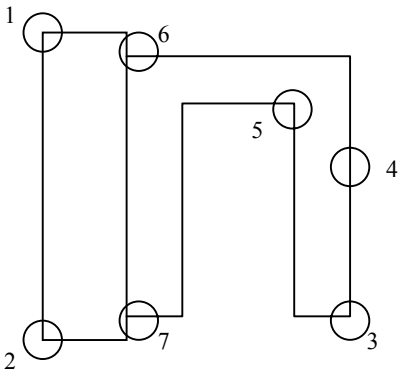


Fig. C6 Punkter på tvärsnittet där spänningar beräknas.

Tyngdpunkten för tvärsnittet beräknas enligt:

$$y_0 = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 + A_4 y_4}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4} \qquad (1)$$

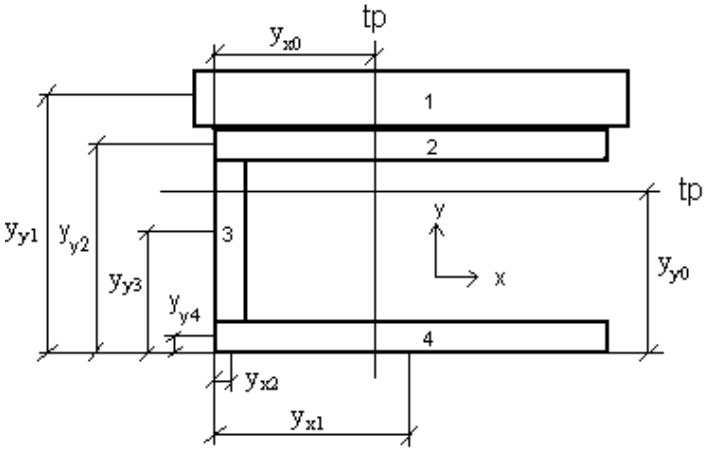


Fig. C7 Tyngdpunkt för tvärsnitt.

För tvärsnittet i *fig. C7* gäller följande värden:

$$A_1 = 0.27 \cdot 0.04 = 0.0108 \text{ m}^2$$

$$A_2 = A_4 = 0.25 \cdot 0.0125 = 3.125 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_3 = 0.125 \cdot 0.0125 = 1.5625 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_{tot} = 0.0108 + 2 \cdot 3.125 \cdot 10^{-3} + 1.5625 \cdot 10^{-3} = 18.6125 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$y_{y1} = 0.17 \text{ m}$$

$$y_{y2} = 0.14375 \text{ m}$$

$$y_{y3} = 0.075 \text{ m}$$

$$y_{y4} = 0.00625 \text{ m}$$

$$y_{x1} = 0.125 \text{ m}$$

$$y_{x3} = 0.00625 \text{ m}$$

Insatta värden i ekvation (1) ger tyngdpunkten (tp):

$$y_{y0} = \frac{0.0108 \cdot 0.17 + 3.125 \cdot 10^{-3} \cdot (0.14375 + 0.00625) + 1.5625 \cdot 10^{-3} \cdot 0.075}{0.0108 + 2 \cdot 3.125 \cdot 10^{-3} + 1.5625 \cdot 10^{-3}}$$

$$y_{x0} = \frac{0.125 \cdot \left(0.0108 + 3.125 \cdot 10^{-3} + 1.5625 \cdot 10^{-3}\right) + 0.00625 \cdot 3.125 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3.125 \cdot 10^{-3} + 0.0108 + 1.5625 \cdot 10^{-3}}$$

Detta ger tyngdpunktsaxlarna:

$$y_{y0} = 0.1301 \text{ m}$$

$$y_{x0} = 0.1150 \text{ m}$$

För tvärsnitt i *fig. C7* kan ett tröghetsmoment I [1] beräknas enligt:

$$I_{tot} = I_{o1} + A_1 \cdot a_1^{\,2} + I_{o2} + A_2 \cdot a_2^{\,2} + ... + I_{on} + A_n \cdot a_n^{\,2} \qquad (2)$$

där I_{tot} är tvärsnittets totala tröghetsmoment i en riktning, I_{o1}, I_{o2} o.s.v. är delytornas tröghetsmoment i en riktning, A_1, A_2 o.s.v. är arean för delytorna och a_1, a_2 o.s.v. är avståndet från delytornas tyngdpunkt till tvärsnittets böjningsaxel som går igenom tyngdpunkten. Delytornas tröghetsmoment beräknas enligt :

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \qquad (3)$$

där b är delytans bredd och h är dess höjd. Insatta värden för de olika delytorna ger följande värden på I:

$$I_{yo1} = \frac{0.04 \cdot 0.27^3}{12} = 6.561 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_{yo2} = I_{yo4} = \frac{0.0125 \cdot 0.25^3}{12} = 1.6276 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_{yo3} = \frac{0.125 \cdot 0.0125^3}{12} = 2.0345 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_{xo1} = \frac{0.27 \cdot 0.04^3}{12} = 1.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{xo2} = I_{xo4} = \frac{0.25 \cdot 0.0125^3}{12} = 4.0690 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_{xo3} = \frac{0.0125 \cdot 0.125^3}{12} = 2.0345 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$a_{y1} = 0.0399 \text{ m}$$

$$a_{y2} = 0.0137 \text{ m}$$

$a_{y3} = 0.0551$ m

$a_{y4} = 0.1239$ m

$a_{x1} = a_{x2} = a_{x4} = 0.01$ m

$a_{x3} = 0.1088$ m

Insatta värden i ekvation (3) ger totala tröghetsmomenten:

$I_{ytot} = 1.1838 \cdot 10^{-4}$ m^4

$I_{xtot} = 7.4052 \cdot 10^{-5}$ m^4

Vid spänningsberäkningar behövs avståndet från tyngdpunkt till aktuell beräkningspunkt. I *fig. C8* visas dessa avstånd.

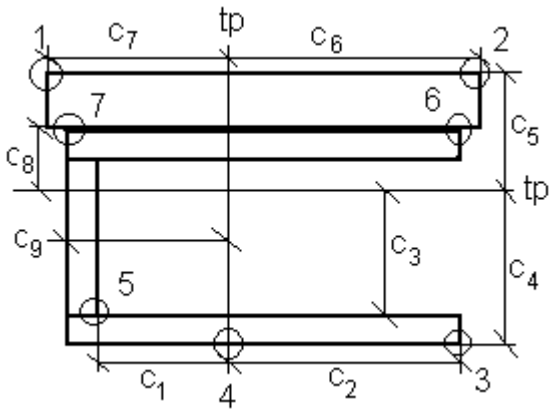


Fig. C8 Avstånd från tyngdpunktsaxlar till beräkningspunkter.

c_1=0.1025 m

c_2=0.135 m

c_3=0.1176 m

c_4=0.1301 m

c_5=0.0599 m

c_6=0.145 m

c_7=0.125 m

c_8=0.0199 m

c_9=0.115 m

Spänningsberäkningar

Tre typer av spänningar beräknas i varje punkt, tryck-/dragspänning, böjspänning och skjuvspänning. Tryck-/dragspänning beräknas enligt:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

där F är kraften och A den totala arean. För ett lastfall blir tryck-/dragspänningen samma i alla punkter på tvärsnittet.

Böjspänningen beräknas enligt:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot c$$

där M är momentet, I är tvärsnittets tröghetsmoment och c är avståndet från tyngdpunkten till aktuell beräkningspunkt, dessa mått ses i *fig. C8.*

Skjuvspänningen beräknas enligt:

$$\tau = \frac{T \cdot S}{I \cdot b}$$

där T är tvärkraften, S är det statiska momentet, I är tröghetsmomentet och b är tjockleken i den punkt där skjuvning beräknas. Det statiska momentet beräknas enligt:

$$S_{\max} = A_1 \cdot c_1 + A_2 \cdot c_2 + \ldots + A_n \cdot c_n \qquad (4)$$

där A är delytans area och c är avståndet från böjningsaxeln till delytans

tyngdpunkt. *Tabell C1* visar de statiska momenten för de olika punkterna i *fig. C8* i x- och y-riktning.

Beräkningspunkt	X-riktning	Y-riktning
1	Ingen skjuvspänning	Ingen skjuvspänning
2	Ingen skjuvspänning	Ingen skjuvspänning
3	Ingen skjuvspänning	Ingen skjuvspänning
4	$6.477 \cdot 10^{-4}$	Ingen skjuvspänning
5	$3.063 \cdot 10^{-4}$	$3.870 \cdot 10^{-4}$
6	$5.6 \cdot 10^{-5}$	$3.99 \cdot 10^{-4}$
7	$4.8 \cdot 10^{-5}$	$3.99 \cdot 10^{-4}$

Tabell C1 Statiskt moment för de olika punkterna.

De olika spänningstyperna slås samman till en jämförelsespänning enligt[4]:

$$\sigma_e = \left[\sigma_x^{\,2} + \sigma_y^{\,2} + \sigma_z^{\,2} - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3\tau_{xy}^{\,2} + 3\tau_{yz}^{\,2} + 3\tau_{zx}^{\,2}\right]^{1/2} \quad (5)$$

som beräknar jämförelsespänningen i ett fleraxligt system. I detta fall uppstår enbart dragspänningar i en riktning och skjuvspänningar i två riktningar vilket leder till att ekvation (5) kan förenklas till:

$$\sigma_e = \left[\sigma^2 + 3\tau_x^{\,2} + 3\tau_y^{\,2}\right]^{1/2}$$

Spänningar - lastfall 1

Kraften bakifrån/framifrån som uppstår vid lastfall 1 delas upp i komposanter, längs med eller vinkelrätt mot tvärsnittet. *Fig. C9* visar hur krafterna fördelar sig i det vänstra benet. *Fig. C10* visar motsvarande för det högra benet.

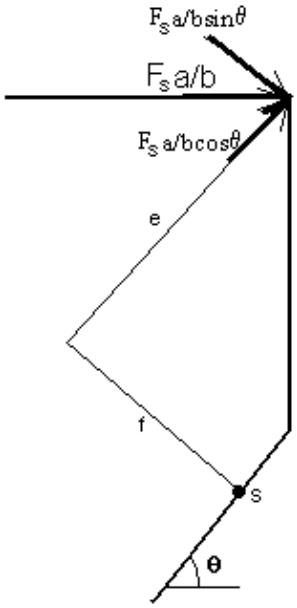


Fig. C9 Kraft framifrån på vänsterbenet som uppstår vid lastfall 1, e=1.58 meter, f=0.51 meter och θ=64°.

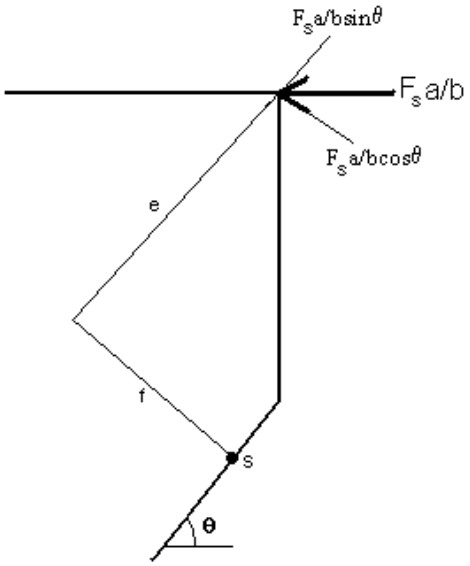
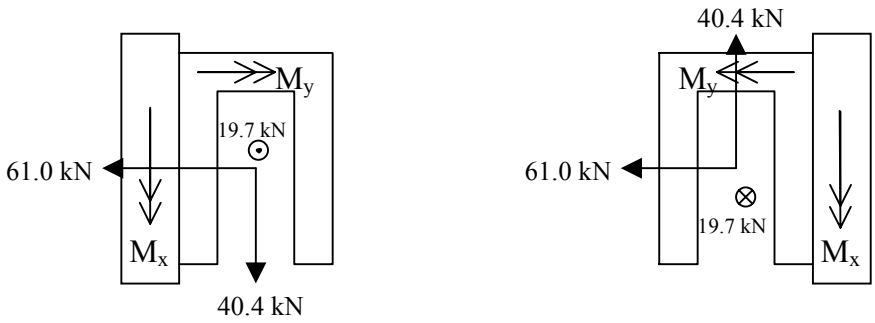


Fig. C10 Kraft bakifrån på högerbenet som uppstår vid lastfall 1, e=1.58 meter, f=0.51 meter och θ=64°.

Vid sidokraften uppstår även en kraft som är $F_s/2$ på båda benen enligt *fig. C2*. Denna kraft verkar i samma punkt som kraften i *fig. C9* och *fig. C10* och har också samma hävarm.

$$\frac{F_s \cdot a}{b} \cdot \sin\theta = 45 \cdot 10^3 \cdot \sin 64^\circ = 40.4kN$$

$$\frac{F_s \cdot a}{b} \cdot \cos\theta = 45 \cdot 10^3 \cdot \cos 64^\circ = 19.7kN$$



Vänster ben Höger ben

Fig. C11 Tryck-/dragkrafter, moment och tvärkrafter verkande på tvärsnitten vid lastfall 1

$$M_x = \frac{F_s}{2} \cdot 1.58 = 61 \cdot 10^3 \cdot 1.58 = 96.3 kNm$$

$$M_y = \frac{F \cdot a}{b} \cdot \cos\theta \cdot 0.51 + \frac{F \cdot a}{b} \cdot \sin\theta \cdot 1.58 = 73.9 kNm$$

Tabell C2 visar drag-/tryck-, böj- , skjuv-, samt jämförelsespänningar för de olika punkterna vid lastfall 1 för vänstra ROPS-benet. I *tabell C3* visas samma uppgifter för det högra ROPS-benet. I tabellerna definieras dragspänningar som positiva och tryckspänningar som negativa spänningar.

	σ	$\sigma_{drag/tryck}$	$\Sigma\sigma$	τ_x	τ_y	σ_e
Punkt 1	0.1	1.1	1.2	0	0	**1.2**
Punkt 2	-168.4	1.1	-167.3	0	0	**167.3**
Punkt 3	84.9	1.1	86.0	0	0	**86.0**
Punkt 4	169.2	1.1	170.3	3.4	0	**170.5**
Punkt 5	216.9	1.1	218.0	1.6	25.5	**222.5**
Punkt 6	-110.2	1.1	-109.1	0.4	27.4	**66.8**
Punkt 7	45.9	1.1	47.0	0.4	27.4	**66.8**

Tabell C2 Spänningar i vänster ROPS-ben.

	σ	$\sigma_{drag/tryck}$	$\Sigma\sigma$	τ_x	τ_y	σ_e
Punkt 1	-0.1	-1.1	-1.2	0	0	**1.2**
Punkt 2	168.4	-1.1	167.3	0	0	**167.3**
Punkt 3	-84.9	-1.1	-86.0	0	0	**86.0**
Punkt 4	-169.2	-1.1	-170.3	3.4	0	**170.5**
Punkt 5	-216.9	-1.1	-218.0	1.6	25.5	**222.5**
Punkt 6	110.2	-1.1	109.1	0.4	27.4	**119.0**
Punkt 7	-45.9	-1.1	-47.0	0.4	27.4	**66.8**

Tabell C3 Spänningar i höger ROPS-ben.

Den maximala spänningen som uppstår vid lastfall 1 är 222.5 MPa och uppstår i punkt 5. Maximal spänning som uppstår i svetsarna är 119 MPa.

Spänningar - lastfall 2

Kraften uppifrån delas upp i komposanter, längs med eller vinkelrätt mot tvärsnittet. Krafterna verkar lika på de båda benen och spänningarna blir då samma. *Fig. C12* visar hur kraften fördelas.

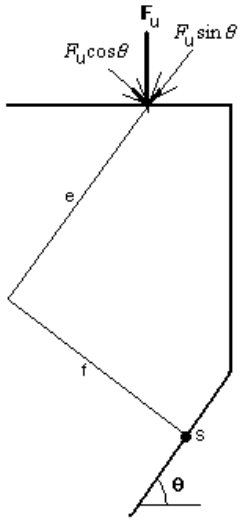


Fig. C12 Kraft uppifrån, e=1.27 meter, f=0.77 meter och θ=64°.

$$F_u \cdot \cos\theta = 220.65 \cdot 10^3 \cdot \cos 64^\circ = 96.7kN$$

$$F_u \cdot \sin\theta = 220.65 \cdot 10^3 \cdot \sin 64^\circ = 198.2kN$$

P.g.a. dessa krafter uppstår tryck-/dragkrafter, moment och tvärkrafter på tvärsnittet. Storleken på dessa ses i *fig. C13*.

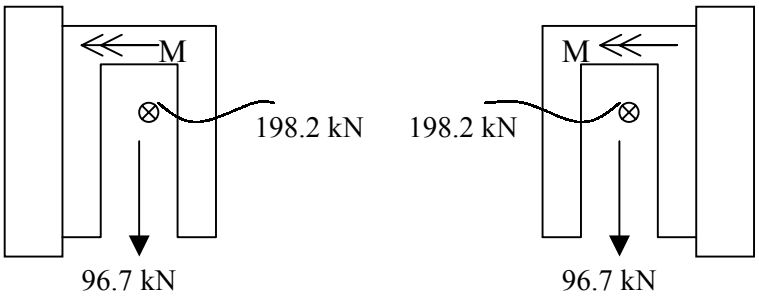


Fig. C13 Tryckkrafter, moment och tvärkrafter på tvärsnitt vid lastfall 2.

$$M = F_u \cdot \sin\theta \cdot 0.77 - F_u \cdot \cos\theta \cdot 1.27 =$$
$$220.65 \cdot 10^3 \cdot \sin 64^\circ \cdot 0.77 - 220.65 \cdot 10^3 \cdot \cos 64^\circ \cdot 1.27 = 29.9 kNm$$

Tabell C4 visar drag-/tryck-, böj-, skjuv- samt jämförelsespänningar för de olika punkterna vid lastfall 2. I tabellen definieras dragspänning som positiv och tryckspänning som negativ spänning.

	σ	$\sigma_{drag/tryck}$	$\Sigma\sigma$	τ_x	τ_y	σ_e
Punkt 1	-31.6	-10.6	42.4	0	0	**42.4**
Punkt 2	36.6	-10.6	26.0	0	0	**26.0**
Punkt 3	34.1	-10.6	23.5	0	0	**23.5**
Punkt 4	0	-10.6	-10.6	8.2	0	**17.8**
Punkt 5	-25.9	-10.6	-36.5	3.8	0	**37.1**
Punkt 6	-34.1	-10.6	-44.7	0.3	0	**44.8**
Punkt 7	29.0	-10.6	18.4	0.9	0	**18.5**

Tabell C4 Spänningar i ROPS-ben vid lastfall 2.

Den maximala spänning som uppstår vid lastfall 2 är 44.8 MPa i svetsen i punkt 6.

Spänningar – lastfall 3

Kraften bakifrån delas upp i komposanter längs med och vinkelrätt mot tvärsnittet. *Fig. C14* visar hur kraften fördelar sig på ett ben.

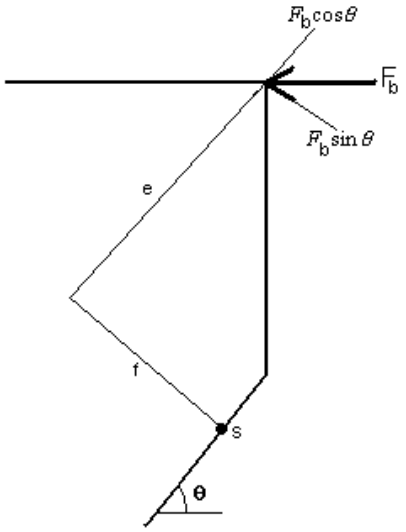


Fig. C14 Kraftfördelning vid lastfall 3, e=1.58 meter, f=0.51 meter och θ=64°.

$$F_b \cdot \cos\theta = 48825 \cdot \cos 64^\circ = 21.4kN$$

$$F_b \cdot \sin\theta = 48825 \cdot \sin 64^\circ = 43.9kN$$

Fig. C15 visar krafter och moment som verkar på aktuellt tvärsnitt.

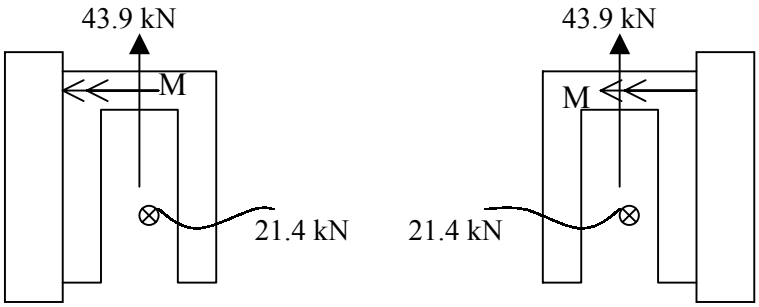


Fig. C15 Tryckkrafter, moment och tvärkrafter verkande på tvärsnitten vid lastfall 3.

$$M = F_b \cdot \cos\theta \cdot 0.51 + F_b \cdot \sin\theta \cdot 1.58 =$$
$$21.4 \cdot 10^3 \cdot 0.51 + 43.9 \cdot 1.58 = 80.3 kNm$$

Tabell C5 visar drag-/tryck-, böj-, skjuv- samt jämförelsespänningar för de olika punkterna vid lastfall 3. Dragspänningar definieras som positiva och tryckspänningar definieras som negativa spänningar.

	σ	$\sigma_{drag/tryck}$	$\Sigma\sigma$	τ_x	τ_y	σ_e
Punkt 1	-84.8	-1.1	-85.9	0	0	**85.9**
Punkt 2	98.4	-1.1	97.3	0	0	**97.3**
Punkt 3	91.6	-1.1	90.5	0	0	**90.5**
Punkt 4	0	-1.1	-1.1	3.7	0	**6.6**
Punkt 5	-69.5	-1.1	-70.6	1.7	0	**70.7**
Punkt 6	-91.6	-1.1	-92.7	0.5	0	**92.8**
Punkt 7	78.0	-1.1	76.9	0.4	0	**77.0**

Tabell C5 Spänningar i ROPS:ben vid lastfall 3.

Den maximala spänningen som uppstår vid lastfall 3 är 97.3 MPa i punkt 2. Den största svetsspänningen som uppkommer är 92.8 MPa.

Ändrat vridcentrum

För tidigare beräkningar i *bilaga C* har ingen hänsyn tagits till att vridcentrum för ett öppet tvärsnitt inte ligger i dess tyngdpunkt. Om detta tas med uppstår eventuellt högre skjuvspänningar. P.g.a. tidsbrist har inte någon korrigering gjorts i beräkningarna utan detta bör göras i nästa skede av projektet.

Utmattning i svetsar

Dimensionering mot utmattning i svetsar görs i nedre kanten av den sneda u-balken. Krafterna som påverkar svetsen under kontinuerlig drift beräknas till 5G i alla riktningar, d.v.s. ROPS:ens massa gånger 5 gånger tyngdaccelerationen 9.81. Kraften verkar i ROPS:ens tyngdpunkt men för att öka säkerheten antas alla krafter verka så långt som möjligt ifrån tvärsnittet d.v.s. i takhöjd. Kraften i alla riktningar blir:

$$F = 5 \cdot m \cdot g = 5 \cdot 250 \cdot 9.81 = 12.3kN$$

Krafterna enligt *fig. C16* fördelar sig jämt i båda benen. Skjuvspänningarna som uppstår i svetsarna blir små och försummas därför ur utmattnings-synpunkt. Kraften i varje ben blir då:

$$F = \frac{12.3}{2} = 6.2kN$$

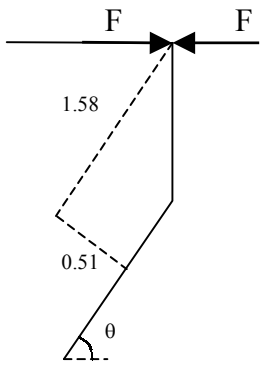


Fig. C16 Krafter framifrån och bakifrån p.g.a. vibrationer.

Detta ger att tryck-/dragkraften i tvärsnittet blir:

$$F_{tryck/drag} = F \cdot \cos\theta = 6.2 \cdot 10^3 \cdot \cos 64^\circ = 2718 Nm \qquad (6)$$

Momentet i tvärsnittet beräknas till:

$$\begin{aligned} M &= \pm(F \cdot \sin\theta \cdot 1.58 + F \cdot \cos\theta \cdot 0.51) = \\ &\pm 6.2 \cdot 10^3 \cdot (\sin 64^\circ \cdot 1.58 + \cos 64^\circ \cdot 0.51) = \pm 10191 Nm \end{aligned} \qquad (7)$$

Kraften som verkar i sidled fördelar sig jämt mellan de båda benen enligt *fig. C17* och verkar i höjd med taket. Kraften blir liksom för tidigare lastfall 6.2 kN per ben. Momentet blir då:

$$M = \pm F \cdot 1.58 = \pm 6.2 \cdot 10^3 \cdot 1.58 = \pm 9796 Nm \qquad (8)$$

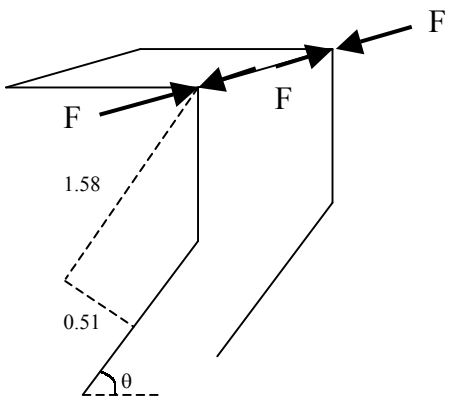


Fig. C17 Sidokrafter på ROPS:en p.g.a. vibrationer.

Kraften uppifrån verkar enligt *fig. C18* och fördelar sig jämnt mellan de båda benen. Kraften blir som i tidigare fall 6.2 kN per ben.

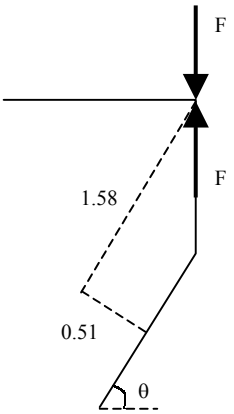


Fig. C18 Kraftfördelning vid kraft uppifrån.

Tryck-/dragkraften i tvärsnittet blir:

$$F_{tryck/drag} = F \cdot \sin\theta = 6.2 \cdot 10^3 \cdot \sin 64^\circ = 5573 Nm \qquad (9)$$

Det största momentet som orsakas av kraften uppifrån blir:

$$M = \pm(F \cdot \cos\theta \cdot 1.58 - F \cdot \sin\theta \cdot 0.51) = \\ \pm(6.2 \cdot 10^3 \cdot (\cos 64^\circ \cdot 1.58 - \sin 64^\circ \cdot 0.51)) = \pm 1453 Nm \qquad (10)$$

Fig. C19 visar det tvärsnitt där momenten och tryck-/dragkrafterna verkar. Spänningarna blir samma i svetsarna på höger och vänster ben.

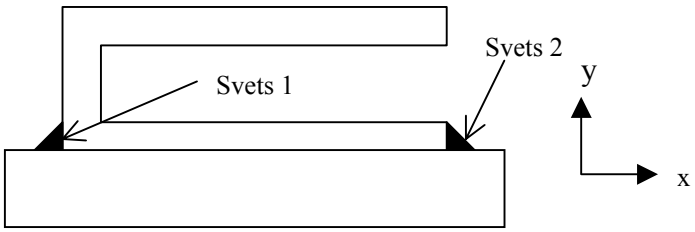


Fig. C19. Tvärsnitt längst ner på den sneda u-balken på vänster ROPS-ben.

Areor, tröghetsmoment, avstånd o.dyl. för tvärsnittet enligt *fig. C19* har hämtats från tidigare beräkningar för hållfasthet vid statiska laster.

Spänningen p.g.a. tryck-/dragkraft är samma för de båda svetsarna. Den totala kraft som kan uppstå samtidigt beräknas m.h.a. uttrycken (6) och (9):

$$F_{tryck,tot} = 2718 + 5573 = 8291N$$

Med arean $18.1625 \cdot 10^{-3}$ m^2 fås en maximal tryckspänning:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{8291}{18.6125 \cdot 10^{-3}} = 0.5MPa$$

Den maximala spänningen som uppstår i svets 1 och svets 2 p.g.a. böjning blir en kombination av momenten från krafterna som verkar bakifrån, från sidan och uppifrån.

Spänningen p.g.a. momentet runt x-axeln blir samma för svets 1 och svets 2, och totala momentet runt x-axeln fås ur ekvation (8), d.v.s.:

$$M_{xtot} = 9796Nm$$

Tidigare beräkningar enligt ekvation (2) och *fig. C8* ger:

$$I_{xtot} = 7.4052 \cdot 10^{-5} m^4$$

$$c = 0.0199m$$

Spänningen p.g.a. moment kring x-axeln blir då:

$$\sigma = \frac{M}{W_b} \cdot c = \frac{9796}{7.4052 \cdot 10^{-5}} \cdot 0.0199 = 2.7MPa$$

Vi böjning kring y-axeln verkar fås följande moment ur uttryck (7) och (10):

$$M_{ytot} = 10191 + 1453 = 11644Nm$$

Tidigare beräkningar enligt ekvation (2) och *fig. C8* ger:

$$I_y = 1.1838 \cdot 10^{-4} m^4$$

$$c_{svets1} = 0.135m$$

$$c_{svets2} = 0.115m$$

Spänningen i svets 1 blir då:

$$\sigma = \frac{M}{I_y} \cdot c_{svets1} = \frac{11644}{1.1838 \cdot 10^{-4}} \cdot 0.135 = 13.3MPa$$

I svets 2 blir spänningen:

$$\sigma = \frac{M}{I_y} \cdot c_{svets2} = \frac{11644}{1.1838 \cdot 10^{-4}} \cdot 0.115 = 11.3MPa$$

Om spänningarna i svets 1 summeras fås den maximala spänning som kan uppstå:

$$\sigma = 0.5 + 2.7 + 13.3 = 16.5MPa$$

I svets 2 blir spänningarna:

$$\sigma = 0.5 + 2.7 + 11.3 = 14.5MPa$$

Dessa spänningar kan i dess maximala läge skifta från drag till tryck. Detta ger ett spänningsomfång i svets 1 på:

$$\sigma_m = 2 \cdot 16.5 = 33MPa$$

I svets 2 fås spänningsomfång:

$$\sigma_m = 2 \cdot 14.5 = 29MPa$$

Tillåtet spänningsomfång har beräknats [3]. Aktuella svetsar är halva v-fogar och om svetsklass WC används fås en förbandsfaktor, $K_{x\parallel}$, på 2.3. Enligt tabell ger detta ett maximalt spänningsomfång på 42 MPa vid oändligt antal cykler. Det största spänningsomfånget uppstår i svets 1 och är 33 MPa. Detta understiger lägsta tillåtna spänningsomfånget på 42 MPa. Därför sker ingen utmattning i svetsarna. För övriga svetsar där inga ändringar har gjorts förutsätts konstruktionen hålla och därför har inga andra beräkningar utförts.

Bilaga D

Dimensionering - sprint

Vid de olika lastfallen som visas i *bilaga C* uppstår skjuvkrafter på sprinten. De lastfall som påverkar sprinten är lastfall 1 där kraften verkar på sidan av taket och lastfall 2 där kraften verkar uppifrån. Lastfall 3 belastar inte sprinten eftersom den ligger i hylsans böjcentrum.

Dimensionering av sprint vid lastfall 1

Vid lastfall 1 verkar en kraft $F_s/2$ enligt tidigare beräkningar på 40.7 kN som visas i *fig. D1*:

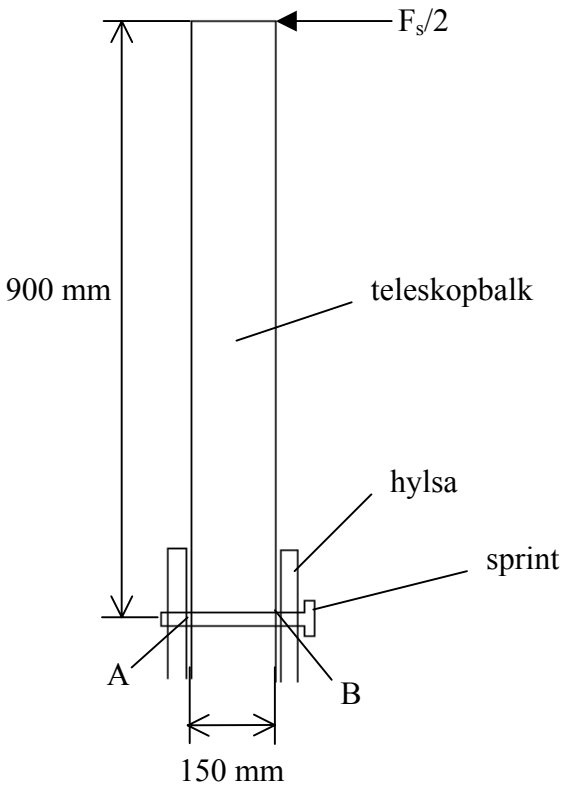


Fig. D1 Kraft som påverkar sprinten vid lastfall 1.

På sprinten verkar krafterna enligt *fig. D2* p.g.a. skjuvningen som uppstår mellan hylsan och teleskopbalken.

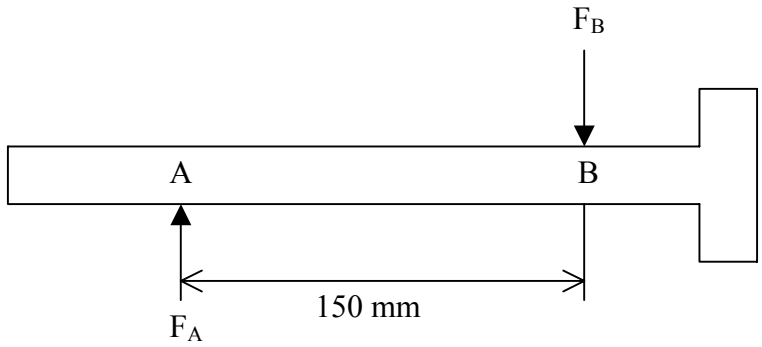


Fig. D2 Krafter verkande på sprinten.

Skjuvkraften är lika stor i snitt A och B. Skjuvkraften F_B beräknas m.h.a. momentjämvikt kring punkten A:

$$M_A : \frac{F_s}{2} \cdot 0.9 - F_B \cdot 0.150 = 0 \Rightarrow F_B = \frac{40.7 \cdot 10^3 \cdot 0.9}{0.150} = 244.2kN$$

Dimensionering görs mot sträckgränsen. Stål SS 2541-03M väljs för dess goda hållfasthetsegenskaper. Materialet har en sträckgräns, σ_s, på 700 MPa. En säkerhetsfaktor, n, har valts till 2. Detta ger en tillåten spänning, σ_{till},:

$$\sigma_{till} = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{700}{2} = 350MPa$$

Tillåten skjuvspänning beräknas till:

$$\tau_{till} = 0.6 \cdot \sigma_{till} = 0.6 \cdot 350 = 210MPa$$

Erforderlig skjuvarea beräknas enligt:

$$A = \frac{F_B}{\tau_{till}} = \frac{244200}{210 \cdot 10^6} = 1.17 \cdot 10^{-3} m^2$$

Detta ger en erforderlig diameter:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = 38mm$$

Dimensionering av sprint vid lastfall 2

Vid lastfall 2 verkar en kraft F_u enligt tidigare beräkningar på 147.1 kN som visas i *fig. D3*.

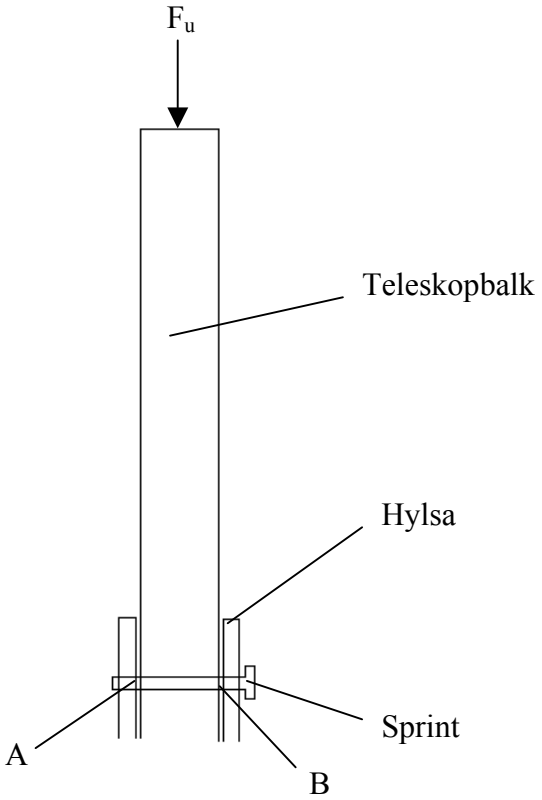


Fig. D3 Krafter som påverkar sprinten vid lastfall 3.

Kraften F_u tas upp av sprinten som *fig. D4* visar och fördelar sig jämnt mellan skjuvytorna i snitt A och B, d.v.s. skjuvkraften i snitten blir $F_u/2$.

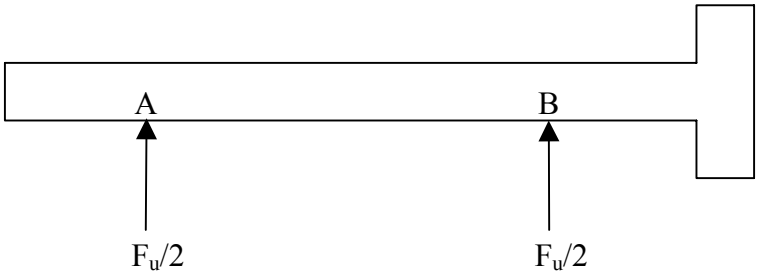


Fig. D3 Kraftfördelning på sprinten.

Liksom tidigare är tillåten skjuvspänning 210 MPa. Detta ger den erforderliga skjuvarean:

$$A = \frac{F_u / 2}{\tau_{till}} = \frac{147.1 \cdot 10^3 / 2}{210 \cdot 10^6} = 3.51 \cdot 10^{-4} m^2$$

Erforderlig diameter blir då:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = 21.2 \approx 22mm$$

Kraften från lastfall 1 blir dimensionerande för sprinten och den väljs därför till 38 mm.

Bilaga E

Kanttryck på hylsa

Mellan hylsan och ROPS-benet finns det ett glapp på 2.5 mm runt om. När ROPS:en belastas uppstår ett kanttryck på hylsan. Trycket fördelar sig på två zoner enligt *fig. E1*. Höjden av dessa zoner antas vara 20 mm, övriga mått gäller enligt *fig. E1*.

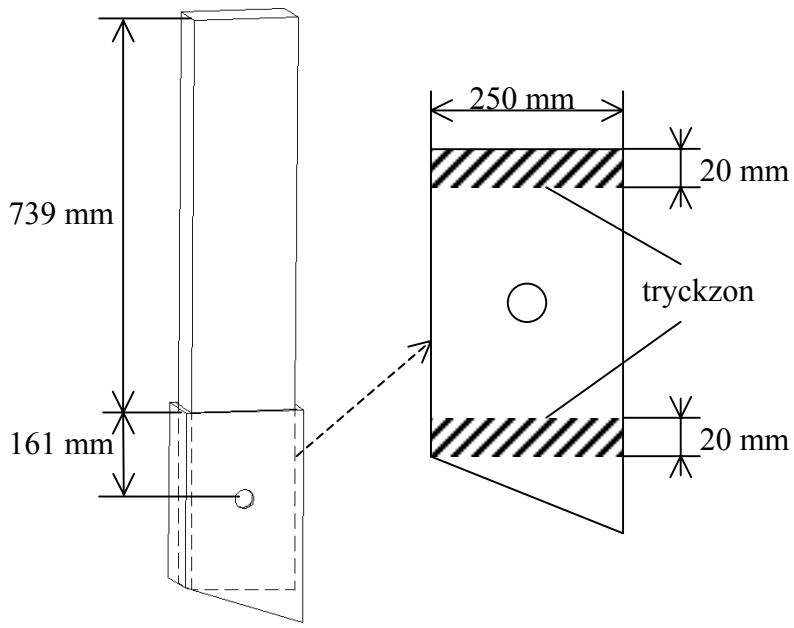


Fig. E1 Hävarmar på hylsan och tryckzoner.

Lastfall 1 orsakar störst kraft på långsidan av hylskanten som är 250 mm bred. Lasten som läggs på vid taket är 61 kN. Denna kraft fördelas jämt på båda benen, d.v.s. kraften på ett ben blir 30.5 kN. Momentekvationen nedan ger kanttryckskraften.

$$M: 30.5 \cdot 10^3 \cdot 0.9 = 2 \cdot F_{kanttryck} \cdot 0.161 \Rightarrow F_{kanttryck} = 85.3kN$$

Kraften på hylskanten antas fördela sig enligt *fig. E2.*

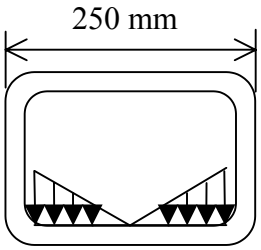


Fig. E2. Kraftfördelning på balken.

Detta fall kan förenklas till två lastfall enligt [1].

Fig. E3. Förenklad lastfördelning.

Momenten i punkt A och B blir:

$$M_A = M_B = \frac{(F/2)\cdot(L/6)\cdot(5L/6)^2}{L^2} + \frac{(F/2)\cdot(5L/6)\cdot(L/6)^2}{L^2} = \quad (1)$$
$$= \frac{F\cdot(L/6)\cdot(5L/6)}{2\cdot L}$$

Ingående värde är:

$F_{kanttryck}=85.3\cdot10^3$ N

L=0.225 m

Ekvation (1) ger då:

$$M_A = M_B = \frac{85.3\cdot10^3\cdot0.0375\cdot0.1875}{2\cdot0.225} = 1333Nm$$

Då kraften antas verka på 20 mm av hylskanten (tryckzon) blir tvärsnittets böjmotstånd:

$$W_b = \frac{h \cdot b^2}{6} = \frac{0.02 \cdot 0.0125^2}{6} = 5.208 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

Maximala böjspänningen i denna tryckzon blir:

$$\sigma = \frac{M}{W_b} = \frac{1333}{5.208 \cdot 10^{-7}} = 2.6GPa$$

Balkens kortsida belastas av lastfall 3 där lasten som läggs på är 97.65 kN. Denna fördelar sig jämt på båda benen, d.v.s. kraften per ben blir 48.825 kN. Detta ger en kantkraft enligt följande:

$$\text{M: } 48825 \cdot 0.9 = 2 \cdot F_{kant} \cdot 0.161 \Rightarrow F_{kant} = 136.5kN$$

L=0.125 m

Ekvation (1) ger för detta fall följande moment:

$$M = \frac{F \cdot (L/6) \cdot (5L/6)}{2 \cdot L} = \frac{136.5 \cdot 10^3 \cdot (0.125/6) \cdot (5 \cdot 0.125/6)}{2 \cdot 0.125} =$$

$$= 1184.9Nm$$

Spänningen i denna kant beräknas:

$$\sigma = \frac{M}{W_b} = \frac{1184.9}{5.208 \cdot 10^{-7}} = 2.3GPa$$

Dessa beräkningar visar att lastfall 1 ger högst spänningar och denna blir därför dimensionerande.

P.g.a. krafterna blir det också drag i kanterna enligt *fig. E4.* Störst spänning orsakas av lastfall 3.

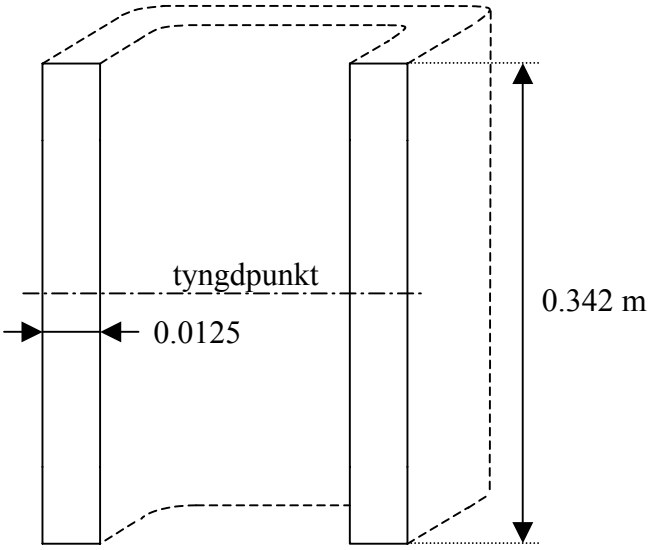


Fig. E4 Tvärsnitt vid kanttryck.

Vid böjning kring tyngdpunkten fås följande böjmotstånd:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{2 \cdot 0.0125 \cdot 0.342^2}{6} = 4.8735 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Den maximala kraften uppstår p.g.a. lastfall 1 och beräknas enligt:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{136.5 \cdot 10^3 \cdot 0.9}{4.8735 \cdot 10^{-4}} = 252.1 MPa$$

Denna spänning är mindre än den högsta tillåtna spänningen på 510 MPa.

I dessa beräkningar är många antaganden gjorda och en noggrann FEM-analys måste därför göras. Om även FEM-beräkningarna visar så höga spänningar som handberäkningarna har visat kan en förstärkning i form av en krage svetsas på. Om det tidigare antagandet på 20 mm tryckzon visar sig vara riktigt väljs även kragens höjd till 20 mm.

Tjockleken på kragen beräknas så att den största spänningen blir 510 MPa. Böjmotståndet beräknas enligt:

$$W = \frac{b \cdot t^2}{6} = \frac{0.002 \cdot t^2}{6}$$

Momentet är liksom tidigare 1184.9 Nm. Detta ger:

$$\sigma = \frac{M}{W} \Rightarrow 510 \cdot 10^6 = \frac{1184.9 \cdot 6}{0.02 \cdot t^2} \Rightarrow t = \sqrt{\frac{1184.9 \cdot 6}{510 \cdot 10^6 \cdot 0.02}} = 0.027 \text{ m}$$

Bredden på den 20 mm höga tryckzonen ska ha godstjockleken 27 mm för att största spänningen inte ska överskridas. Då balken har en godstjocklek på 12.5 mm ger detta en minsta godstjocklek på kragen på 14.5 mm och denna väljs därför till 15 mm.

Bilaga F

Svets för spännanordning

Spännanordningen svetsas enligt *fig. F1*.

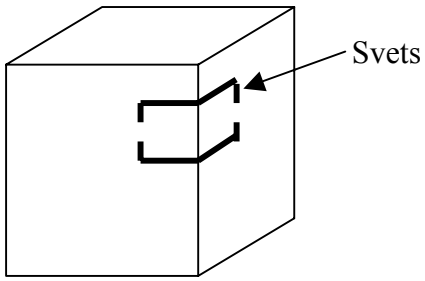


Fig. F1. Svetsar för spännanordning.

P.g.a. vibrationer hos maskinen uppstår krafter i två riktningar, se *fig. F2*. Dessa fås från *bilaga A*.

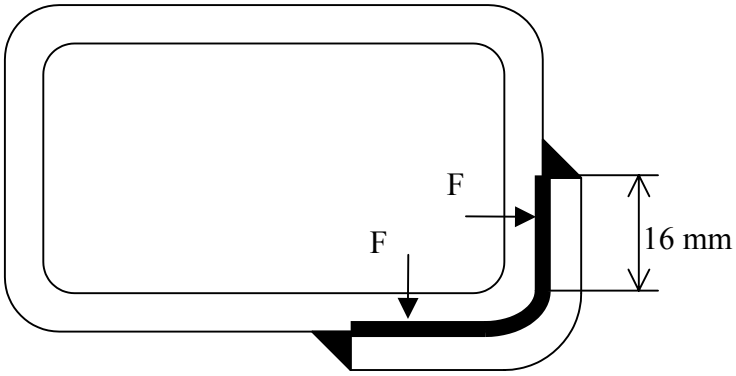


Fig. F2 Tvärsnitt sett uppifrån, F=6 200 N.

För att beräkna om svetsarna på spänningsanordningen håller, har beräkningar gjorts då enbart den 16 mm långa svetsen enligt *fig. F2* utnyttjas. Denna svetsas på ovan- och undersidan och får då ta upp all kraft. Om detta antagande görs fördelar sig krafterna enligt *fig. F3*, där varje svets tar upp halva kraften, d.v.s. 3100 N, i varje riktning.

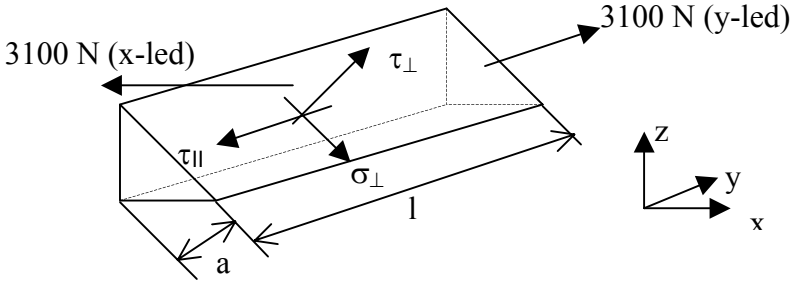


Fig. F3 Kraftfördelning i en av svetsarna.

Kraftjämvikt i x-, y- och z-led ger:

$$\text{X:}\ \frac{\sigma_\perp}{\sqrt{2}} + \frac{\tau_\perp}{\sqrt{2}} - \frac{3100}{l \cdot a} = 0 \qquad (1)$$

$$\text{Y:}\ \tau_{II} - \frac{3100}{l \cdot a} = 0 \Rightarrow \tau_{II} = \frac{3100}{0.016 \cdot 0.003} = 64.6MPa \qquad (2)$$

$$\text{Z:}\ \frac{\sigma_\perp}{\sqrt{2}} - \frac{\tau_\perp}{\sqrt{2}} = 0 \Rightarrow \sigma_\perp = \tau_\perp \qquad (3)$$

(3) insättes i (1), vilket ger:

$$\frac{\sigma_\perp}{\sqrt{2}} + \frac{\sigma_\perp}{\sqrt{2}} - \frac{3100}{l \cdot a} = 0 \Rightarrow \sigma_\perp = \frac{3100}{0.016 \cdot 0.003 \cdot \sqrt{2}} \qquad (4)$$
$$\Rightarrow \sigma_\perp = \tau_\perp = 45.7MPa$$

För svetsen kan en jämförelsespänning, σ_e, beräknas enligt [3]:

$$\sigma_e = \sqrt{{\sigma_\perp}^2 + 3 \cdot {\tau_\perp}^2 + 3 \cdot {\tau_{II}}^2} \qquad (5)$$

Resultaten från (2) och (4) insättes i (5), vilket ger:

$$\sigma_e = \sqrt{45.7^2 + 3 \cdot 45.7^2 + 3 \cdot 64.6^2} = 144.5MPa$$

Därmed underskrids σ_{till} för svetsen som är 233 MPa [3] och a-måttet kan väljas till 3 mm som är det minsta tillåtna för en svets.

Bilaga G

Benämning	Antal	Leverantör	Artikelnummer
Plattjärn	2	Tibnor	rit.nr:100017
U-balk, VKR 250x150x12,5 mm	2	Tibnor	rit.nr:100016
Hylsa, VKR 250x150x12,5 mm	2	Tibnor	rit.nr:100021
Teleskopsbalk, VKR 220x120x10 mm	2	Tibnor	rit.nr:100015-20
Kort tvärbalk, VKR 220x120x6,3 mm	1	Tibnor	rit.nr:100014
Sned takbalk, DOMEX 350	2	Tibnor	rit.nr:100013-19
Lång tvärbalk, VKR 100x50x5 mm	1	Tibnor	rit.nr:371711
Tak/sidobalk, VKR 100x100x10 mm	2	Tibnor	rit.nr:100012
Takplåt	1	Tibnor	rit.nr:371848
Lock til "Sned takbalk"	2	Tibnor	rit.nr:100017
Nedre lyftbalk, Plattstång 20x60 mm	1	Tibnor	rit.nr:100018
Övre lyftbalk, VKR 60x40x4 mm	1	Tibnor	
M6S 8.8 M5X25 ISO 4014	2	Mattssons	093108 5 25
BRB 5,3 FZB DIB 125 (A2K)	2	Mattssons	0125 53
M6S 8.8 M14x75	2	Mattssons	093108 14 75
M6S 8.8 M12x65	2	Mattssons	093108 12 65
BRB 13,0 FZB DIN 125 (A2k)	4	Mattssons	0125 130
M6M ISO 4032-8 M12 18X10,8 A3K	2	Mattssons	0970 8 12
M6M M39 FZB DIN 934 (A4K)	2	Mattssons	0934 8 39
BRB 40,4 FZB DIN 125 (A4K)	4	Mattssons	0125 400
Hydraulkolv, The power Source DA 250	1	Stacke Hydraulik	se bilaga I
Handpump, PMIVS	1	Näsström System	106.20.10
Hydraulslang, Pulslife	2	Specma Hydraulic	722-04
Vinkelkoppling, Swage fitting P49	4	Specma Hydraulic	P49-04-07
Adapter, Adaptor 206	4	Specma Hydraulic	206-04-07
Traktorsplint, 10x42x40 mm	2	ANS	395038
Handtag, 10mm	2	Tibnor	rit.nr:100025
Låssprint	2	Tibnor	rit.nr:100022
Tryckplatta	2	Tibnor	rit.nr:100026
Lyftöra	4	Tibnor	rit.nr:100023
U-back	2	Tibnor	rit.nr:100024

Tabell G1 Stycklista.

Bilaga H

Kostnadsberäkningar

På de detaljer som är tillverkade av balkprofiler har priset beräknats utifrån balkprofilens tvärsnitt och dess längd. För de delar som skärs ut i plåtmaterial av olika dimensioner exempelvis plattjärnen och de sneda takbalkarna har priset räknats utifrån delarnas vikt och kilopriset för respektive material. Övriga delars kostnad är hämtade från respektive leverantör och baseras på enstyckspris.

Arbetskostnad

Arbetskostnaden har bedömts utifrån viktökningen på den nya ROPS:en och priset för den befintliga. Den befintliga ROPS:ens vikt är ca 374 kg medan den fällbara ROPS:en har en vikt på 561 kg. Viktökningen blir då:

$$\frac{561-374}{374}\cdot 100\% = 50\%$$

Materialkostnaden för den nya konstruktionen blir ca 7754 kr, se *tabell H1*. Eftersom den nuvarande ROPS:en kostar 11000 kr görs antagandet att materialkostnaden för denna är 50 % lägre än för den fällbara, d.v.s.:

$$\frac{7754}{1.5} = 5169\,\text{kr}$$

All kostnad utöver materialkostnaden antas var arbetskostnad. Denna kostnad antas vara lika hög för både den gamla och den nya. Arbetskostnaden beräknas då till:

$$11000 - 5169 = 5831\,\text{kr}$$

Slutsumman för ROPS:en beräknas genom summering av materialkostnad, arbetskostnad och övriga kostnader, se *tabell.H1*. Den totala kostnaden blir då:

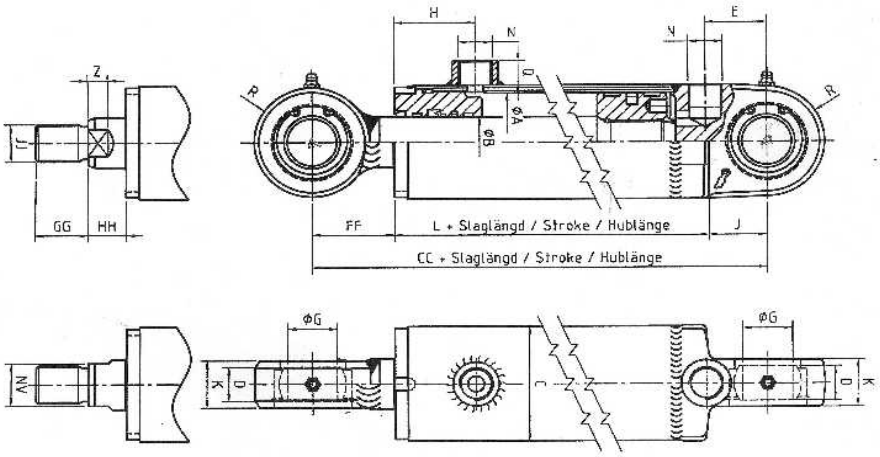
$$7754 + 5831 + 4469 = 18054\,\text{kr}$$

Materialkostnad						
	Antal	Notering	Vikt kg/m	Vikt kg	Pris/kg	Summa
ROPS-Struktur						
Plattjärn, S355J2G3 opt 5,7	2			320.00	6.55	2096.00
U-balk, VKR 250x150x12.5	2	Längd 600mm	72.3	86.76	10.15	880.61
Hylsa, VKR 250x150x12.5	2	Längd 400mm	72.3	57.84	10.15	587.08
Teleskops-balk, VKR 220x120x10	2	Längd 1370mm	49.4	135.36	10.15	1373.86
Kort tvärbalk, VKR 220x120x6.3	1	Längd 668mm	32	21.38	10.15	216.97
Sned takbalk, Domex 245x85x15	2	Längd 500mm				90.00
Lång tvärbalk, VKR 50x100x5	1	Längd 1736mm	10.8	18.75	8.35	156.55
Lock-sned takbalk,S355J2G3	2	490x220x15mm				170.00
Tak/sidobalk, VKR 100x100x10	2	Längd 915mm	27.4	25.07	8.35	209.34
Takplåt	1	1517kr/st				1517.00
Fällanordning						
Fästöron till hydraulkolv	4			0.42	8.40	14.11
Bult mellan fästöra/kolv M12	2					25.00
Bricka M12	4					4.00
Mutter M12	2					4.00
Nedre lyftbalk, SS-2132 50x20	1	Längd 668mm	7.85	5.24	8.45	44.31
Övre lyftbalk, VKR 60x40x4	1	Längd 638mm	4.35	2.78	8.35	23.17
Spännanordning						
Skruv M14	2	Längd 75mm				4.50
U-back, S355J2G3	2			2.00	8.40	33.60
Tryckplatta, S355J2G3	2			2.00	8.40	33.60
Skruv M5	2	Längd 25mm				0.34
Bricka M5	2					0.34
Låsanordning						
Låssprint 2541-03M	2	Längd 180mm	30.2	5.44	18.95	206.02
Traktorsplint	2	5kr/st				10.00
Mutter M39	2	20kr/st				40.00
Bricka M39	2	5kr/st				10.00
Handtag låssprint	2	Längd 500mm	0.62	0.31	6.35	3.94
						7754
Övriga kostnader						
Hydraulkolv	1					1200.00
Handpump	1					3069.00
Hydraulslang, nipplar, kopplingar						200.00
						4469
Arbetskostnad						**5830**
Summa ROPS-kostnad						**18054**

Tabell H1 Kostnadskalkyl för fällbar ROPS.

Bilaga I

THE POWER SOURCE • THE POWER SOURCE • THE POWER SOURCE • THE POW



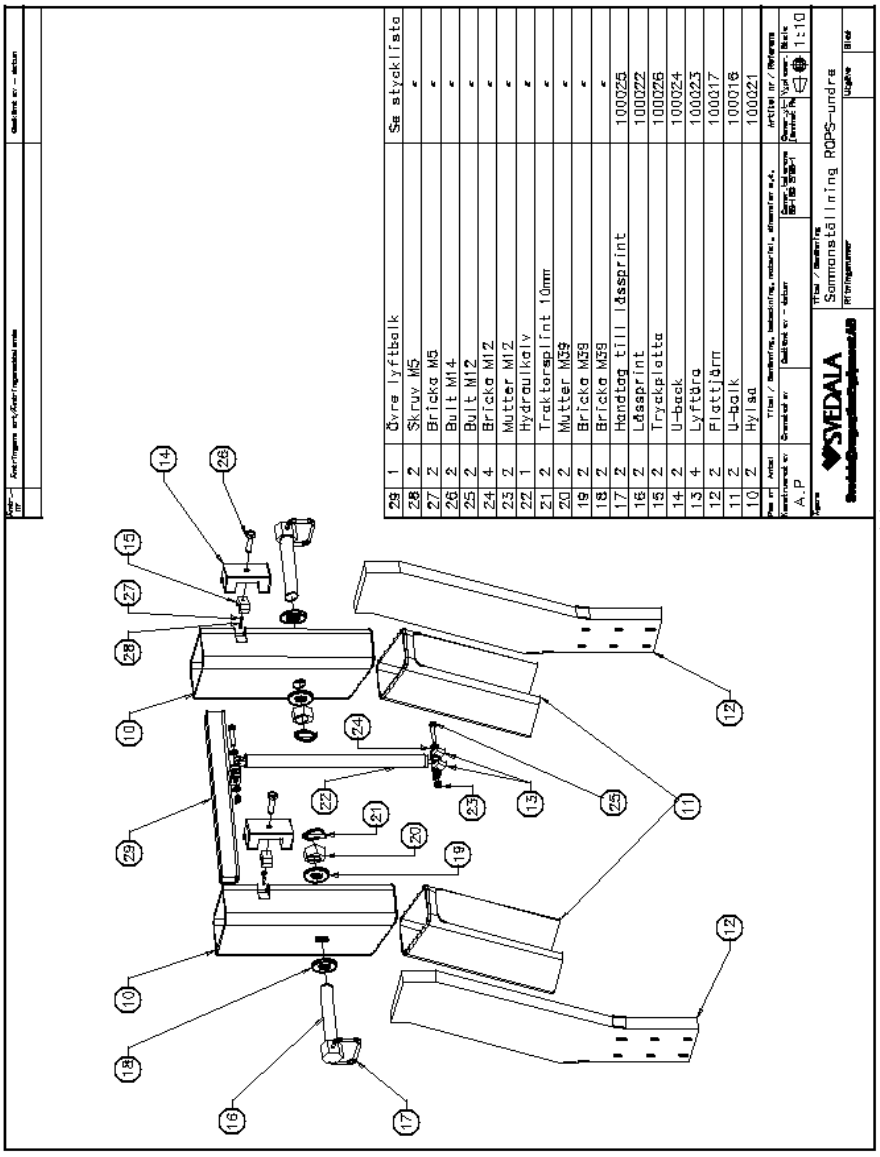
Hydraulcylinder
Hydraulic cylinder
Hydrozylinder
DA 250

STACKE HYDRAULIK

Cylinderdiam. Cylinderdiam. Zylinder durchm. ØA/ØC	Kolvstångsdiam. Piston rod diam. Stange Durchm. ØB	CC	D	E	FF	G	GG	H	HH	J	JJ	K	L	N	NV	Q	R	Z
25/35	12	130	10	26	25	12	12	36	13	17	M8	14	88	G1/4	10	10	16	8
	16						14				M10x1,25				13			8
32/42	16	135	10	26	28	12	14	36	18	17	M10x1,25	14	90	G1/4	13	10	16	8
	20						18				M14x1,5				17			10
40/50	20	175	16	34	36	20	18	50	18	25	M14x1,5	18	114	G3/8	17	15	25	10
	25						24				M18x1,5				22			10
50/60	25	185	20	34	43	25	24	50	18	33	M18x1,5	25	109	G3/8	22	15	30	10
	32						32				M24x2				27			12
63/73	32	205	22	37	50	30	32	49	23	35	M24x2	30	120	G1/2	27	16	35	12
	40						36				M27x2				36			12
80/95	40	230	28	41	59	40	36	58	23	45	M27x2	32	126	G1/2	36	16	45	12
	50						45				M33x2				46			15
100/115	50	280	35	51	77	50	45	67	33	56	M33x2	40	147	G3/4	46	24	56	15
	63						56				M42x2				55			20
125/145	63	315	44	65	90	60	56	69	40	70	M42x2	50	155	G3/4	55	24	69	20
	80						70				M52x2				70			20

Bilaga J

Pos nr	Antal	Komponent
21	1	Nedre lyftbalk
20	1	Takplåt
9	1	Tvärskapsbalk, vänster
8	1	Tvärskapsbalk, höger
6	2	Lock till snedd takbalk
5	1	Snedd takbalk, vänster
4	1	Kort tvärbalk
3	1	Snedd takbalk, höger
2	2	Tak/sidobalk
1	1	Lång tvärbalk



Pos nr	Antal	Benämning, beteckning, material, dimensioner m.å.t.	Artikel nr / Referens
29	1	Övre lyftbalk	100025
28	2	Skruv M5	"
27	2	Bricka M5	"
26	2	Bult M14	"
25	2	Bult M12	"
24	4	Bricka M12	"
23	2	Mutter M12	"
22	1	Hydraulkolv	"
21	2	Traktorsplint 10mm	"
20	2	Mutter M39	"
19	2	Bricka M39	"
18	2	Bricka M39	"
17	2	Handtag till låssprint	100025
16	2	Låssprint	100022
15	2	Tryckplatta	100026
14	2	U-back	100024
13	4	Lyftöra	100023
12	2	Plattjärn	100017
11	2	U-balk	100016
10	2	Hylsa	100021

Konstruerad av: A.P

SVEDALA

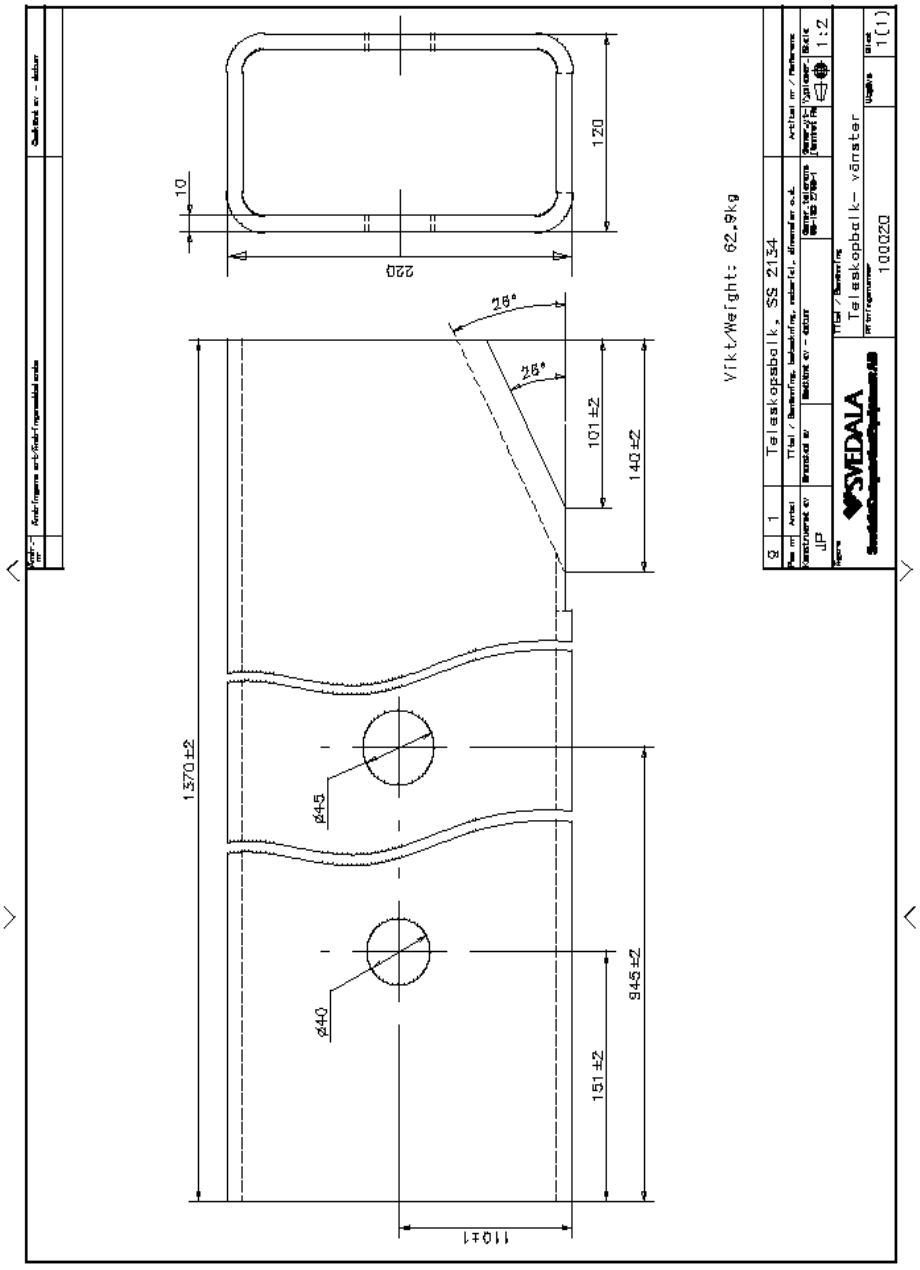
Titel / Benämning: Sammanställning ROPS-undre

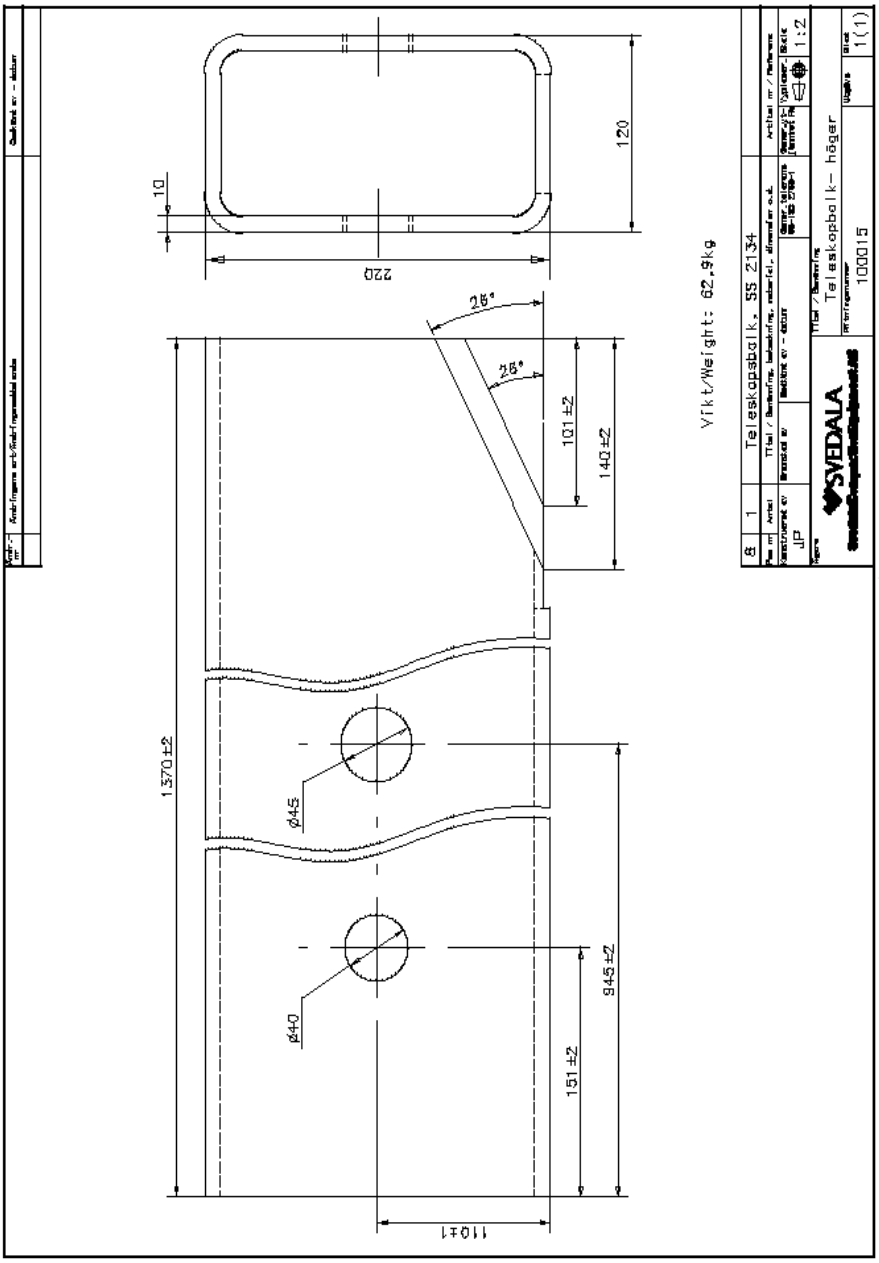
Ritningsnummer

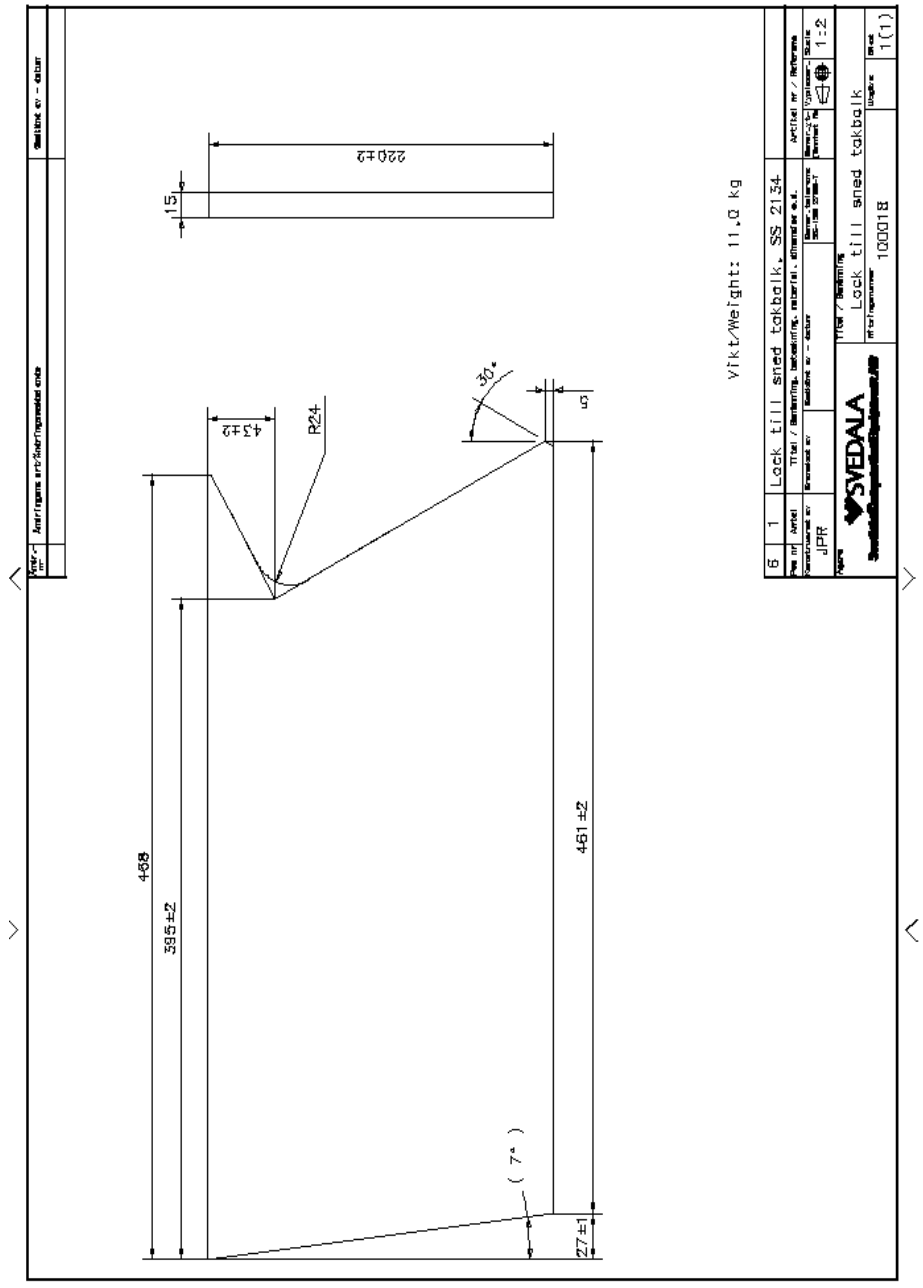
Vikt

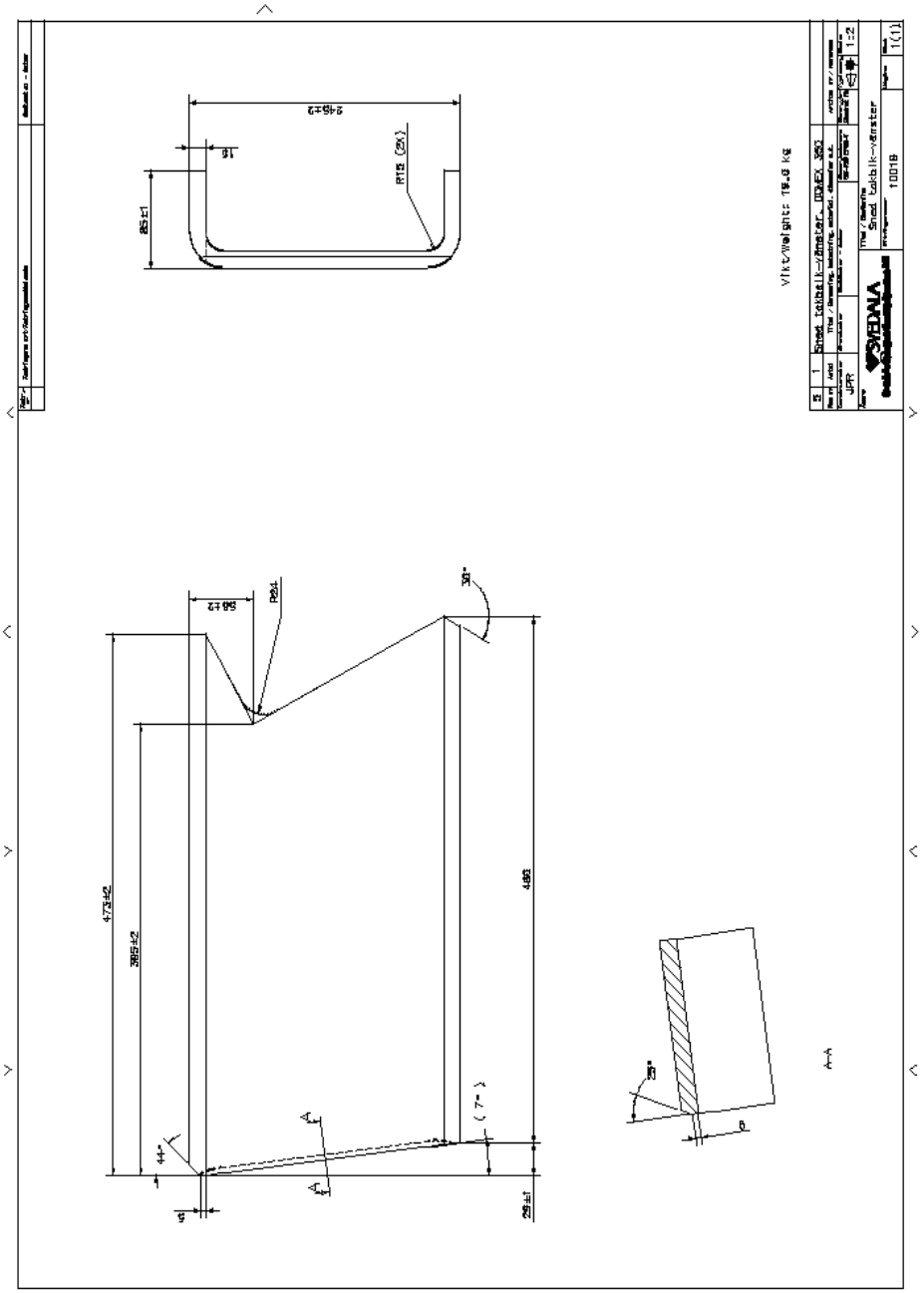
Skala: 1:10

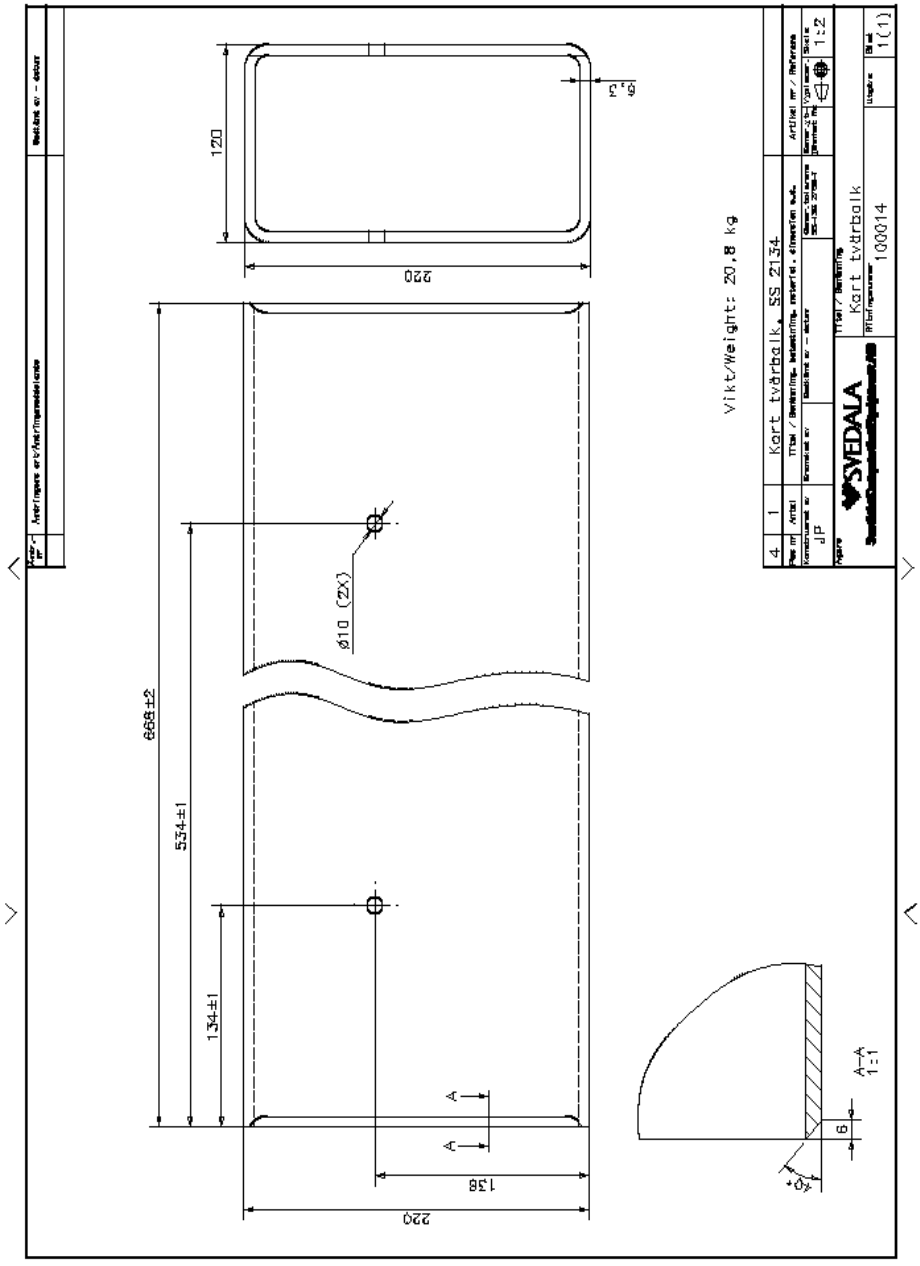
Blad

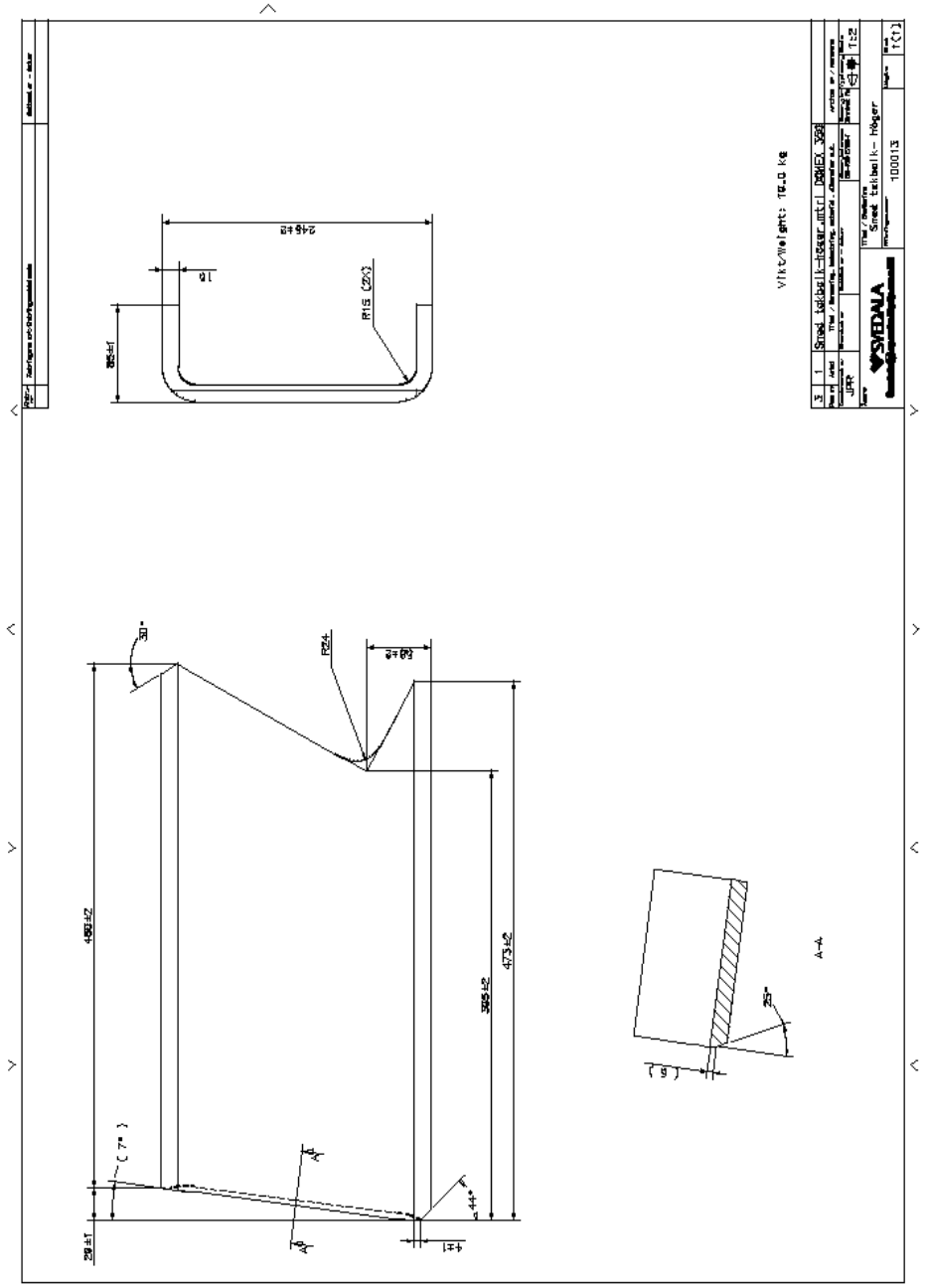

Telaskopbalk, SS 2134
Telaskopbalk- vänster
Vikt/Weight: 62,9kg
1370±2
945±2
151±2
101±2
140±2
110±1
220
120
19
28°
28°
ø45
ø40
1:2
1(1)

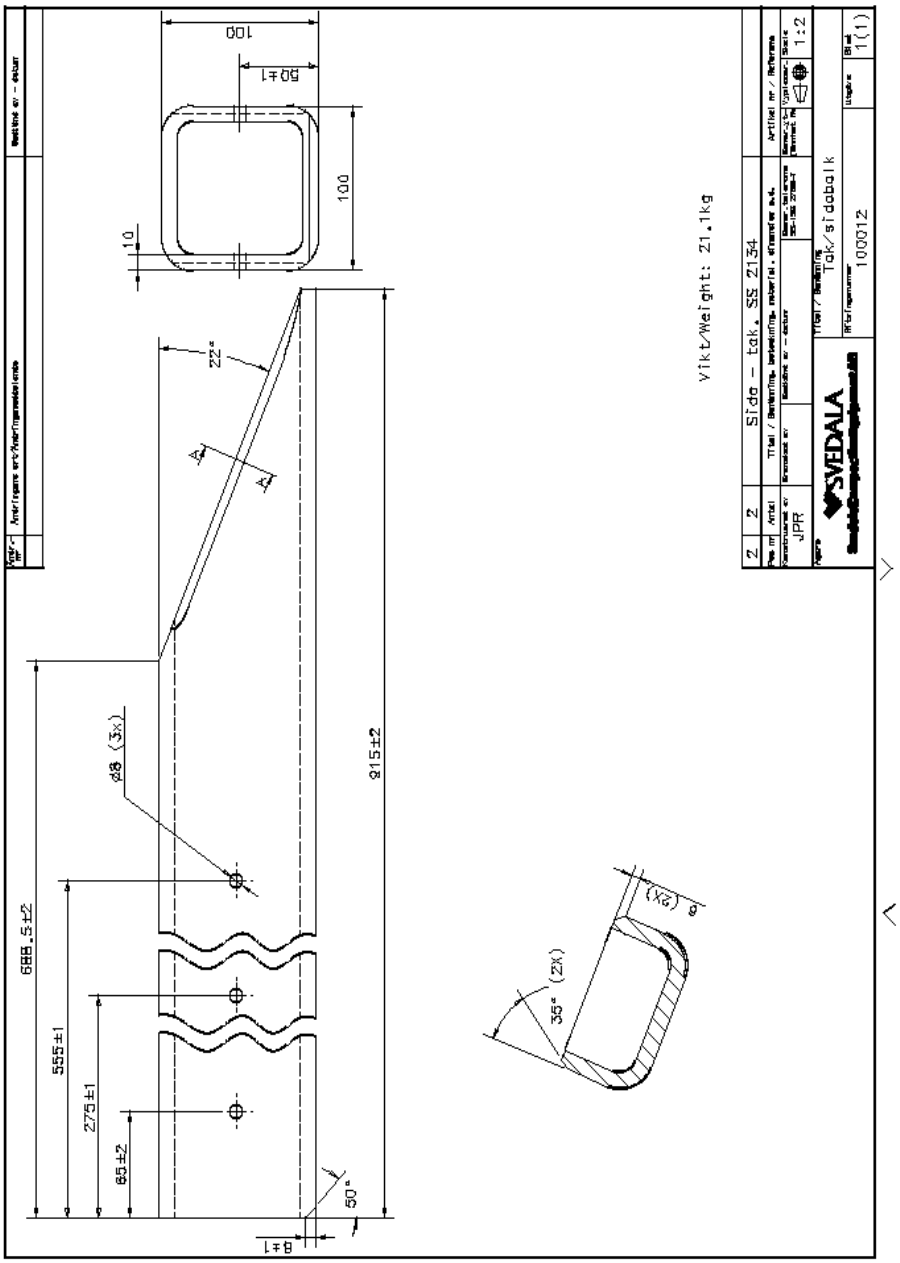

Vikt/Weight: 62,9kg
Telskopbalk, SS 2134
Telskopbalk- höger
SVEDALA
100015
1:2
1(1)
220
120
10
25°
25°
101±2
140±2
1370±2
ø45
ø40
945±2
151±2
1107

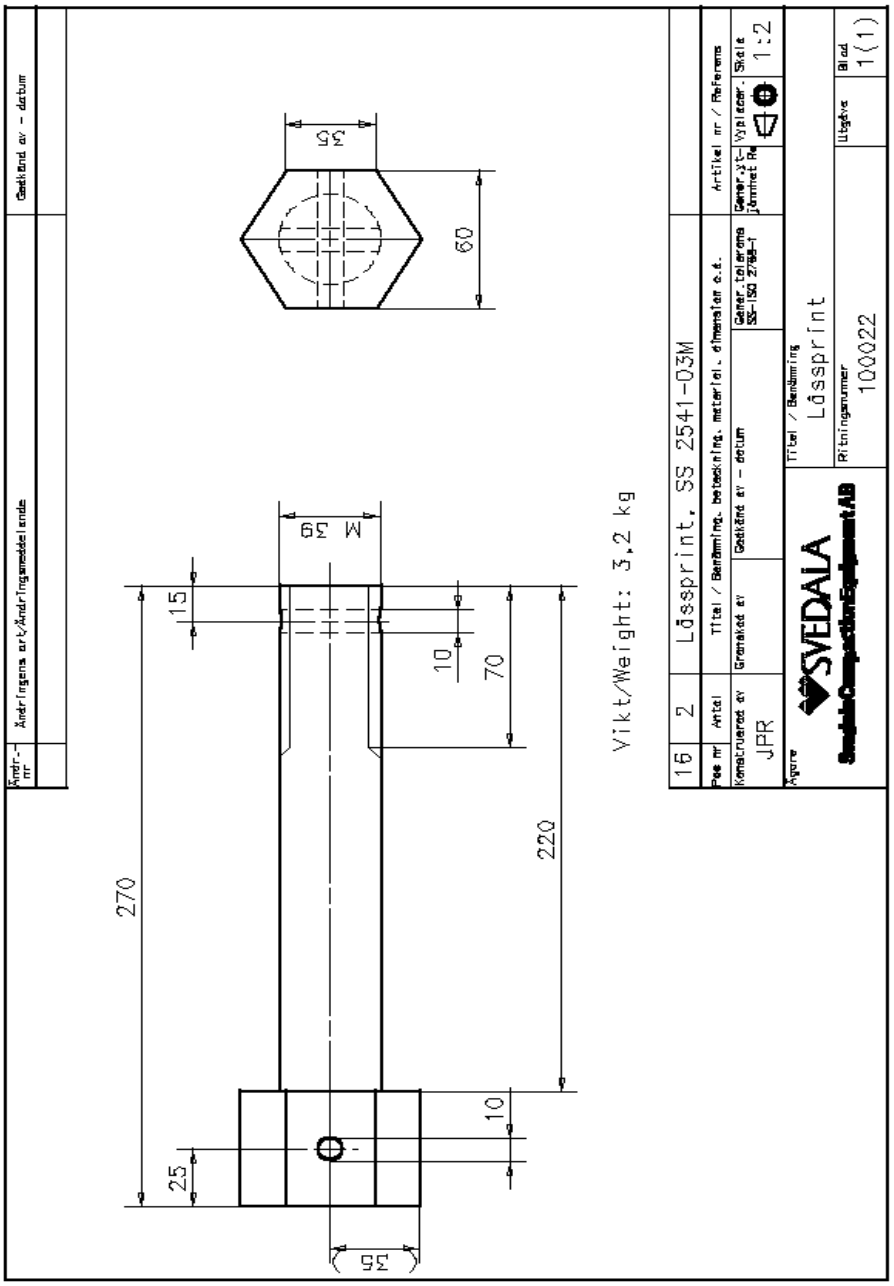

Vikt/Weight: 11,0 kg
Lack till sned takbalk, SS 2134
Lack till sned takbalk
100018
1(1)
1:2
220±2
15
43±2
R24
30°
5
468
395±2
461±2
7°
27±1



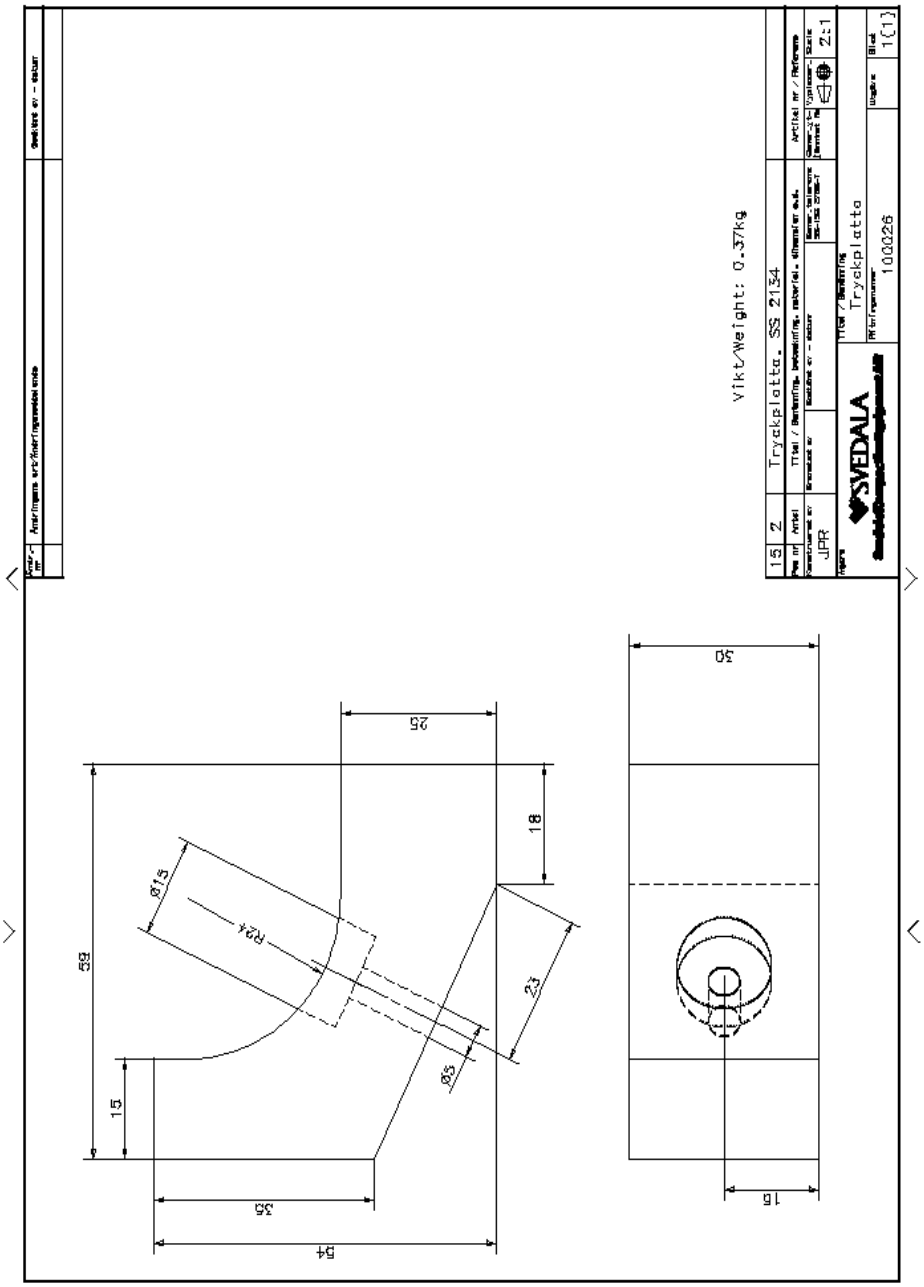

Vikt/Weight: 20,8 kg
Kort tvärbalk, SS 2134
Kort tvärbalk
100014
1:2
1(1)
SVEDALA
DYNAPAC
120
220
ø10 (2X)
668±2
534±1
134±1
138
229
A–A
1:1
6
45°

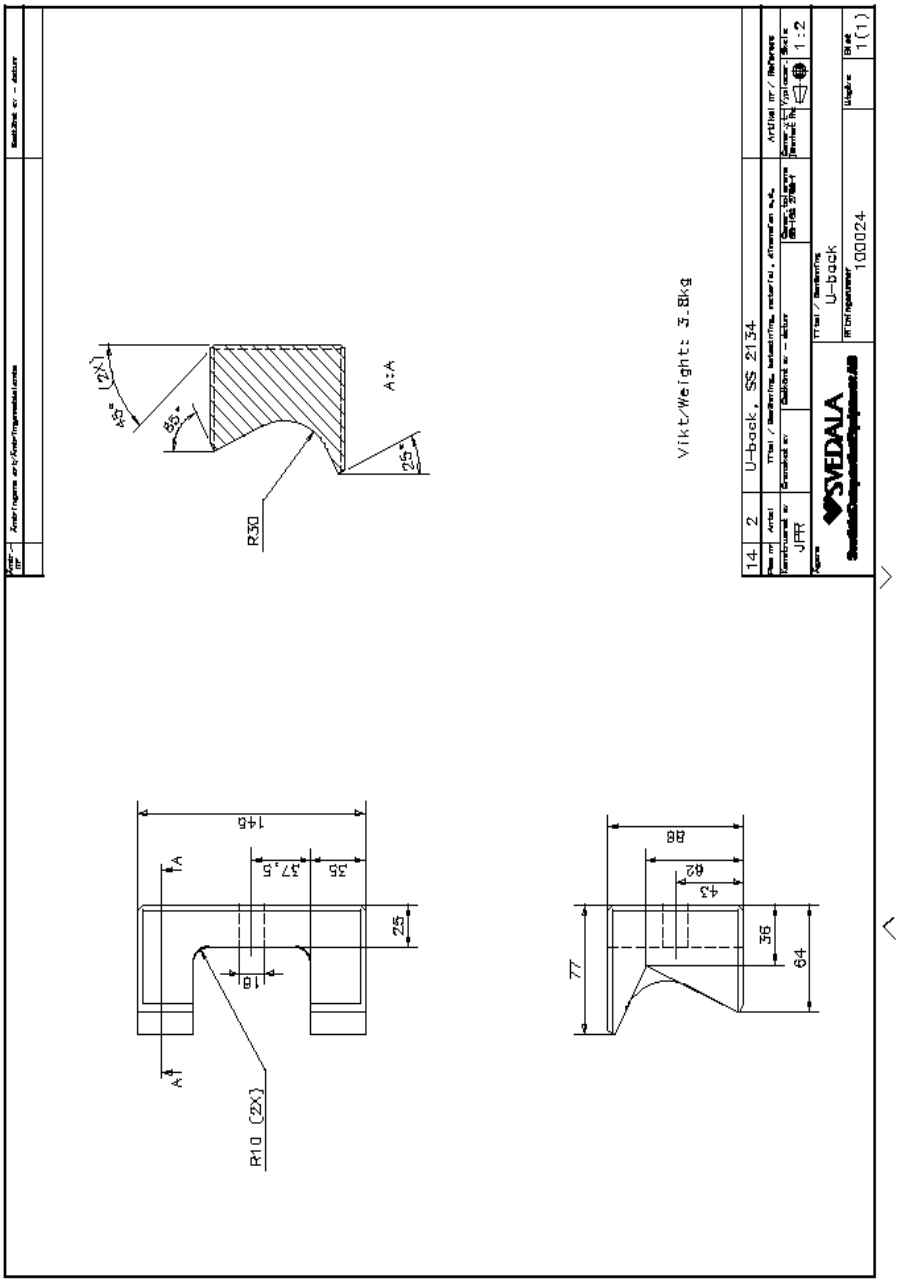

Vikt/Weight: 18.0 kg
Snöd, kätbalk-höger mitt DYNEX 388
100013
A-A

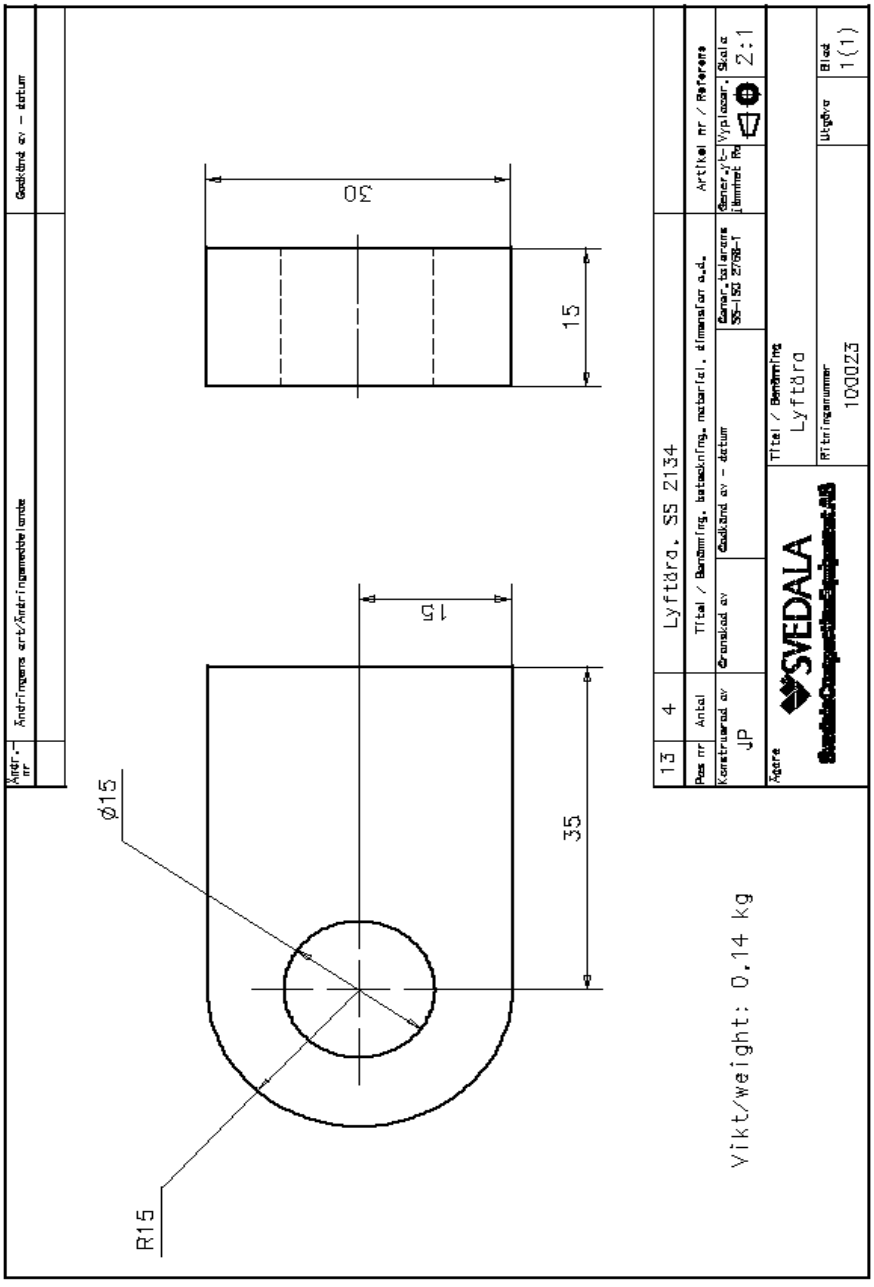

Vikt/Weight: 21.1kg
Sida – tak, SS 2134
SWEDALA
Tak/sidobalk
100012
688.5±2
555±1
276±1
85±2
815±2
ø8 (3x)
22°
35° (2x)
50°
100
50±1
10

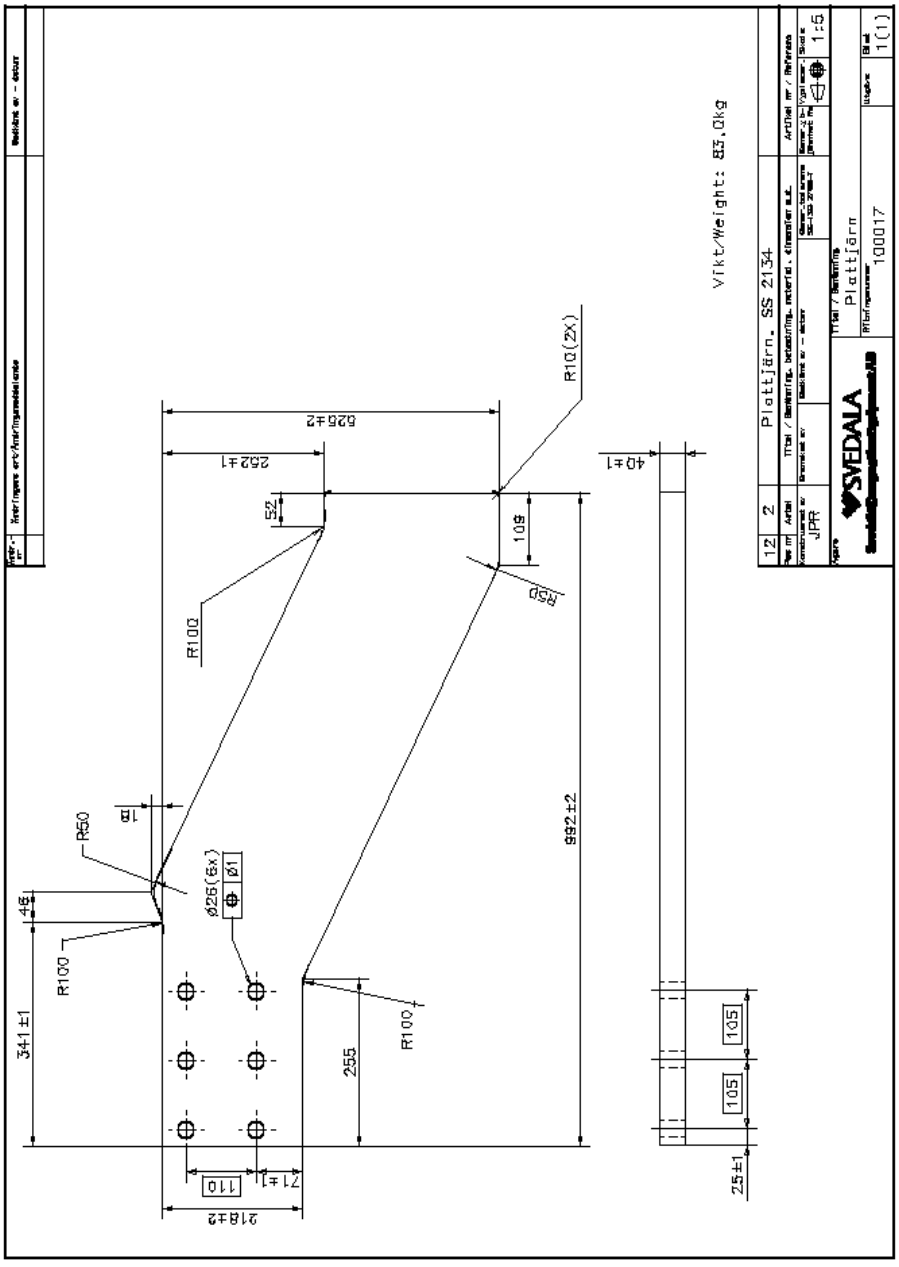

Ändr-nr
Ändringens art/Ändringsmeddelande
Godkänd av – datum
35
60
M 39
15
10
70
220
270
25
10
35
Vikt/Weight: 3,2 kg
16
2
Låssprint, SS 2541-03M
Pos nr
Antal
Titel / Benämning, beteckning, material, dimension o.d.
Artikel nr / Referens
Konstruerad av
JPR
Granskad av
Godkänd av – datum
Allmän tolerans SS-ISO 2768-f
Gener. ytstruktur Jämmet Ra
Ytjämnhet, Skala 1:2
Ägare
SVEDALA
Titel / Benämning
Låssprint
Ritningsnummer
100022
Utgåva
Blad
1 (1)

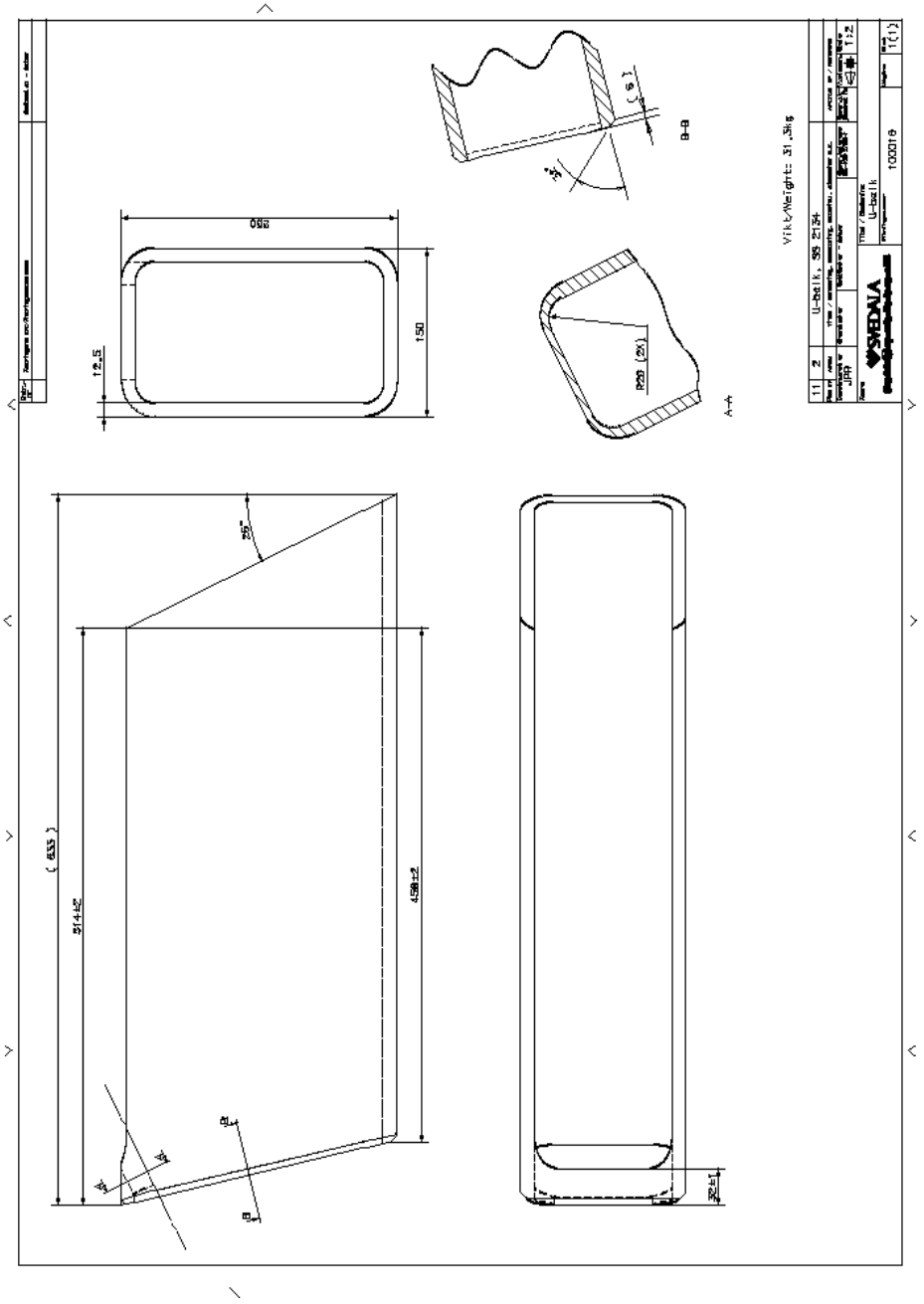
Ändr.-nr
Ändringens art/Ändringsmeddelande
Godkänd av – datum
65
30
R15 (4X)
160
Vikt/Weight: 0,26kg
17
2
Handtag till sprint, SS 2125
Pos nr
Antal
Titel / Benämning, beteckning, material, dimension o.dt.
Artikel nr / Referens
Konstruerad av
JPR
Granskad av
Godkänd av – datum
Gener. toleranser SS-ISO 2768-1
Gener.ytbeh. jämnhet Ra
Vypiecer.
Skala
1:2
Ägare
SVEDALA
Titel / Benämning
Handtag till sprint
Ritningsnummer
100025
Utgåva
Blad
1(1)
10
90

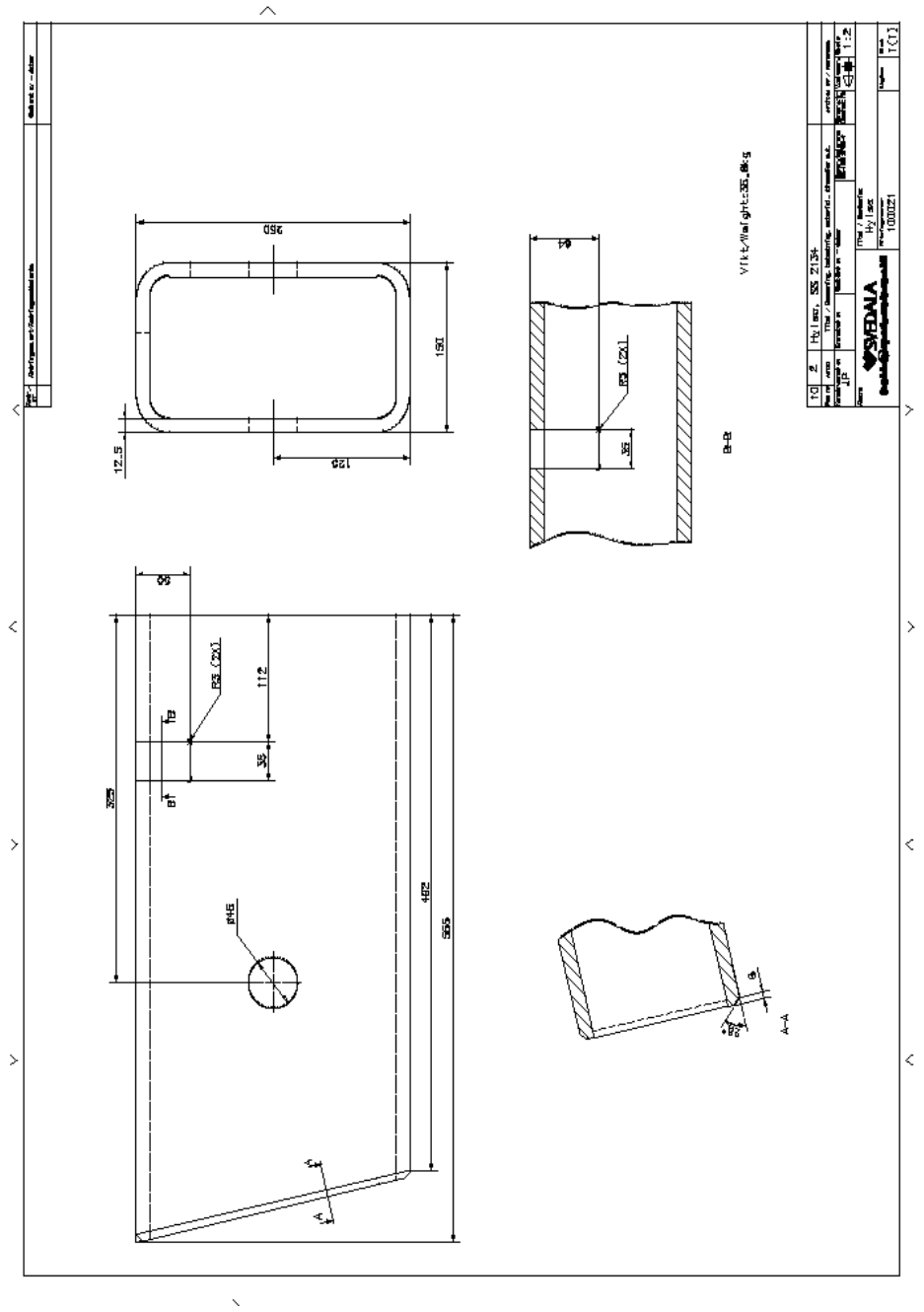

Vikt/Weight: 0.37kg
Tryckplatta, SS 2134
Tryckplatta
100026
SVEDALA
2:1
1(1)
25
18
59
15
35
54
Ø15
R24
23
Ø5
50
15


U-back, SS 2134
Vikt/Weight: 3.8kg
A:A
R30
25°
45°
85°
2X)
146
57,5
35
18
25
R10 (2X)
88
82
43
36
64
77
U-back
100024


Ändr.-nr
Ändringens art/Ändringsmeddelande
Godkänd av – datum
13
4
Lyftöra, SS 2134
Pos nr
Antal
Titel / Benämning, beteckning, material, dimension o.d.
Artikel nr / Referens
Konstruerad av
JP
Granskad av
Godkänd av – datum
Allmänt toleransområde SS-ISO 2768-f
Ytjämnhet Ra
Ytbehandling
Skala 2:1
Ägare
SVEDALA
Titel / Benämning
Lyftöra
Ritningsnummer
100023
Utgåva
Blad
1(1)
Ø15
R15
35
15
30
Vikt/weight: 0,14 kg


Vikt/Weight: 83.0kg
Plattjärn, SS 2134
SVEDALA
DYNAPAC
Plattjärn
100017
1(1)
1:5
525±2
252±1
40±1
R10(2x)
R100
R50
55
105
992±2
R50
18
48
R100
Ø25(6x)
Ø1
341±1
255
R100
110
71±1
218±2
105
105
25±1


B-B
A-A
Vikt/Weight: 31,3kg
U-balk
1000019
1(1)
1:2


Vikt/Weight:355,8kg
B-B
A-A
SVEDALA
DYNAPAC