

Master Thesis

CODEN:LUTMDN/(TMMV.5227)/1.70/2009



LUND UNIVERSITY  
Lund Institute of Technology

# **Simulering av avvikelser i munstyckesvägg under fräsoperation**

Magnus Lundgren

2009

INSTITUTIONEN FÖR MASKINTEKNOLOGI

LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA

---

---

---

---

## Sammanfattning

På Volvo Aero i Trollhättan har man utvecklat en ny konstruktion för kylkanalerna i deras raketmunstycke. Kylkanalerna är urfrästa i en plåt och konstruktionen är en patenterad lösning från Volvo Aero. Munstycket tillverkas av plåtgeometrier som först valsas och sedan svetsats ihop till en rak kona. Därefter formas konan till den önskade, konturerade profilen. Då detta är gjort fräses kylkanaler i plåten som sedan övertäcks av en utanpåliggande plåt. Tyvärr har det upptäckts att plåten inte ligger an mot fixturen överallt; vågigheter i plåten kan förekomma. Dessa vågigheter upptäcks som luftspalter mellan munstycke och fixtur och kommer troligtvis från inbyggda spänningar från valsning och svetsning. Då ett munstycke utsätts för mycket höga temperaturgradienter sätts stora krav på toleranser på de frästa kanalerna och vågigheterna kan bidra till för djupt eller grunt frästa kanaler.

Då fräsen passerar en vågighet finns risken att avvikelserna är så stora att den inte flexar tillbaka för fräsens radiella kraft. Detta scenario kan medföra en för tunn vägg. Man har introducerat ett system med sensorer som läser av plåtens yta och kompenserar fräsens gång efter eventuella vågigheter. Om den radiella kraften från verktyget är större än vågigheten orkar bära, blir tjockleken i det frästa spåret större än man önskat. Man vet i dagsläget inte hur mycket vågigheterna håller emot då verktyget passerar och en varierande tjocklek kan alltså uppkomma. För bästa utgångsläge för fräsoperationen kan man tänka sig att fixera plåten mot fixturen. I modellerna som simuleras har en vågighet införts för att undersöka hur den reagerar på inspänning och fräslast. Avvikelserna antas ha en höjd på 0,25mm och en diameter på ca 400mm.

Nuvarande infästningsmetod, axiell tryckförspänning, har jämförts med olika alternativa infästningsmöjligheter; axiell dragförspänning, undertryckslast och övertryckslast. Vågigheten har också belastats med en fräslast för att se hur mycket den fjädrar in. Man siktar på att hålla en tolerans på  $\pm 0,025\text{mm}$  på kvarvarande höjd av avvikelserna, samt för infjädring vid fräslast.

Vid analysering av nuvarande infästningsmetod finner man att munstyckena bucklar vid inloppet. Dessa resultat stämmer överrens med resultat från verkstaden. Den axiella draglasten kan räta ut hela vågigheten, utan fräslast. Dock är denna metod svår att få till praktiskt och problem kan uppstå vid separering av munstycke och fixtur. Undertrycksmetoden visar sig uppbära låga spänningar och metoden underlättar vid separering av munstycke och fixtur. Övertrycksmetoden ska fungera som ett mothåll för fräslasten så att vågigheten inte fjädrar in. Dock visar det sig att metoden inte fyller sin funktion och gör dessutom att munstycket lättar från fixturen vid utloppet. Metoderna som förenklar inspänning av munstycket och som därmed bör studeras vidare är den axiella dragförspänningen och undertryckslasten.

Nyckelord: Munstycke, fräsoperation, tolerans, infästning

---

---

---

---

---

## Abstract

This report is written during a Master Thesis carried out at Volvo Aero Corporation, VAC, in relation with the Division of Production and Materials Engineering at Lund Institute of Technology. The purpose with this report is to get a better insight in some of the problems occurring during the manufacturing of a space nozzle.

At VAC a new kind of nozzle wall design has been introduced for their space nozzle. The design makes the nozzle lighter and stronger than the forerunner, but requires a tough manufacturing process with tight tolerances. The nozzle is made from a couple of plates shaped in geometries. These plates are first rolled and then welded together to form a straight cone i.e. a nozzle with straight wall profile. This cone is then formed to the correct contoured shape. Deflections can occur in the nozzle surface during the forming and welding process. These deflections appear as waviness and may cause problems during the milling process. To get a better understanding of the properties of the waviness this study in the subject has been made.

During its lifetime, the nozzle is exposed for high temperature load and the tolerances must be kept very tight. The problem is when the milling tool passes a wave, one may not tell in advance how the wave will react. A sensor system has been introduced, which reads the structure of the nozzle wall compensate the milling tool's path. This will prevent a too thin milled channel wall. If the wave is not stiff enough, the milling force will make the wave deflect and causing a too thick channel wall as a result. The best thing would be to straighten the waviness at the same time as the nozzle is fixed to the fixture. The total number of four methods have been investigated, including the present method.

Keywords: Nozzle, milling operation, tolerance, fixing

---

---

---

---

## Förord

Detta examensarbete avslutar min Civilingenjörsutbildning i Maskinteknik på Lunds Tekniska Högskola. Arbetet är utfört i samarbete med institutionen för Industriell Produktion omfattande 30 högskolepoäng och har bedrivits under vintern 2008-2009 på Volvo Aero i Trollhättan.

Jag vill tacka alla på avdelning 6660, Nozzles and Combustion Chambers, på Volvo Aero som hjälpt mig med simuleringsproblem, värdefulla input och korrekturläsning av rapporten. Jag vill speciellt tacka min handledare på Volvo, Jan Häggander, för all information och hjälp under tiden för arbetet och rapportskrivningen. Jag vill också passa på att tacka Robert Tano, Eva Stenström och Dimitrios Kioussis för ovärderlig hjälp med simuleringsproblem som uppstått, samt Stefan Persson för rundvandring och visning i verkstaden. Tack också till alla som förgyllt tillvaron med trevliga fikastunder och luncher, ni har fått mig att känna mig välkommen.

Jag vill även tacka min handledare i Lund, Adjunkt Hans Walter, för korrekturläsning och hjälp med bakgrundsinformation till rapportskrivning och examensarbete i allmänhet. Examinator har Professor Jan-Eric Ståhl varit.

Sist men inte minst, vill jag tacka vänner och familj för att ni stöttat mig under hela min studietid.

Trollhättan, Mars 2009



Magnus Lundgren

---

---

---



---

# Innehållsförteckning

<b>1. INLEDNING</b> .....	<b>1</b>
1.1 PROJEKTBAKGRUND.....	1
1.2 PROBLEMBESKRIVNING.....	1
1.3 MÅL.....	4
1.4 METODIK.....	4
1.5 AVGRÄNSNINGAR.....	4
<b>2. BAKGRUNDSINFORMATION</b> .....	<b>5</b>
2.1 MUNSTYCKE.....	5
2.2 MASKINUPPSTÄLLNING.....	6
<b>3. FINITA ELEMENTMODELLERING</b> .....	<b>7</b>
3.1 GEOMETRI.....	7
3.2 MATERIAL.....	8
3.3 FE DISKRETISERING.....	9
3.4 KONTAKTMODELLERING.....	12
3.5 RANDVILLKOR.....	13
3.6 LASTFALL.....	14
3.6.1 Axiell trycklast.....	14
3.6.2 Axiell draglast.....	16
3.6.3 Undertryck.....	17
3.6.4 Övertryck.....	18
3.6.5 Fräsverktyg.....	19
3.7 LÖSNINGSMETODIK.....	20
<b>4. RESULTAT</b> .....	<b>21</b>
4.1 ÖVERGRIPANDE TABELL PÅ SIMULERINGSFALL.....	21
4.2 AXIELL TRYCKLAST.....	22
4.2.1 Axiell trycklast, övre, obearbetad, utan fräslast.....	23
4.2.2 Axiell trycklast, undre, obearbetad utan fräslast.....	24
4.2.3 Diskussion och slutsatser - Axiell trycklast.....	25
4.2.3.1 Övre delen av munstycket.....	27
4.2.3.2 Undre delen av munstycket.....	29
4.3 AXIELL DRAGLAST.....	31
4.3.1 Axiell draglast, övre, bearbetad, utan/med fräslast.....	32
4.3.2 Axiell draglast, övre, obearbetad, utan/med fräslast.....	33
4.3.3 Axiell draglast, undre, bearbetad, utan/med fräslast.....	34
4.3.4 Axiell draglast, undre, obearbetad, utan/med fräslast.....	35
4.3.5 Diskussion och slutsatser - Axiell draglast.....	36
4.3.5.1 Övre delen av munstycket.....	36
4.3.5.2 Undre delen av munstycket.....	40
4.4 UNDERTRYCK.....	42
4.4.1 Undertryck, övre, bearbetad, utan/med fräslast.....	43
4.4.2 Undertryck, övre, obearbetad, utan/med fräslast.....	44
4.4.3 Undertryck, undre, bearbetad, utan/med fräslast.....	45

---

4.4.4	<i>Undertryck, undre, obearbetad, utan/med fräslast</i> .....	46
4.4.5	<i>Diskussion och slutsatser – Undertryck</i> .....	47
4.4.5.1	<i>Övre delen av munstycket</i> .....	47
4.4.5.2	<i>Undre delen av munstycket</i> .....	48
4.5	<b>ÖVERTRYCK</b> .....	50
4.5.1	<i>Övertryck, övre, bearbetad utan/med fräslast</i> .....	51
4.5.2	<i>Övertryck, övre, obearbetad utan/med fräslast</i> .....	52
4.5.3	<i>Övertryck, undre, bearbetad utan/med fräslast</i> .....	53
4.5.4	<i>Övertryck, undre, obearbetad utan/med fräslast</i> .....	54
4.5.5	<i>Diskussion och slutsatser – Övertryck</i> .....	55
4.5.5.1	<i>Övre delen av munstycket</i> .....	55
4.5.5.2	<i>Undre delen av munstycket</i> .....	55
4.6	<b>FELUPPSKATTNING</b> .....	56
<b>5.</b>	<b>DISKUSSION OCH SLUTSATSER</b> .....	<b>57</b>
5.1	<b>DISKUSSION</b> .....	57
5.1.1	<i>Allmänt om simuleringarna</i> .....	57
5.1.2	<i>Simuleringsproblem</i> .....	59
5.1.3	<i>Skärdata</i> .....	60
5.1.4	<i>Maskinuppställning</i> .....	61
5.1.5	<i>Fixturuppställning</i> .....	62
5.2	<b>SLUTSATSER</b> .....	63
<b>6.</b>	<b>FÖRSLAG PÅ FÖRBÄTTRINGAR OCH FORTSATT ARBETE</b> .....	<b>65</b>
6.1	<b>FÖRSLAG PÅ FÖRBÄTTRINGAR</b> .....	65
6.2	<b>FORTSATT ARBETE</b> .....	66
<b>7.</b>	<b>REFERENSER</b> .....	<b>69</b>
<b>APPENDIX A</b> .....	<b>A-1</b>	
ANVÄNDARHANDLEDNING – SCRIPT	.....	A-1
<b>APPENDIX B</b> .....	<b>B-1</b>	
HANDBERÄKNINGAR	.....	B-1
<i>Axiell trycklast</i> .....	<i>B-1</i>	
<i>Axiell draglast</i> .....	<i>B-3</i>	
<i>Undertryck</i> .....	<i>B-6</i>	
<i>Maskinuppställning</i> .....	<i>B-7</i>	

---

---

## Nomenklatur

Beteckning	Beskrivning	Enhet
$\alpha$ [alfa]	Båglängdsvinkel	°
$\alpha_n$ [alfa]	Gångans profilvinkel	°
$\alpha_s$ [alfa]	Standardiserad profilvinkel	°
$\varepsilon$ [epsilon]	Relativ längdändring	-
$\sigma$ [sigma]	Spänning	MPa
$\sigma_e$ [sigma]	von Mises spänning	MPa
$\sigma_r$ [sigma]	Radiell spänning	MPa
$\sigma_\varphi$ [sigma]	Tangentiell spänning	MPa
$\nu$ [ny]	Poisson´s tal	-
$\rho$ [rå]	Densitet	g/cm <sup>3</sup>
$\zeta$ [zeta]	Förflyttning	mm
$\lambda$ [lambda]	Stigningsvinkel	°
$\mu$ [my]	Friktion	-
$A$	Area	mm <sup>2</sup>
$b$	Båglängd	mm
$b_m$	Medelbåglängd	mm
$b_l$	Teoretisk spånbredd	mm
°C [grader Celsius]	Temperatur	°C
$C_r$	Skärmotstånd	N/mm <sup>2</sup>
$d$	Inre diameter	mm
$D$	Yttre diameter	mm
$F$	Kraft	N
$F_{ax}$	Kraft, axiell	N
$F_{normal}$	Normalkraft	N
$h_l$	Teoretisk spåntjocklek	mm
$I$	Tröghetsmoment	m <sup>4</sup>
K [Kelvin]	Temperatur	K
$k_{normal}$	Kontaktstyvhet	-
$l$	Längd	mm
$M$	Moment	Nm
$p_i$	Inre tryck	Pa
$p_o$	Yttre tryck	Pa
$r$	Radie	mm
$r_m$	Radie, medel	mm
$R$	Radie	mm
$R_m$	Radie, medel	mm
$s$	Gångstigning	mm/varv
$t$	Tjocklek	mm
$x_{penetration}$	Djup	mm

---

## Förkortningar

<b>Beteckning</b>	<b>Beskrivning</b>	<b>Enhet</b>
E-modul	Elasticitetsmodul	Pa
FEA	Finita Element Analys	-
FEM	Finita Element Metod	-
LTH	Lunds Tekniska Högskola	-
VAC	Volvo Aero Corporation	-
WB	Workbench	-

---

# 1. Inledning

---

I denna del av rapporten beskrivs projektet kortfattat, bland annat skildras *Problembakgrund*, *Problembeskrivning* och *Metodik*.

---

## 1.1 Projektbakgrund

Volvo Aero Corporation, VAC, utvecklar och producerar högteknologiska komponenter för kommersiellt flyg, militärt flyg och raketmotorer i samarbete med andra världsledande företag. Man inriktar sig även på eftermarknadsaffärer där bland annat motorunderhåll är ett stort område. Företaget är ett helägt dotterbolag till AB Volvo.

VAC är en ledande tillverkare av munstycken och brännkammare. Avdelningen för *Munstycken och Brännkammare* är en produktutvecklingsavdelning och inom produktområdet sker utveckling av metoder och teknologier som sedan appliceras i produktutvecklingen. Metodutveckling bedrivs inom aerodynamik, hållfasthet och simulering av processer. Utveckling av processer äger främst rum inom svetsning och inspektionsmetoder och sker i samarbete med specialistavdelningar. Produkterna karaktäriseras av avancerade tillverkningsmetoder och hög precision [10].

Detta examensarbete utförs inom simulering av tillverkningsprocesser. För en ny typ av raketmunstycken fräses ett stort antal kanaler för kylflöde i en plåtvägg. Plåtväggen är tunn relativt munstyckets diameter och längd. Kravet på absolut lokal tjocklekstolerans efter fräsning är högt. Storleken på munstycket ger också mycket stora krav på den relativa toleransen. Flexibilitet i den tunna, färdigbearbetade väggen ställer också mycket stora krav på fixturering av arbetsstycket för att klara toleranserna.

## 1.2 Problembeskrivning

Munstycket ska tåla hög termisk belastning och bör dessutom vara mycket lätt. Kortfattat klipps plåtark i geometrier som valsas och sedan svetsas ihop till en kon. Därefter sätts konen upp i en fixtur och kanaler fräses. *Figur 1-1* nedan illustrerar pågående fräsoperation. Kanalprofilen som bildas efter fräsningen visas i *Figur*

---

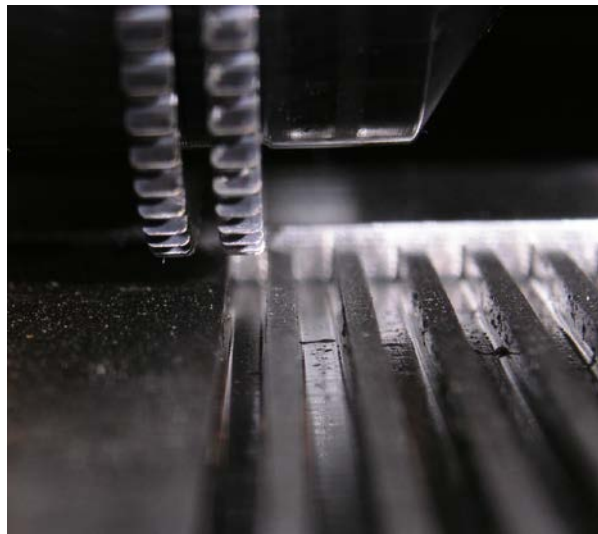
---

---

1-2. Då detta är klart svetsas en ”plåtkappa” på utanför och man har fått den nya konstruktionen.

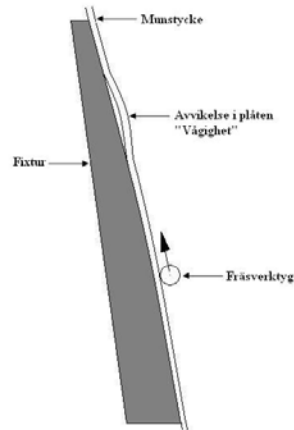


*Figur 1-1 Pågående fräsoperation.*



*Figur 1-2 De frästa kanalerna.*

Problemet är att plåten inte alltid är exakt parallell i förhållande till fixturen vid fräsning, då variationer i ytan kan finnas. Tänkbara orsaker till plåtens ytvariationer kan vara icke isotropiskt material eller att valsningen och svetsningen gör att plåten slår sig på grund av inre spänningar. Dessa märks då i form av vågor och upphöjningar i plåten, se *Figur 1-3* nedan. Vågig yta kan också bero på att plåtarken har en aning kantförskjutning relativt varandra vid svetsningen.



*Figur 1-3 Tvärsnittsvy av en ytavvikelse på munstyckesplåten.*

Då fräsen passerar en avvikelse finns risken att avvikelsen är så styv att den inte fjädrar tillbaka för fräsens radiella kraft. Detta scenario kan medföra en för tunn vägg. Man har introducerat ett system med sensorer som läser av plåtens yta och kompenserar fräsens gång efter eventuella vågigheter, sensorerna ses i *Figur 2-2*. Om den radiella kraften från verktyget är större än vad avvikelsen orkar bära, blir tjockleken i spåret större än vad man önskat. Man vet i dagsläget inte hur mycket avvikelserna håller emot då verktyget passerar och en varierande tjocklek kan uppkomma [3]. Sensorernas position i förhållande till fräsen kan också ge ett fel i mätningen. Det kan hända att fräsen trycker ner plåt en bit framför sig under fräsningen och sensorn läser på så sätt av ytan fel. För bästa utgångsläge för fräsoperationen kan man tänka sig att fixera plåten mot fixturen utan radiellt gap, det vill säga att infästningen av munstycket rätar ut eventuella vågigheter. Några parametrar som påverkar avvikelsernas beteende är:

- Munstyckets geometri
- Materialets egenskaper
- Fräslast

Munstyckets profilyta är dubbelkrökt. Geometrin medför att ju mindre radie det är på munstycket desto styvare blir vågigheten. Munstyckets geometri är given.

Materialets egenskaper är också givna. Materialet är svårbehandlat och utifrån materialets egenskaper bestäms fräsdata. Det innebär bland annat vinklar på skären, tandantal och antal tänder i ingrepp. Dessa parametrar avgör i sin tur hur stor den radiella skärkraften blir. Skärkraften är uppskattade i tidigare studie [3].

---

### **1.3 Mål**

Målet med studien är att få en bättre insikt i hur vågigheten reagerar under fixering och bearbetning, samt föreslå sätt att fixera munstycket på fixturen.

### **1.4 Metodik**

Det finns två möjligheter att simulera modellerna på och de representerar helt ofräst och helt fräst munstycke. Modellerna är helt uppbyggda med parametriska script i ANSYS. I modellerna finns en avvikelse inlagd enligt antagandena i 2. *Bakgrundsinformation*. Modellerna tillsätts laster som ska simulera olika infästningsmetoder. Dessa utvärderas utifrån hur avvikelsen reagerar på infästningsmetoderna. Önskvärt är om avvikelsen helt rätas ut vid infästningen av munstycket.

Beroende på infästningsmetod ger de upphov till olika spänningar i munstycket. I hela rapporten kommer det vara von Mises spänningarna som analyseras. Spänningarna som uppkommer får inte överstiga materialets sträckgräns. Även en fräslast läggs an för att se hur avvikelsen reagerar.

### **1.5 Avgränsningar**

Geometrin av upphöjningen är konstant. Det finns många variationer av vågigheter som kan uppstå. Simuleringarna begränsas till en cirkulär upphöjning som är ca 400mm i diameter och har en ursprungshöjd på 0,25mm.

Inga praktiska experiment eller mätningar genomförs med avseende på skärkraft eller väggens uppförande.

Deformationen i maskinen beaktas inte.



---

## 2. Bakgrundsinformation

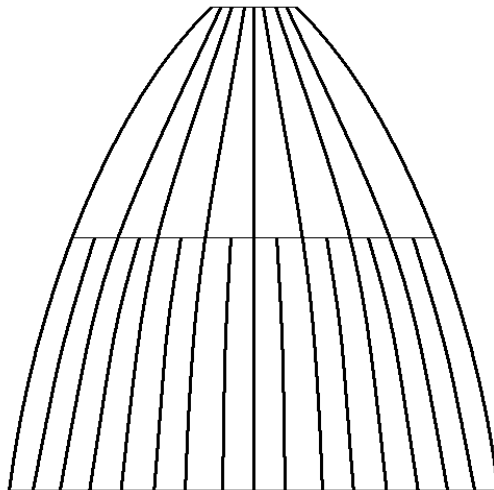
---

Här presenteras kortfattad information om *Munstycke* och *Maskinuppställningen*.

---

### 2.1 Munstycke

Munstycket tillverkas i två delar, en övre del och en undre. Dessa delar sammanfogas, efter tillverkningen av kylkanalerna, till en del. Eftersom munstycket har en ökande radie kommer de frästa spårens vidd att öka ju längre ner på munstycket man befinner sig. *Figur 2-1* visar hur de frästa spåren divergerar då radien på munstycket ökar. På grund av divergensen fräses man dubbelt så många spår i den undre delen av munstycket. De svarta linjerna visar de ofrästa skiljeväggarna och de har konstant bredd.



*Figur 2-1* Schematisk bild över spårens divergens längsmed munstycket. De svarta linjerna illustrerar de ofrästa skiljeväggarna.

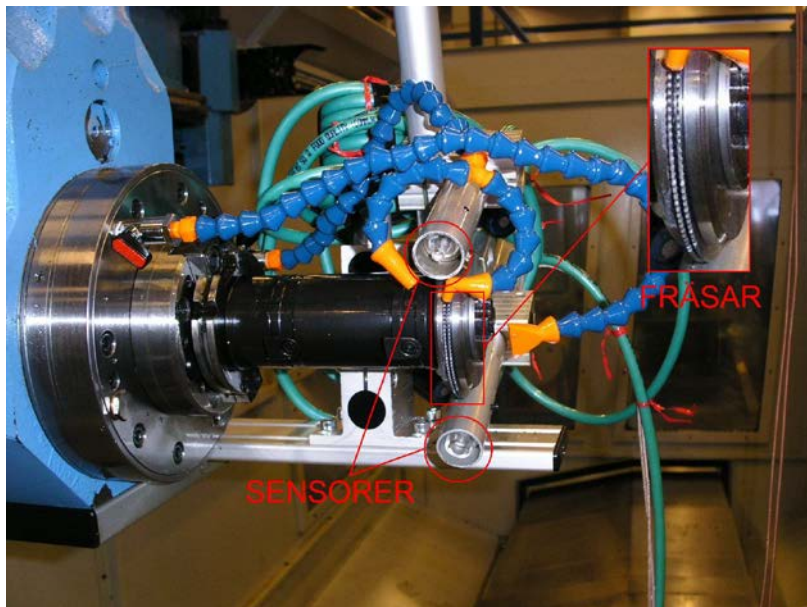
Spänningstopparna från infästningsmetoderna och fräslasten får inte överstiga 300MPa. Gränsvärdet, 300MPa, baseras på munstyckets materialegenskaper och har säkerhetsmarginal till sträckgränsen. De radiella skärkrafterna från fräsen sätts till 100N vid simuleringarna, vilket är ett uppskattat värde från tidigare studie [3]. I modellerna som simuleras har det också lagts in en avvikelse. I denna studie antas att avvikelserna har en höjd på 0,25mm och en diameter på ca 400mm. Man siktar

---

på att hålla en tolerans på  $\pm 0,05\text{mm}$  under fräsoperationen, varav  $0,025\text{mm}$  för fjädring av avvikelserna då fräslasten läggs an.

## 2.2 Maskinuppställning

Maskinen som används vid fräsningen är en fast parameter. Det finns dock områden man behöver studera närmre för att ha full kontroll under bearbetningen. För att riktigt förstå vad som händer med maskinuppställningen under operationen bör man noggrant undersöka bland annat lagerspel och fräsarmens böjning, se 5. *Slutsatser och diskussion*. Maskinuppställningen illustreras i *Figur 2-2*, med fräsar och de båda sensorerna monterade.



*Figur 2-2* Maskinuppställning med fräsar och sensorer.

Fixturen anses vara perfekt i form och yta och dess infästning modelleras som helt stum. Den fungerar som ett mothåll då fräsen bearbetar munstycket.

---

## 3. Finita Elementmodellering

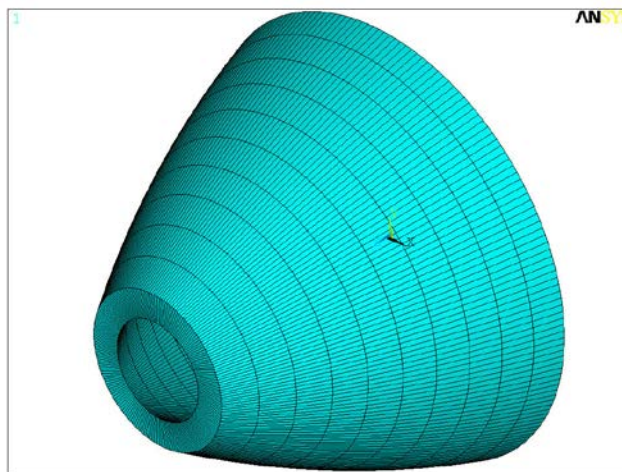
---

I detta kapitel beskrivs bland annat *Modellen* som simuleras. Kortfattat innehåller kapitlet också *Lastfall* och *Randvillkor* som tilldelats modellen. Programvaran som används i detta fall är ANSYS. All information om elementval, randvillkor m.m. har hämtats i referenserna [6], [7], [12] och [13], samt råfrågning av arbetskamrater. ANSYS inbyggda hjälp och övningsdel har också varit bra att ha till hands.

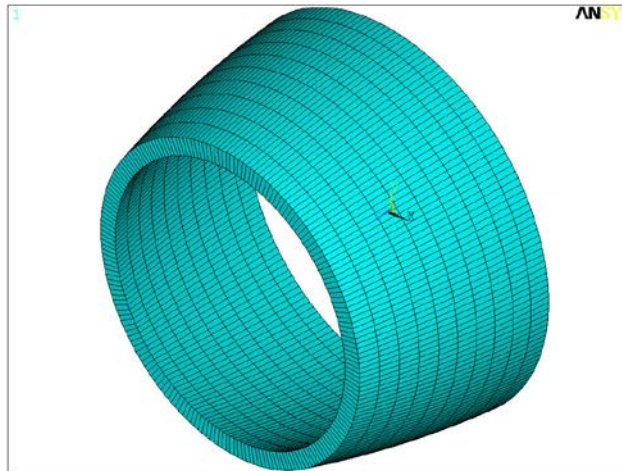
---

### 3.1 Geometri

Modellerna som används i simuleringarna är uppbyggda i ANSYS 11.0 Finite Element Analysis Simulator Classic genom parametriska script, en för den övre delen av munstycket och en för den undre delen. De består av ett munstycke som är i kontakt med en fixtur. Munstycket har den faktiska konturformen enligt VAC's ritningar, se [8] och [9]. Fixturen har samma ytterkontur som munstyckets innerkontur och är ca 100mm tjock. Modellerna är uppbyggda på följande sätt: Först placeras keypoints ut, med z-axeln som rotationscentrum. Dessa bildar ett segment som roteras kring z-axeln och skapar en cylinder. Cylindern meshas och noderna förflyttas sedan rotationssymmetriskt till den korrekta konturprofilen. Munstycke och fixtur är rotationssymmetriska kring z-axeln och har den stora radien, utloppet, i xy-planet. Hur koordinatsystem och geometri förhåller sig till varandra illustreras i *Figur 3-1* och *Figur 3-2*.



*Figur 3-1* Form, övre fixturen.



**Figur 3-2** Form, undre fixturen.

Munstyckena är uppbyggda med helt frästa kanaler, dock kan man ändra parametrarna så att modellerna kan ses som helt ofrästa. Simuleringar körs på båda varianterna, även om det är mest kritiskt vid den helt frästa modellen. Det finns totalt fyra olika modellgeometrier; övre delen ofräst, övre delen fräst, undre delen ofräst och undre delen fräst.

För att kunna simulera en vågighet i plåten har en cirkulär upphöjning på ca 400mm i diameter skapats mitt på munstyckena. Höjden antas vara 0,25mm och är skapad med hjälp av en kvadratisk sinuskurva för en mjuk övergång mellan kontakt och ej kontakt [3]. Vågigheten är skapad på liknande sätt som konturen, det vill säga nodförflyttning.

### **3.2 Material**

Materialet för munstycket finns fördefinierat hos VAC. Materialet för fixturen är fiktivt med en godtycklig E-modul på 1000 GPa och ett Poisson's tal på 0.3, bara för att modellera fixturen som helt stel [3]. Jämförelsevis kan sägas att en vanlig E-modul för stål brukar vara på ca 210GPa.

En viktig parameter som studeras i resultaten är von Mises spänningen i materialet. ANSYS beräknar spänningar enligt Hooke's lag [11], *Ekvation 1*:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

**Fel! Bokmärket är inte definierat.Fel! Bokmärket är inte definierat.Fel! Bokmärket är inte definierat.Fel! Bokmärket är inte definierat.**  
*Ekv. 1*

Ovanstående lag är baserad på ett linjärt elastiskt, isotropt material. Med termisk utvidgning skrivs Hooke's generaliserade lag [11], *Ekvation 2*:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha\Delta T$$

**Fel! Bokmärket är inte definierat.**  $\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)] + \alpha\Delta T$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha\Delta T$$

*Ekv. 2*

Avseende på spänningarna får *Ekvation 2* följande utseende [11], *Ekvation 3*:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{1+\nu} \left[ \varepsilon_x + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] - \frac{E\alpha\Delta T}{1-2\nu} \\ \sigma_y &= \frac{E}{1+\nu} \left[ \varepsilon_y + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] - \frac{E\alpha\Delta T}{1-2\nu} \\ \sigma_z &= \frac{E}{1+\nu} \left[ \varepsilon_z + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] - \frac{E\alpha\Delta T}{1-2\nu} \end{aligned} \quad \text{Ekv. 3}$$

I simuleringarna antas inga temperaturskillnader, varav den sista termen i *Ekv. 3* kan strykas. Med spänningarna kända i alla riktningar tar ANSYS reda på totala spänningen i en punkt med hjälp av von Mises [11]:

**Fel! Bokmärket är inte definierat.**

**Fel! Bokmärket är inte**

$\sigma_e =$   
**definierat.**  $\left( \frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{xz}^2)] \right)^{1/2}$

*Ekv. 4*

Denna spänning får inte överstiga 300MPa, se 2. *Bakgrundsinformation*.

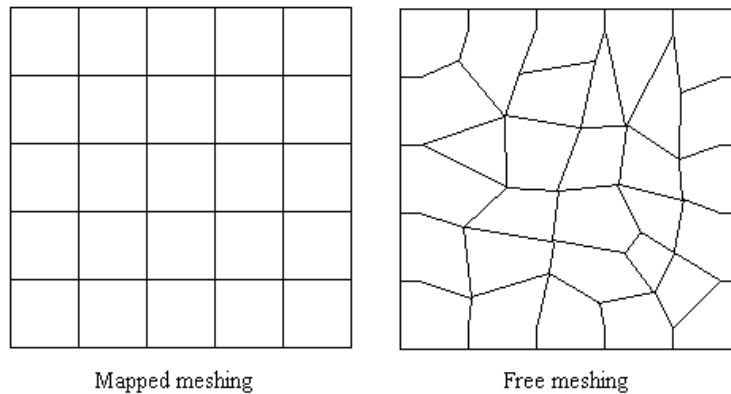
### 3.3 FE diskretisering

Meshnigen av munstycket börjar med att linjerna parallella med z-axeln delas ett antal delar, det vill säga de linjer som skapar cylindern i början av modelleringen

---

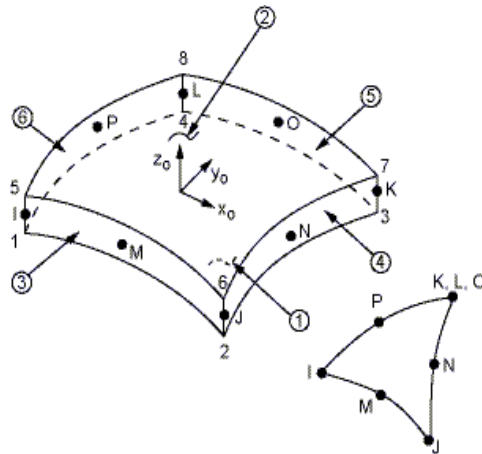
av munstycke och fixtur. Storleken per del varierar på så sätt att ju närmre mitten på linjen man kommer desto mindre blir elementen. Mindre element ger bättre och mer exakt resultat. Eftersom vågigheten är placerad mitt på munstycket blir detta en bra elementindelning. De resterande, omeshade linjerna definieras med hjälp av ANSYS-kommandot LESIZE som specificerar antalet element per vald linje. Detta kommando används också för att mesha hela fixturen.

För alla ytor och volymer i modellen ansätts "Mapped meshing", vilket innebär att elementindelningen görs med enbart kvadratiska- eller triangulära element för en yta och hexahedra element i en volym. Indelningen sker i ett regelbundet mönster och lämpar sig för regelbunden geometri. Alternativt kan man välja "Free meshing" vilket innebär en oregelbunden meshing, se *Figur 3-3*.



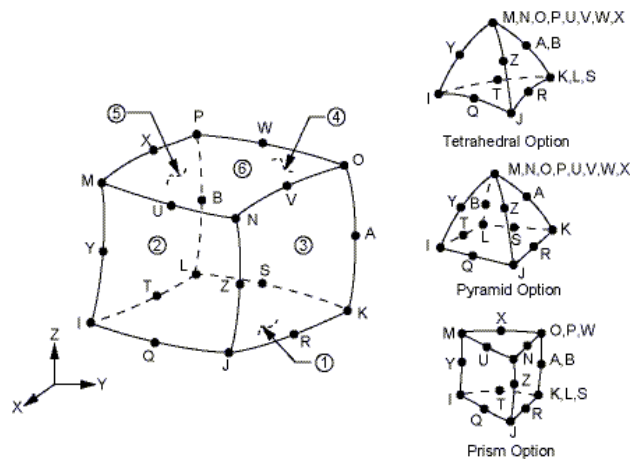
**Figur 3-3** Skillnaden mellan Mapped och Free meshing.

Munstycket är uppbyggt av elementtypen *Shell281*. *Shell281* består av fyrkantiga 8-noders element med 6 frihetsgrader; translation i x-, y- och z-led, samt rotation kring x-, y- och z-axeln. 8-noders element är lämpligt då munstyckets kontur är välvd. Konturen blir då jämnare än om man skulle ha använt sig av till exempel ett 4-noders element. *Shell281* är lämpligt vid lamellkompositier och sandwichapplikationer. Dessutom tillämpas det för linjära och roterande fall, samt/eller för stora olinjära töjningar. *Shell281* illustreras i *Figur 3-4*.



**Figur 3-4** Illustration av Shell281 [18].

Fixturerna är modellerade med hjälp av elementtypen *Solid186*. *Solid186* är ett 20-noders 3D-element och har samma fördelar som *Shell281* i denna applikation, det vill säga har mittnoder. Elementtypen har 3 frihetsgrader; translation i x-, y- och z-led. *Solid186* passar bra till modeller med oregelbunden geometri. *Solid186* illustreras i *Figur 3-5*.



**Figur 3-5** Illustration av Solid186 [19].

För den övre modellen genereras 497660 noder och 319360 element. Den undre modellen genererar 379960 noder och 237280 element.

---

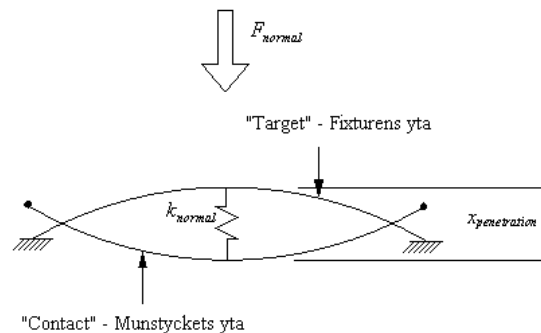
### 3.4 Kontaktmodellering

För att skapa en relation mellan munstycke och fixtur är de tilldelade kontaktelement. I detta fall är det "yta-mot-yta"-kontaktfunktion, *Conta174/Targe170*. Det finns andra kontaktpar att välja, men *Conta17X* anses som den mest lämpliga; enkel att implementera, bra konvergensgenskaper och har den senaste kontaktteknologin [7]. Denna kontaktfunktion kräver som sagt ett kontaktpar, där den ena ytan kallas "target" och den andra "contact". "Target" är den yta som har grövst mesh och/eller den yta som är styvast. I detta fall har fixturen båda dessa egenskaper och tilldelas "target". Munstycket sätts som "contact". Munstyckets inneryta ligger intill fixturens ytteryta så att vid simuleringarnas början är gapet däremellan 0 (noll), förutom där vågigheten befinner sig.

Vid fysisk kontakt penetrerar inte kroppar varandra och därför ställer ANSYS upp ett förhållande mellan kontaktytorna som hindrar dem från att åka in i varandra i FEM-analysen. Detta kallas att kontaktkompabilitet är uppfyllt. Kontakttegenskaperna bestäms genom att definiera ett antal olika options. Ett par av de vanligaste att justera är; *Algorithm* och *Contact Stiffness*.

Algoritmerna bestämmer hur kontakten ska beräknas. I kontaktsimuleringar är defaulten Augumented Lagrange. Det är en Penalty-baserad kontaktformulering, *Ekvation 5*;

$$F_{normal} = k_{normal} x_{penetration} + \lambda \quad \text{Ekv. 5}$$



**Figur 3-6** Illustration av kontaktberäkningarna i ANSYS.

$k_{normal}$  är, för en finit normalkraft, styvheten för kontaktparen och kan ses som en fjäder mellan ytorna. Ju högre kontaktstyvhet desto lägre är  $x_{penetration}$ . För ett exakt resultat ska alltså  $k_{normal}$  vara oändligt stor, det vill säga  $x_{penetration}$  ska vara 0 (noll). Så länge penetrationen är liten eller försumbar kommer resultatet att vara rätt; ju



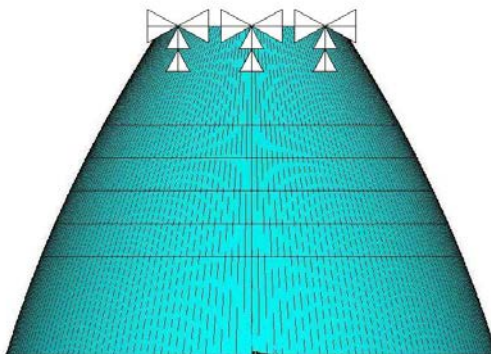
---

mindre penetration desto mer exakt resultat. Detta påverkar dock konvergens och lösningstid. Ju mer exakt man försöker simulera desto svårare är konvergens och lösningstiden blir lång.  $\lambda$  är den parameter som skiljer från Penalty metoden och gör Lagrange algoritmen attraktiv att använda;  $\lambda$  är en extra term i just Lagrange formuleringen som gör att metoden blir mindre känslig för kontaktstyvheten,  $k_{normal}$ . Augumented Lagrange algoritmen är tillämpad i simuleringarna . Den är default för ”yta-mot-yta”-kontakt och har visats ge bäst resultat vid många vanliga simuleringsfall [7].  $k_{normal}$  (Contact Stiffness, FKN) är en option för sig och är unik för varje simulering. Har simuleringen konvergensproblem räcker det ofta med att justera  $k_{normal}$ . I simuleringarna hamnar  $k_{normal}$  på 0,01-1, beroende på lastfall och över- eller underdel.

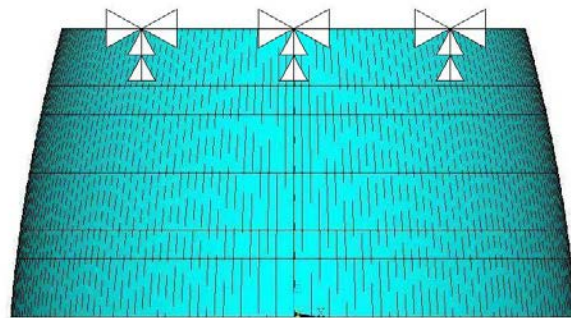
Kontakten mellan fixtur och munstycke sker med friktion. Friktionen är en viktig parameter i detta sammanhang. Friktionskoefficienten sätts till 0.2 och anses vara isotropisk, alltså samma i alla riktningar. Uppstår konvergensproblem kan man ansätta NROPT,UNSYM. Vid friktionssimulering kan glidning uppstå och då kopplar UNSYM ihop glidningen med styvhetsmatrisen. Styvhetsmatrisen blir osymmetrisk vid glidning och konvergensproblem kan uppstå. Med denna option löser man detta problem, men det bidrar till en längre lösningstid. Detta görs då friktionen är  $\geq 0,2$ . Friktionen i ANSYS är baserad på Coulomb's lag [5].

### 3.5 Randvillkor

Villkoret som är tillsatt munstycket är att det är låst för axiell rotation kring z-axeln, se *Figur 3-7* och *Figur 3-8* nedan. Dessutom gör kontaktelementen att munstycket inte kommer att genomtränga fixturen vid rörelse. Förutom detta är munstycket helt fritt för radiell och axiell rörelse. Det betyder att munstycket kan tvingas ner över fixturen med töjningar i alla riktningar.



*Figur 3-7* Randvillkor övre delen av munstycket.



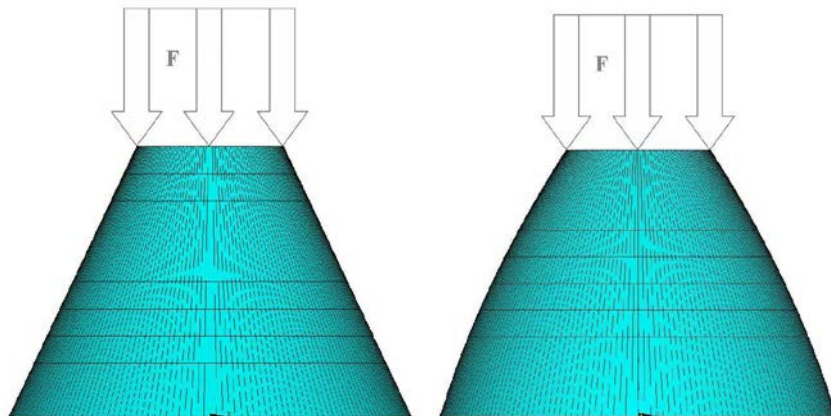
*Figur 3-8 Randvillkor undre delen av munstycket.*

Fixturen är helt låst i rummet genom att alla dess noder låsta från rörelse i x-, y- och z-led. Tillsammans med materialegenskaperna kan fixturen ses som helt låst och stel.

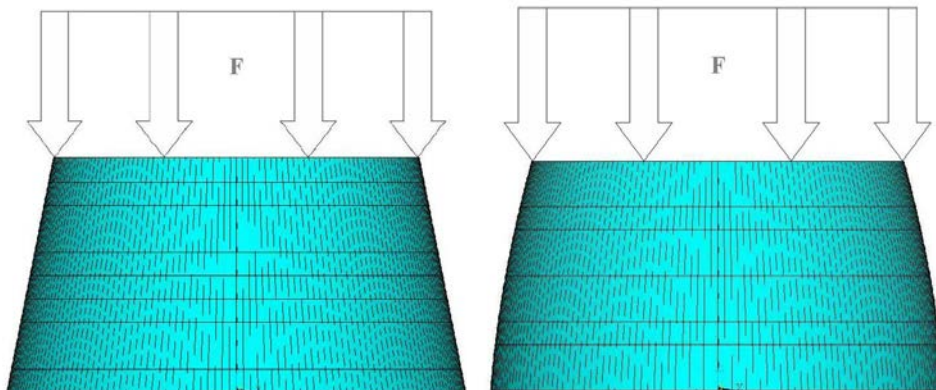
## **3.6 Lastfall**

### **3.6.1 Axiell trycklast**

Den axiella trycklasten beskriver hur inspänningen av munstycket sker idag. Genom att lägga på en last högst upp på munstycket pressar man ner munstycket över fixturen. Detta simuleras med den pålagda kraften fördelad på alla noder högst upp enligt *Figur 3-9* och *Figur 3-10* nedan. Kraftens storlek är 370kN och målet är att simulera en modell med lika hög tryckkraft. Under nuvarande inspänning har munstycket haft en rak, konad profil, men man planerar att fräsa på den konturerade, dubbelkrökta profilen i framtiden. Därför simuleras ursprungsläget med både rak och konturerad profil för att få en bra jämförelse, se *Figur 3-9* och *Figur 3-10* för jämförelse av den raka och konturerade profilen.



**Figur 3-9** Pålagd trycklast på övre delen av munstycket. *T* v den raka, konade profilen som spänns in i dagsläget och *t h* den konturerade profilen.

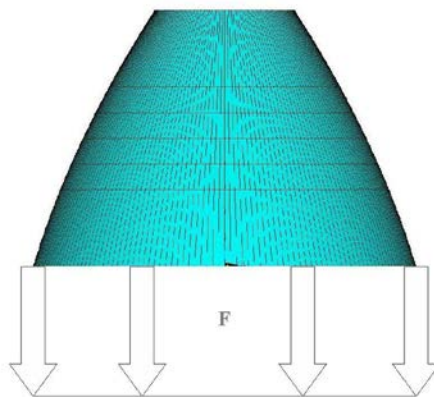


**Figur 3-10** Pålagd trycklast på undre delen av munstycket. *T* v den raka, konade profilen som spänns in i dagsläget och *t h* den konturerade profilen.

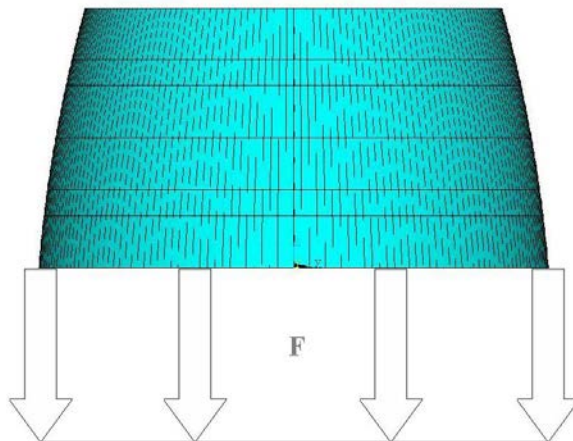
---

### 3.6.2 Axiell draglast

Den axiella lasten läggs på noderna längsmed den stora öppningens yta på respektive munstyckesdel. Den är riktad i negativ z-led vilket innebär att kraften försöker dra munstycket ner över fixturen. Eftersom man inte vet hur mycket last som behövs i detta lastfallet kommer modellen belastas till en högst kvarvarande höjd av 0,025mm eller att fjädringen under verktygslasten är  $<0,025\text{mm}$ . Uppställningen är lika för den övre och undre delen, som visas i *Figur 3-11* respektive *Figur 3-12* nedan. Då detta är en alternativ inspänningsmetod som eventuellt ska användas i framtiden simuleras endast den konturerade profilen.



*Figur 3-11* Axiell draglast på övre delen av munstycket.

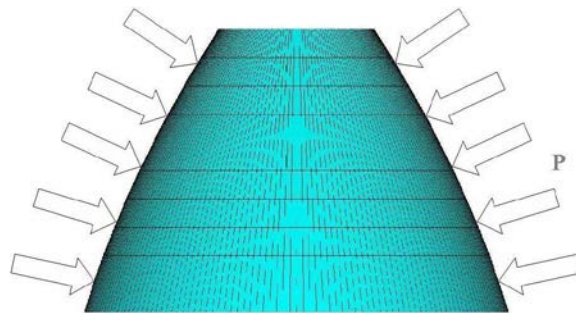


*Figur 3-12* Axiell draglast på undre delen av munstycket.

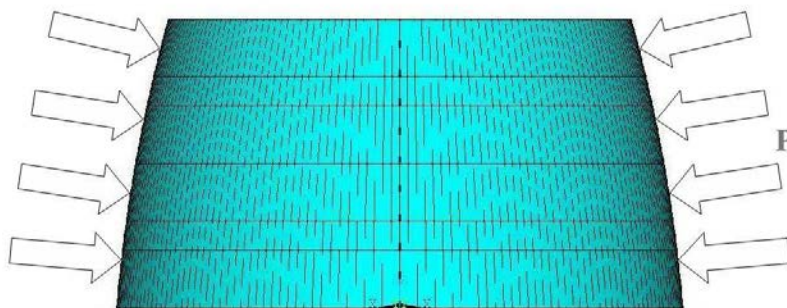
---

### 3.6.3 Undertryck

Tanken med att skapa ett undertryck är att försöka suga in eventuella höjdskillnader och avvikelser mot fixturen. Man kan alltså tänka sig att man suger bort luftspalten som bildas mellan fixtur och munstyckesvägg. Undertrycket läggs på munstyckets innervägg i modellen som ett negativt normaltryck. Här simuleras endast ett lastfall på  $-50\text{kPa}$ , det vill säga "halvt vakuum". Med det menas att man strävar efter vakuum, men på grund av bland annat läckage kan man antagligen inte uppnå målet. Det pålagda trycket visas i *Figur 3-13* och *Figur 3-14* nedan. Då detta är en alternativ inspänningsmetod som eventuellt ska användas i framtiden simuleras endast den konturerade profilen.



*Figur 3-13* Undertryck på övre delen av munstycket.

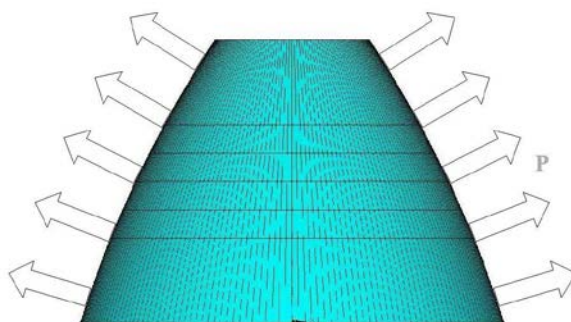


*Figur 3-14* Undertryck på undre delen av munstycket.

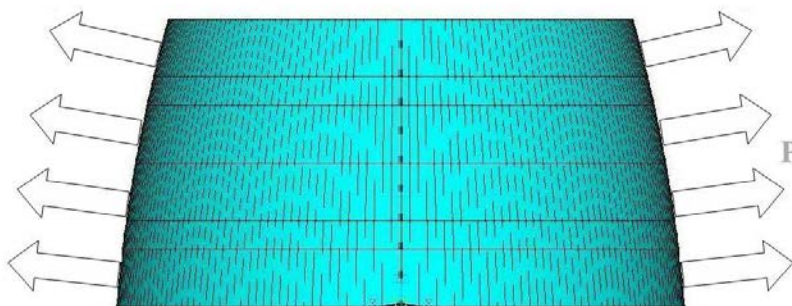
---

### 3.6.4 Övertryck

Metodens mål är att tillföra ett tryck mellan fixtur och munstycke skapa ett mothåll till upphöjningen i plåten. Detta måste vara tillräckligt stort för att hålla emot fräsens radiella kraft, men inte så stort att plåten bågner ut någon annanstans eller får möjlighet att flytta sig relativt fixturen. Det tillförda trycket kan också verka som en kudde mellan munstycke och fixtur för att ta upp vibrationer från fräsverktyget, dock endast om trycket tillförs som vätska. För att få en realistisk simulering i detta fall simuleras övertrycket i kombination med en pålagd axiell kraft i negativ z-led. Detta för att man ska vara säker på att munstycket inte lättar från fixturen. Trycket läggs på munstyckets innervägg och är riktat ut från ytan som ett positivt normaltryck, det vill säga motsatt riktning mot undertryckslasten. Det applicerade övertrycket, se *Figur 3-15* för övre delen och *Figur 3-16* för undre delen av munstycket. Då detta är en alternativ inspänningsmetod som eventuellt ska användas i framtiden simuleras endast den konturerade profilen.



*Figur 3-15* Övertryck på övre delen av munstycket.

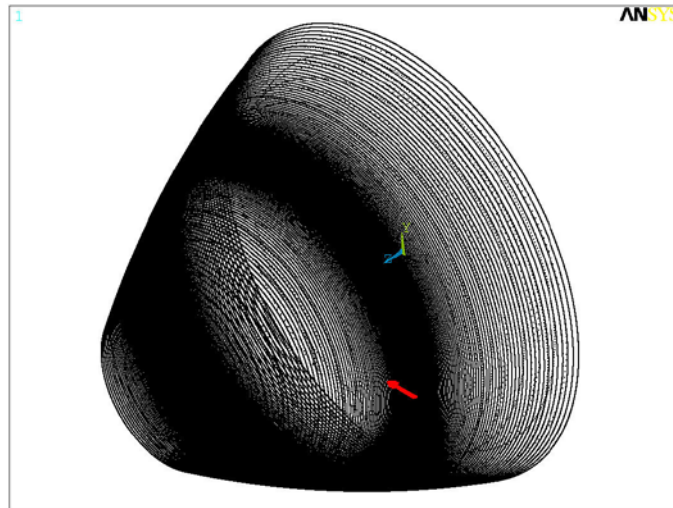


*Figur 3-16* Övertryck på undre delen av munstycket.

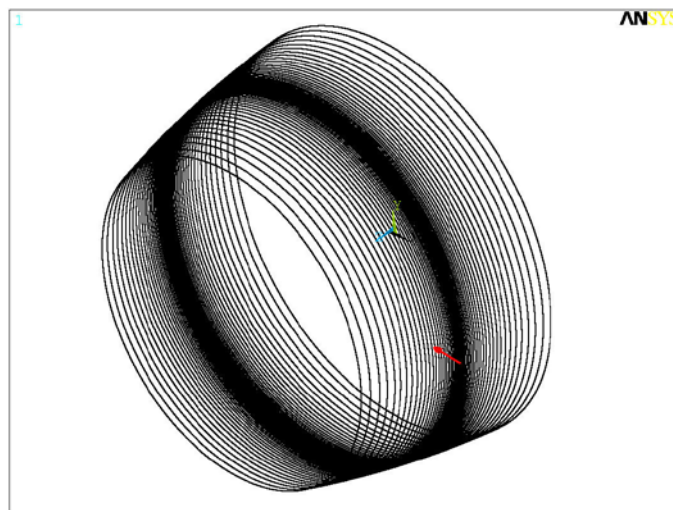
---

### 3.6.5 Fräsverktyg

Fräskraften är uppskattad till 100 N [3], då inte alla parametrar är kända, och läggs på en yta motsvarande den yta som fräsverktyget täcker under fräsning. Kraften läggs mitt på upphöjningen och är riktad mot munstyckets centrumaxel, se *Figur 3-17* och *Figur 3-18* nedan.



*Figur 3-17* Verktygslast på övre delen av munstycket.



*Figur 3-18* Verktygslast på undre delen av munstycket.

---

### **3.7 Lösningsteknik**

Simuleringarna är 3D dynamiska med elastisk deformation [3].

Lösningen har begränsats till 15 jämviktsiterationer för varje delsteg. Tidsstegen är definierade till 0,02s och skalas ner till nästa delsteg om lösningen ej konvergerat på de 15 första jämviktiterationerna. Målsättningen är att simuleringarna ska konvergera på 1 delsteg, men för känsliga fall kan delstegen ökas. Då fördelas lasten upp i de antal steg man ansätter.

För att lösningen ska klara stora deformationer ansätts NLGEOM,ON. Denna funktion tar hand om just stora deformationer, stora rotationer och stora töjningar. Under delstegsiterationerna skrivs Newton-Raphson residualer som sparas. Dessa filer är bra att ha för eventuell felsökning. I filerna kan man se vart i modellen ett fel uppstår.



---

## 4. Resultat

---

I detta avsnitt kommer *Resultaten* från simuleringarna följa. Simuleringar görs på samma sätt för det övre och undre delen av munstycket.

---

### 4.1 Övergripande tabell på simuleringsfall

I *Tabell 4-1* visas övergripande de simuleringsfall som gjorts. Tabellen visar också de olika kombinationer som simulerats inom varje lastfall.

*Tabell 4-1* Översikt på simuleringsfallen

Sektion	Lastfall	Form	Bearbetad		Max axiell last		Tryck		Verktøyslast
			Ja	Nej	Tryck	Drag	Under	Över	
					[kN]	[kN]	[kPa]	[kPa]	[N]
4.2	Axiell trycklast	Rak, konad	Ö	x	50				
			U	x	65				
		Konturerad	Ö	x	35				
			U	x	65				
4.3	Axiell draglast	Konturerad	Ö	x		165			0/100
			U	x		50			0/100
		Konturerad	Ö	x		300			0/100
			U	x		120			0/100
4.4	Undertryck	Konturerad	Ö	x			-50		0/100
			U	x			-50		0/100
		Konturerad	Ö	x			-50		0/100
			U	x			-50		0/100
4.5	Övertryck	Konturerad	Ö	x		120		26	0/100
			U	x		60		26	0/100
		Konturerad	Ö	x		120		10	0/100
			U	x		60		10	0/100

Förklaring: Ö - övre delen av munstycket, U - undre delen av munstycket

---

## 4.2 Axiell trycklast

Vid axiell trycklast jämförs nuvarande, konisk profil med planerad, konturerad profil under samma förhållanden. Simuleringarna är endast gjorda på obearbetade modeller utan fräslast. Den verkliga trycklastens storlek, 370kN, har endast kunnat simuleras till en mindre del på grund av konvergensproblem. Simuleringarna av fräst vägg har inte gjorts. Det bedömdes att risken för icke konvergens är på samma nivå för de bearbetade modellerna. Resultaten presenteras enligt följande:

- Tabell med data från beräknad höjd av vågigheten, max von Mises spänningar och pålagd kraft.
- Grafisk illustration av vågighetens höjd.
- Diagram som jämför höjden på vågigheten mellan konisk och konturerad profil för samma last.

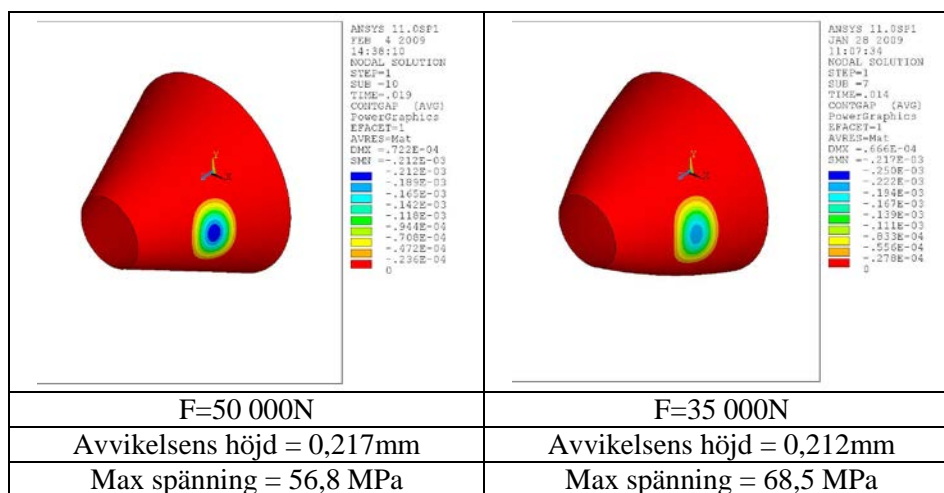
Figurerna är utskrifter från ANSYS och illustrerar gapet mellan fixturen och munstycket. Rött innebär att avståndet mellan delarna är 0 (noll) och går man mot blått innebär det att avståndet mellan delarna ökar enligt skalan till höger i varje figur. Skalan varierar i 9 delsteg mellan 0 (noll) och det största gapet som bildas efter simulering.

Diagrammen visar hur höjden på vågigheten ändras med lasten. För godkänt resultat ska vågigheten vara lägre än 0,025mm.

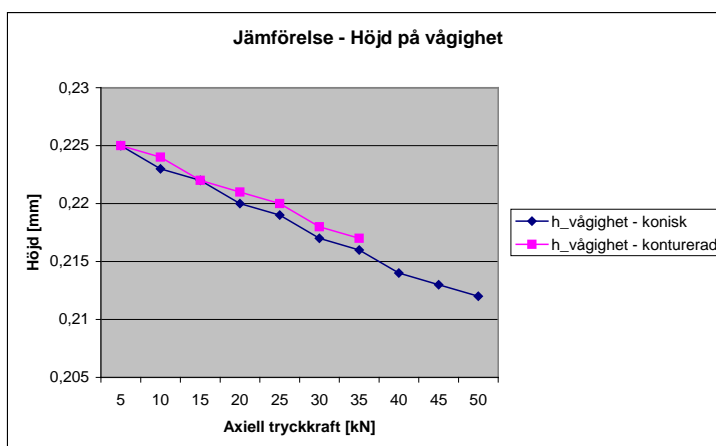
## 4.2.1 Axiell trycklast, övre, obearbetat, utan fräslast

Tabell 4-2 Erhållna resultat från simulering med axiell trycklast.

Last	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsen höjd, slut, konturerad	Avvikelsen höjd, slut, rak	Max spänning, $\sigma$ , konturerad	Max spänning, $\sigma$ , rak
[N]	[mm]	[mm]	[mm]	[MPa]	[MPa]
50 000	0,25	-	0,212	-	68,5
35 000	0,25	0,217	-	56,8	-



Figur 4-1 Gapet mellan fixtur och munstycke vid axiell trycklast.

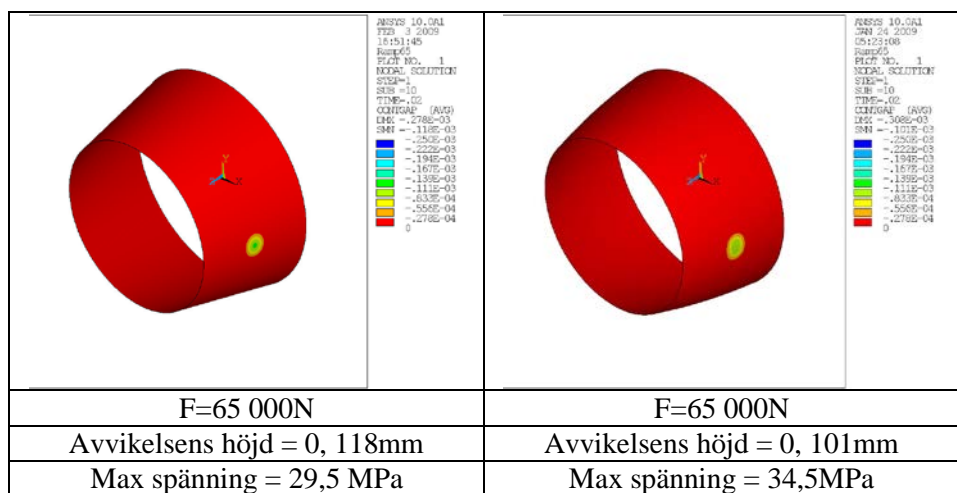


Figur 4-2 Höj jämförelse på vågighet för övre delen av munstycket vid axiell trycklast.

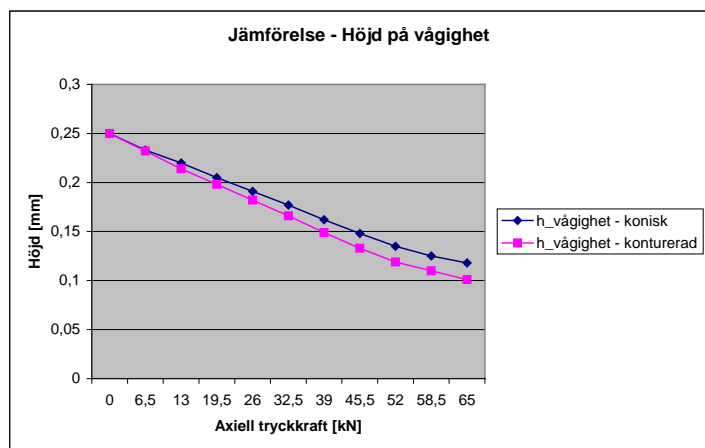
## 4.2.2 Axiell trycklast, undre, obearbetad utan fräslast

Tabell 4-3 Erhållna resultat från simulering med axiell trycklast.

Last	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut, konturerad	Avvikelsen höjd, slut, rak	Max spänning, $\sigma$ , konturerad	Max spänning, $\sigma$ , rak
[N]	[mm]	[mm]	[mm]	[MPa]	[MPa]
65 000	0,25	-	0,118	-	29,5
65 000	0,25	0,101	-	34,5	-



Figur 4-3 Gapet mellan fixtur och munstycke vid axiell trycklast.

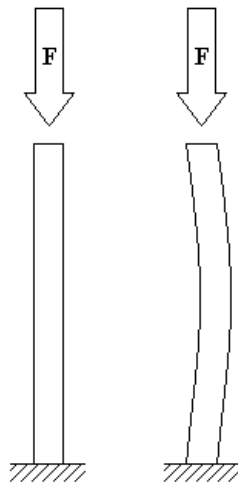


Figur 4-4 Höjdjämförelse på vågighet för övre delen av munstycket vid axiell trycklast.

---

### 4.2.3 Diskussion och slutsatser - Axiell trycklast

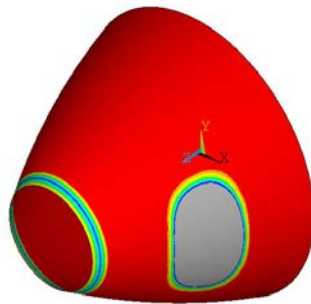
Att vid simuleringarna ansätta den axiella tryckkraft av den storlek som idag applicera visar sig ej möjligt. Det kan bero på att man spänner in ett rakt munstycke i nuläget. I framtiden är det tänkt att spänna in det konturerade munstycket. Rent fysisk krävs det mindre kraft för bucklingspropagering på den konturerade konan. Se *Figur 4-5* för illustration av problemet.



**Figur 4-5** Illustration av kraftansättning. Figuren visar förenklat skillnaden mellan rak och konturerad munstyckes profil och att en profil med liten krökt anvisning inte tål lika mycket axiell kraft som en rak profil.

Därför simuleras de konturerade munstyckena med den högsta möjliga lasten. Risken för buckling ökar med lastens storlek. Därför ansätts kraften i steg, så att inte hela kraften ansätts momentant. På så sätt kan man se när konstruktionen inte orkar med lasten längre.

För att se om en rak munstyckesprofil verkligen orkar bära mer än en konturerad, simuleras båda fallen och jämförs. Fallen som simuleras är ofräst, utan verktygslast för övre och undre delen, som är den mest kritiska på grund av profilen. Nästan vid toppen av munstycket bildas en nära rotationssymmetrisk axiell vågighet där materialet håller på att tappa kontakten med fixturen. Detta är troligtvis början till buckling, se *Figur 4-6* och *Figur 4-7*.



**Figur 4-6** Illustration av begynnande buckling vid axiell trycklast. Området kring inloppet visar att munstycket håller på att släppa från fixturen. Munstycket släpper mer för ökad axiell trycklast.



**Figur 4-7** Illustration av begynnande buckling vid axiell trycklast. Figuren visar en förstoring av munstyckets inlopp. Här syns en "krag" där munstycket släpper från fixturen.

Eftersom den konturerade profilen inte kan lastas så hårt som önskat, lastas den raka munstyckesprofilen under samma förutsättningar för en bra jämförelse. Med det menas att exakt samma script körs för den raka modellen, bortsett just från profilen.

Resultaten visar att spänningarna överlag är mindre för den raka munstyckesprofilen samt att avvikelser i plåten minskar mer, om än mycket lite. Spänningarna hamnar i toppen av munstyckena där kraften ansätts, detta gäller både övre och undre. Den begynnande kragen som bildas är också den jämförelsevis mindre på den raka munstyckesprofilen, vilket betyder att den raka modellen klarar mer axiell trycklast än den konturerade. Detta är ett viktigt resultat som ska beaktas i framtiden. Man kan alltså troligtvis inte spänna in ett konturerat munstycke med den kraft som användes tidigare. Då måste man fråga sig om den tillåtna inspänningen är tillräcklig för att fixera munstycket för fräsning. Försök

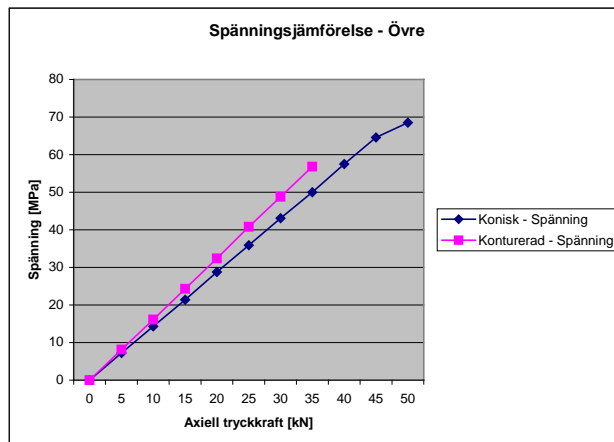
---

gjordes att simulera ännu högre belastning, men det lyckades inte. Detta kan bero på kontaktelementens komplexitet, det vill säga att programmet inte konvergerar då kontaktelement tappat kontakt i ett laststeg. Det kan också bero på att ansättningen sker i för stora steg. Med mindre och fler steg får man mer likt verkligheten då man spänner in successivt i mycket små steg. Dock tar det mycket lång tid och kräver mycket diskutrymme för att utföra en sådan simulering.

#### 4.2.3.1 Övre delen av munstycket

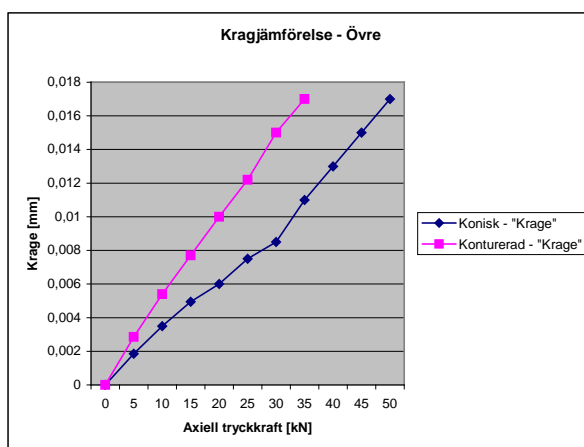
Resultaten visar att den raka munstyckesprofilen tål mer axiell trycklast än den konturerade. Om man studerar avvikelshöjden i diagrammet ovan, *Figur 4-2*, och utför linjär extrapolering får man ett värde på 265kN för den konturerade, samt 328kN för den raka profilen för att helt platta ut avvikelsen. Det betyder att man inte kan lasta den konturerade lika mycket som den raka munstyckesprofilen. Detta är baserat på att avvikelsen uppträder linjärt vilket man inte kan ta för givet. Nuvarande inspänningskraft är ca 370kN, vilket är högre än de uppskattade värdena. Detta kan tyda på att inspänningen är för hård och kan öka risken för kragbildning och därmed buckling.

Diagrammet nedan, *Figur 4-8*, visar hur spänningarna för de olika profilerna förhåller sig till varandra för samma axiella kraft. Diagrammet visar även en aningen högre axiell trycklast för den raka modellen, vilket inte kunde uppnås med den konturerade. Man kan också utläsa ur diagrammet att spänningarna uppför sig nästan helt linjärt. Med linjär extrapolering kan man uppskatta att en axiell trycklast på 265kN respektive 328kN, enligt ovan, skulle innebära ca 430MPa för den konturerade och ca 467MPa för den raka munstyckesprofilen. Båda överstiger spänningsgränsen på 300MPa och risk för bestående töjningar finns. För 370kN i axiell tryckkraft, som är den faktiska inspänningskraften i verkstaden idag, blir det ca 600MPa för den konturerade och ca 527MPa för den raka munstyckesprofilen.



**Figur 4-8** Spänningsjämförelse för övre delen av munstycket, ofräst, vid axiell trycklast.

Det avstånd mellan fixtur och munstycke som bildas vid toppen av modellerna visas i *Figur 4-9* nedan, i förhållande till samma axiella kraft. Diagrammet visar även en aningen högre axiell trycklast för den raka modellen, vilket inte kunde uppnås med den konturerade. Om man även här antar att det radiella avståndet mellan fixtur och ”krage” uppför sig linjärt kan man se att för en axiell last på 265kN och 328kN, enligt ovan, blir avståndet för den konturerade 0,081mm och för den raka profilen 0,073mm. Då den totala toleransen ska vara max  $\pm 0,1$ mm, bör eventuella vågigheter och upphöjningar inte överstiga 0,025mm. Detta för att det finns spel och böjning i verktygsarm och maskin samt en viss verktygsförslitning. För 370kN i axiell tryckkraft blir det 0,113mm för den konturerade och 0,082mm för den raka munstyckesprofilen, vilket är mer än toleransgränsen på 0,025mm.



**Figur 4-9** Jämförelse av kragens höjd från fixturen på övre delen av munstycket, ofräst, vid axiell trycklast.

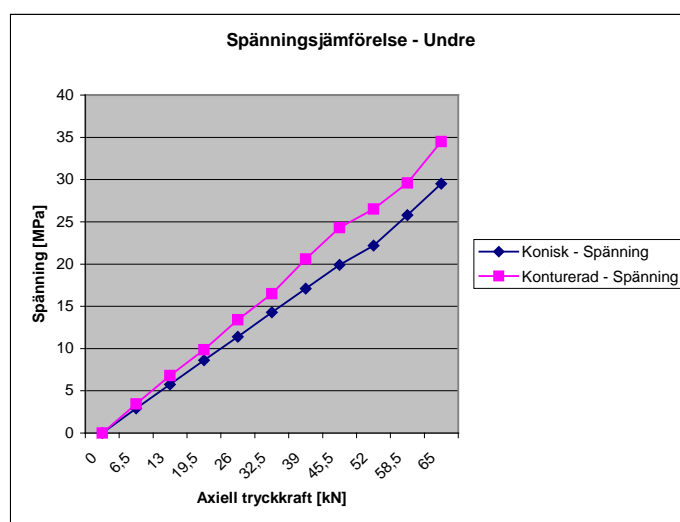


---

#### 4.2.3.2 Undre delen av munstycket

Resultaten visar att den raka munstyckesprofilen tål mer axiell trycklast än den konturerade. Om man studerar avvikelshöjd i diagrammet ovan, *Figur 4-4*, och utför linjär extrapolering får man ett värde på 108kN för den konturerade, samt 123kN för den raka profilen för att helt platta ut avvikelsen. Detta betyder återigen att man inte kan lasta den konturerade lika mycket som den raka munstyckesprofilen. Detta är baserat på att avvikelsen uppträder linjärt vilket man inte kan ta för givet. Man kan också se i diagrammet att kurvorna planar ut något i slutet vilket betyder att lasten eventuellt är något högre än den extrapolerade uppskattningen. Nuvarande inspänningskraft är ca 370kN, vilket är högre än de uppskattade värdena. Detta kan tyda på att inspänningen är för hård och kan öka risken för kragbildning och därmed buckling.

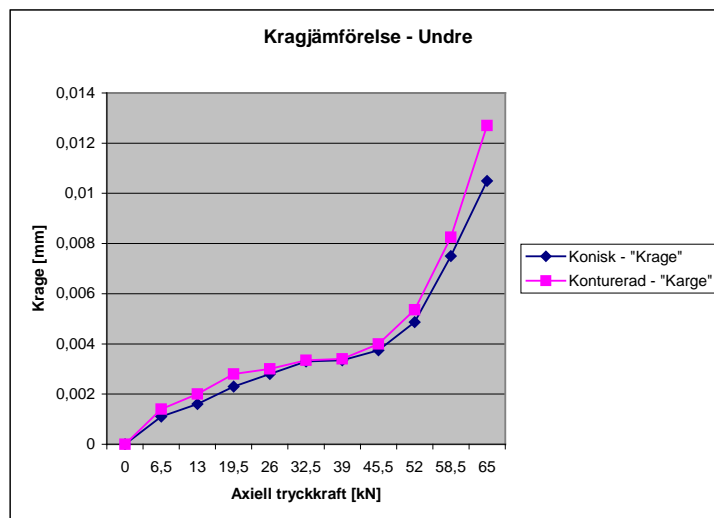
Diagrammet nedan, *Figur 4-10*, visar hur spänningarna för de olika profilerna förhåller sig till varandra för samma axiella kraft. I detta fall kunde de olika profilerna belastas lika mycket. Om man antar linjäritet på spänningarna kan man se att för en axiell trycklast på 108kN respektive 123kN, enligt ovan, skulle spänningarna komma upp i ca 56MPa för den konturerade och ca 54MPa för den raka munstyckesprofilen. Dessa värden överstiger inte spänningens gränslinje på 300MPa. Med 370kN som axiell trycklast, som är hämtat från nuvarande inspänning i verkstaden, ökar spänningarna till ca 191MPa för den konturerade och ca 163MPa för den raka munstyckesprofilen.



*Figur 4-10 Spänningsjämförelse för undre delen av munstycket, ofräst, vid axiell trycklast*

---

Det avstånd mellan fixtur och munstycke som bildas vid toppen av modellerna visas i *Figur 4-11* nedan, i förhållande till samma axiella trycklast. Diagrammen visar förvisso inte lika fin linjäritet som tidigare, men om man antar linjäritet i diagrammets 3 sista punkter skulle "kragen" för den konturerade bli 0,0145mm och raka munstyckesprofilen bli 0,0144mm för den. Detta är under gränsen på 0,025mm och dessutom är värdena är osäkra på grund av olinjäritet. För 370kN i axiell tryckkraft blir det 0,054mm för den konturerade och 0,047mm för den raka munstyckesprofilen. Diagrammet visar även att kurvorna strax efter 45kN sticker iväg uppåt. Detta kan tyda på att styvheten i plåten ger vika och buckling är på gång.



*Figur 4-11* Jämförelse av kragens höjd från fixturen på undre delen av munstycket, ofräst, vid axiell trycklast.

---

### **4.3 Axiell draglast**

Nedan redovisas resultaten från simuleringarna då axiell draglast ansätts. Den axiella draglasten ökar tills avvikelserna nästan är helt utplattad. Gränsen för godkänd utplattung är 0,025mm i höjd på avvikelserna. Fräslastens inverkan analyseras också. Eftersom detta är en alternativ infästningsmetod simuleras endast den konturerade profilen. Resultaten presenteras enligt följande:

- Tabell med data från beräknad höjd av vågigheten, max von Mises spänningar och pålagd kraft.
- Grafisk illustration av vågighetens höjd.
- Diagram som jämför höjden på vågigheten mellan fräslast och ej fräslast.

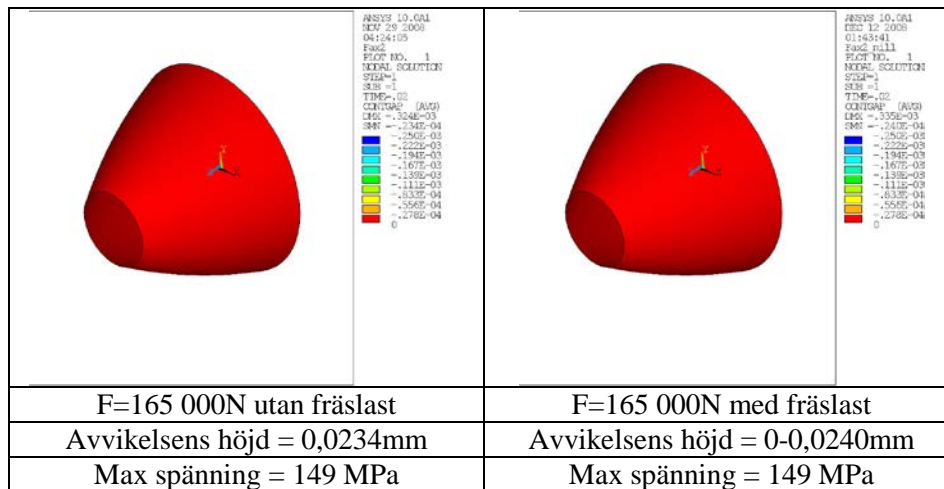
Figurerna är utskrift från ANSYS och illustrerar gapet mellan fixturen och munstycket. Rött innebär att avståndet mellan delarna är 0 (noll) och går man mot blått innebär det att avståndet mellan delarna ökar enligt skalan till höger i varje figur. Skalan varierar i 9 delsteg mellan 0 (noll) och det största gapet som bildas efter simulering.

Diagrammen visar hur höjden på vågigheten ändras med och utan fräslasten. För godkänt resultat ska vågigheten inte fjädra in mer än 0,025mm.

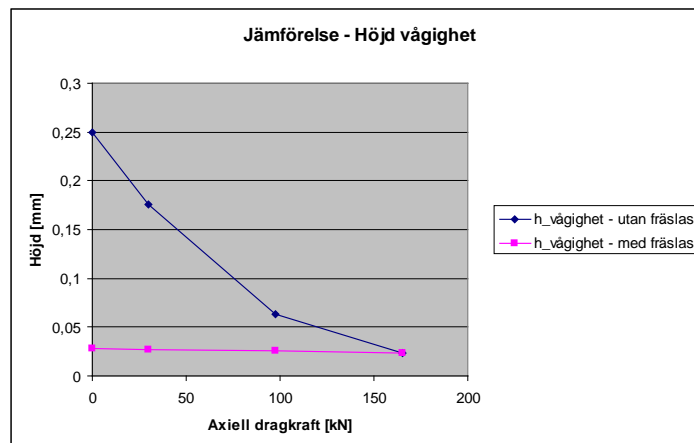
### 4.3.1 Axiell draglast, övre, bearbetad, utan/med fräslast

Tabell 4-4 Erhållna resultat från simulering med axiell draglast.

Fräslast	Axiell maxlast	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[N]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	165 000	0,25	0,0234	149
Ja	165 000	0,25	0-0,024	149



Figur 4-12 Gapet mellan fixtur och munstycke vid axiell draglast.

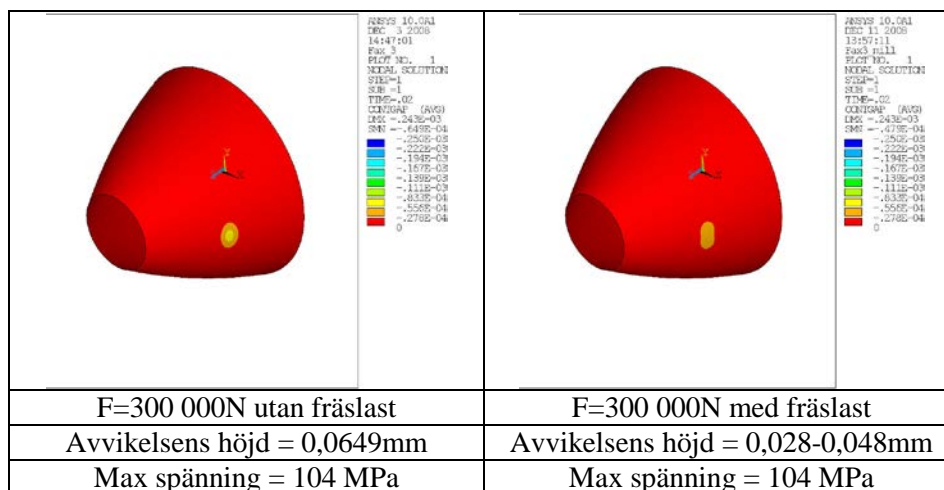


Figur 4-13 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid axiell draglast.

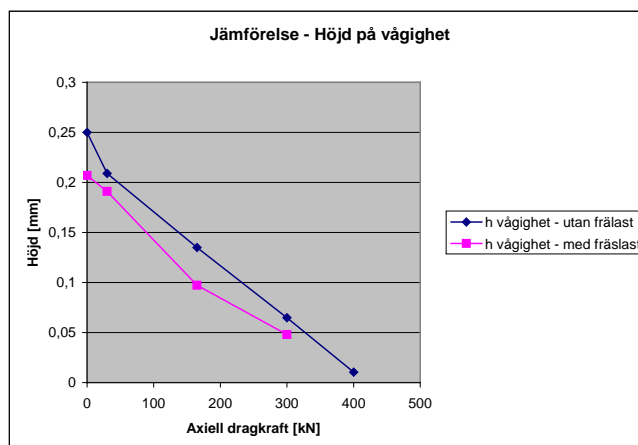
### 4.3.2 Axiell draglast, övre, obearbetat, utan/med fräslast

Tabell 4-5 Erhållna resultat från simulering med axiell draglast.

Fräslast	Axiell maxlast [N]	Avvikelsens höjd, start [mm]	Avvikelsens höjd, slut [mm]	Max spänning, $\sigma$ [MPa]
Nej	300 000	0,25	0,0649	104
Ja	300 000	0,25	0,028-0,048	104



Figur 4-14 Gapet mellan fixtur och munstycke vid axiell draglast.

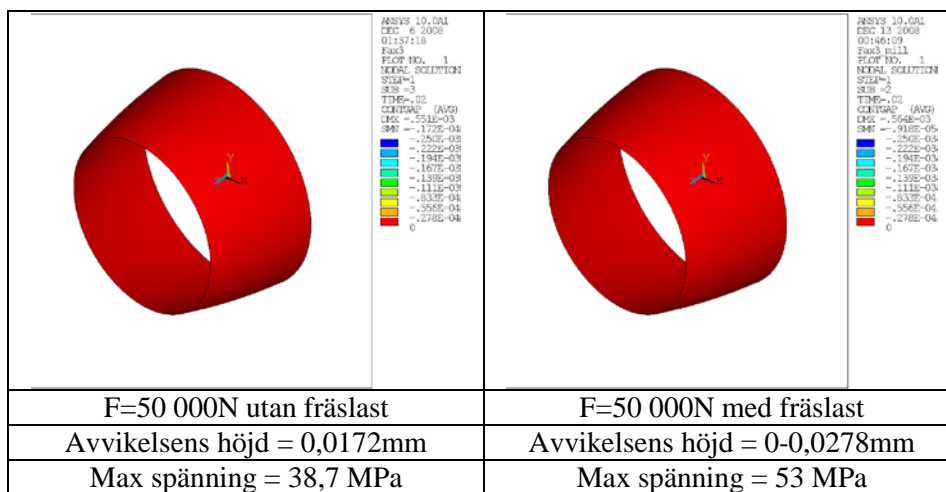


Figur 4-15 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid axiell draglast.

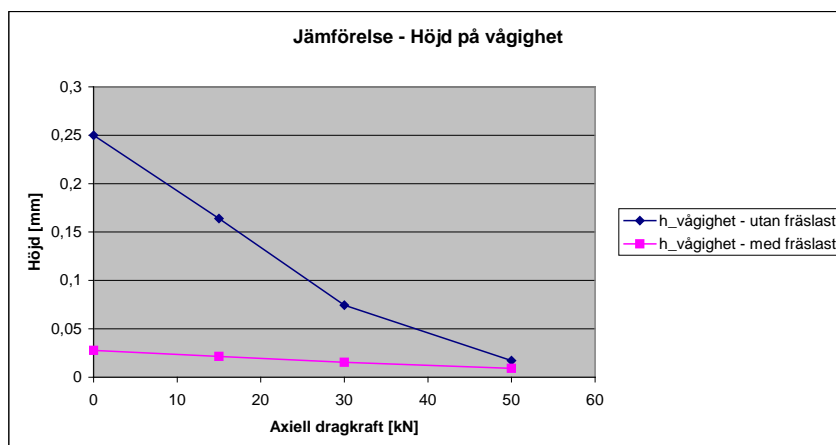
### 4.3.3 Axiell draglast, undre, bearbetad, utan/med fräslast

Tabell 4-6 Erhållna resultat från simulering med axiell draglast.

Fräslast	Axiell maxlast	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[N]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	50 000	0,25	0,0172	38,7
Ja	50 000	0,25	0-0,0278	53



Figur 4-16 Gapet mellan fixtur och munstycke vid axiell draglast.

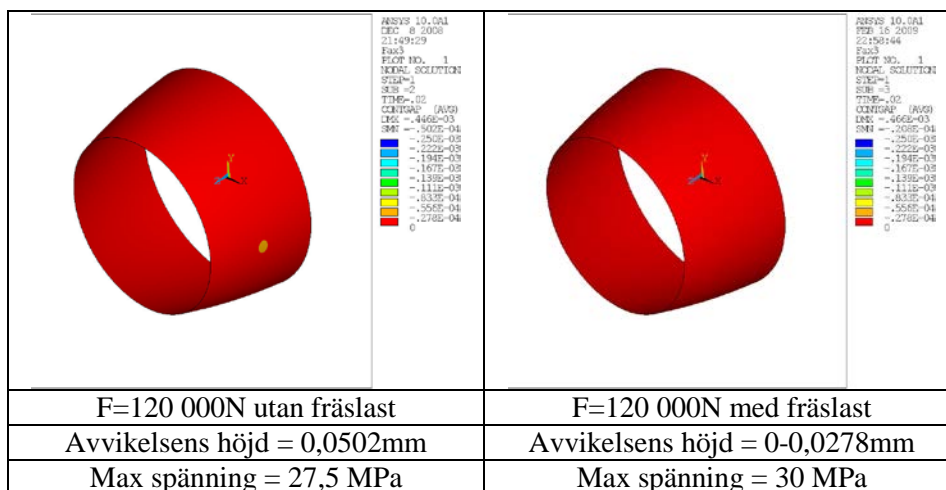


Figur 4-17 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid axiell draglast.

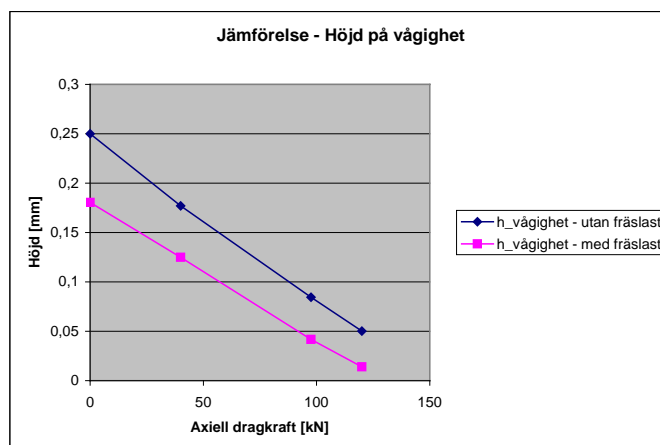
### 4.3.4 Axiell draglast, undre, obearbetad, utan/med fräslast

Tabell 4-7 Erhållna resultat från simulering med axiell draglast.

Fräslast	Last	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[N]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	120 000	0,25	0,0502	27,5
Ja	120 000	0,25	0-0,0278	30



Figur 4-18 Gapet mellan fixtur och munstycke vid axiell draglast.



Figur 4-19 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid axiell draglast.

---

### 4.3.5 Diskussion och slutsatser - Axiell draglast

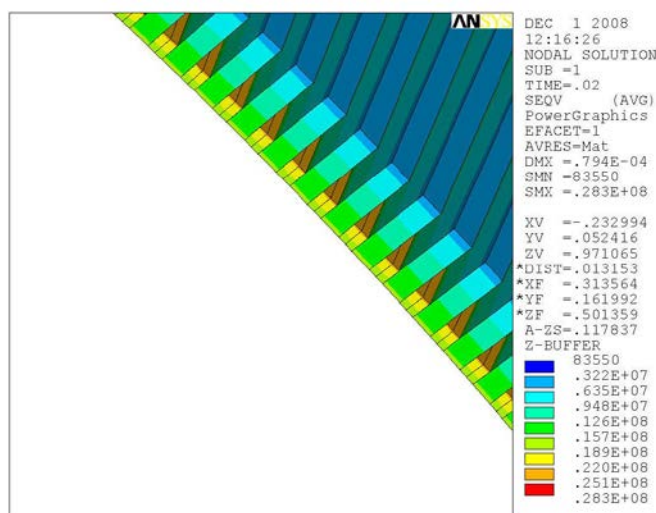
För både den övre och den undre delen av munstycket gäller att i det frästa tillståndet rätas vågigheten ut under enbart axiell last. Läggs fräslasten till, trycker den ner vågigheten redan under låg axiell last.

Den övre obearbetade delen av munstycket kräver en axiell dragkraft på ca 340kN, med fräslasten inverkan, om man utför linjär extrapolering på kurvan i *Figur 4-15*. Utan fräslast krävs ca 370kN om man utför linjär extrapolering på kurvan i samma diagram (*Figur 4-15*). Den undre obearbetade delen av munstycket kan rätta ut vågigheten, med fräslast, med ca 105kN. Utan fräslast krävs ca 135kN.

Skillnaden mellan fräslast och utan fräslast är större än önskat för de ofrästa modellerna. Man trycker ner mer än toleransen på 0,025mm. Den ofrästa, övre delen visar ganska lovande tendenser, men ligger strax över gränsvärdet på 0,025mm och anses vara för osäker för att godkännas.

#### 4.3.5.1 Övre delen av munstycket

Den helt frästa modellens spänningstoppar hamnar i botten av de frästa spåren i den del av munstycket där diametern är som minst, vilket var förutspått. Se *Figur 4-20*.



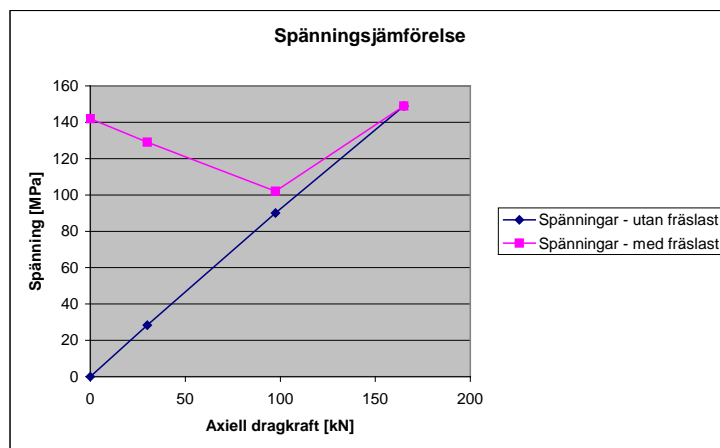
*Figur 4-20* Spänningstoppar i de frästa spåren. Röd färg visar var spänningstopparna befinner sig. Går man mot blå färg minskar spänningarna. Figuren visar von Mises-spänningar.



---

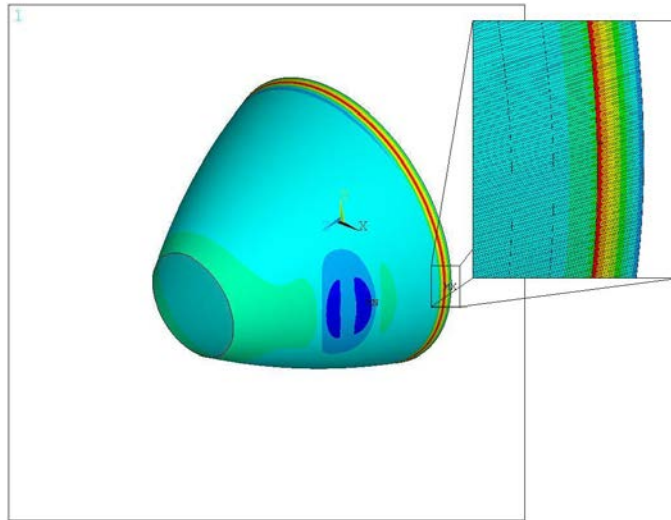
Storleken på spänningarna landar på 149MPa för att i stort sett rätta ut upphöjningen. Detta är hälften av 300MPa som satts som gräns. Lasten som rätar ut upphöjningen blev 165kN. Eftersom spänningstopparna hamnar i botten på spåret innebär det att om spåren är olika djupa kommer det spår som är djupast, det vill säga minst godstjocklek, ha störst belastning under drift. Denna försvagning kan göra att munstyckesväggen inte orkar bära lasten och kollapsar. Därför måste man vara mycket noga så att spåren blir så lika som möjligt.

Då verktyget ansätts på den frästa modellen ser man att upphöjningen plattas ut helt, även utan någon axiell last. Spänningstopparna blir vidare lite högre vid låg axiell last och hamnar där verktyget ansätts. Först vid 97,5kN i axiell last påverkas spänningarna av axiallasten mer än fräslasten. Totalt sett blir spänningarna ändå låga. *Figur 4-21* visar hur spänningarna förhåller sig till varandra.



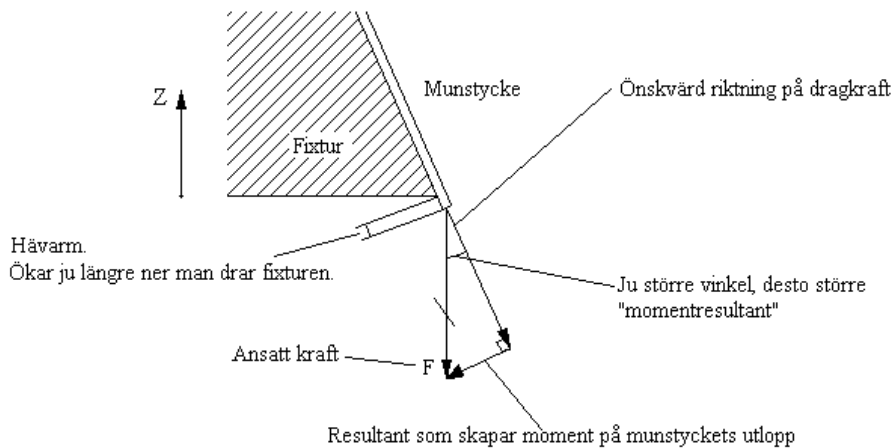
**Figur 4-21** Spänningsjämförelse, övre delen, med och utan fräslast. Munstycket är bearbetat vid axiell draglast.

På den ofrästa modellen hamnade däremot spänningstopparna nästan helt vid den stora diametern av munstycket, se *Figur 4-22*.



**Figur 4-22** Spänningstopparnas placering på övre obearbetade modellen vid axiell draglast.

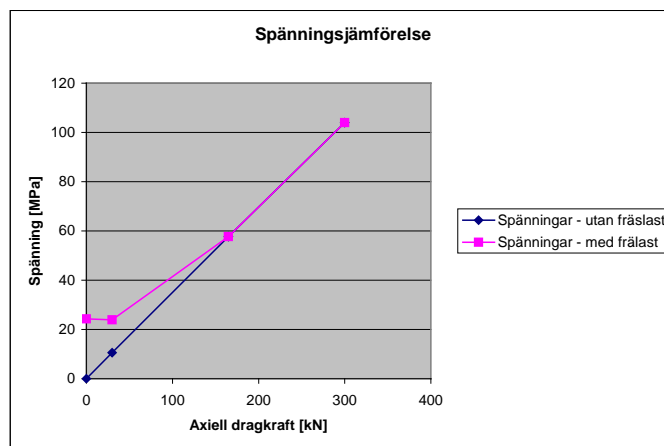
Vid närmre kontroll ser man att spänningstopparna hamnar precis i en elementdelning och kan vara en orsak till varför spänningstopparna hamnar där. Man skulle intuitivt kunna tro att topparna skulle uppkomma vid den lilla diametern av munstycket, liksom den frästa modellen, men det är antagligen en summa av elementindelningen och kraftfördelningens riktning som uppbringar detta fenomen. På grund av kraftens riktning (negativ i z-led) åstadkommer man en momentarm kring utloppet av munstycket, se *Figur 4-23*. Om man bestämmer sig för denna inspänningsmetod, bör man ha detta i åtanke, då denna momentarm kan få munstycket att lättas från fixturen. Detta märks främst på den, övre delen av munstycket då vinkeln på munstyckesväggen spelar stor roll i hur stor inverkan momentarmen får.



**Figur 4-23** Illustration av effekten av den axiella dragkraften. Ju mer man drar ner munstycket över fixturen ökar hävarmen. Detta orsakar spänningstoppar vid munstyckets utlopp.

Spänningens värde vid näst intill utträdad upphöjning är 104MPa vilket är under gränsen på 300MPa. Därför utreds inte fallet närmare.

Vid ansättning av verktyget ökar spänningstopparna lite vid låg axiell last, men största spänningarna fås fortfarande av axiallasten. Verktygslasten rätar inte ut upphöjningen nämnvärt och den största höjdreduceringen från verktygslasten blir ca 0,043mm. Totalt sett är den frästa modellen inte lika styv som denna och därför krävs mer last för att räta ut eventuella upphöjningar. Dock krävs inga orimligt stora axialkrafter och spänningarna hamnar långt under gränsen. *Figur 4-24* visar hur spänningarna förhåller sig till varandra.



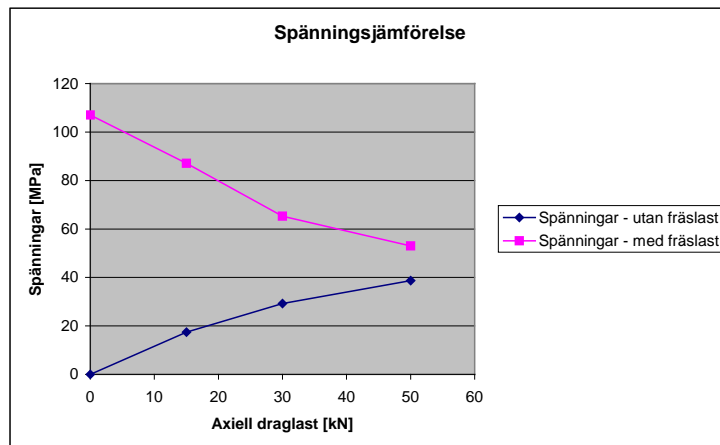
**Figur 4-24** Spänningsjämförelse, övre delen, med och utan fräslast, obearbetad vid axiell draglast.

---

### 4.3.5.2 Undre delen av munstycket

Den frästa, undre delen av munstycket visar samma egenskaper som den övre, frästa modellen; det vill säga att spänningstopparna hamnar vid den minsta diametern av munstycket nere i spåren. Dock krävs det inte mycket för att rätta ut upphöjningen, vid 50kN i axiell last är munstycket så gott som plant. Spänningstopparna hamnar på 38,7MPa, vilket är lågt.

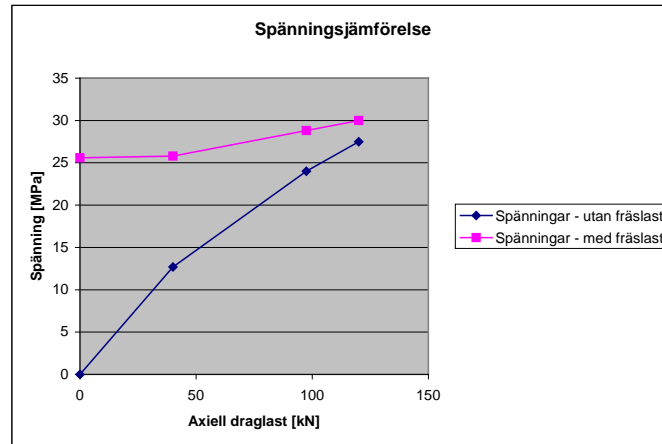
Vid ansättning av verktyget planas upphöjningen ut, oavsett axiell belastning eller ej. Däremot ökar spänningstopparna relativt mycket och hamnar där verktyget ansätts. Maximala spänningstopp blir 53MPa vid en axiell draglast på 120kN, med fräslast. *Figur 4-25* visar hur spänningarna förhåller sig till varandra.



*Figur 4-25 Spänningsjämförelse, undre delen, med och utan fräslast, bearbetad vid axiell draglast.*

Den ofrästa modellen visar inga överraskningar. De högsta spänningarna hamnar vid den minsta diametern på munstycket och maximala spänningen blir 27,5MPa med den axiella lasten.

Då verktyget läggs an händer samma som med den frästa modellen, det vill säga att spänningstopparna påverkas mer av fräslasten vid lägre axiell kraft. Störst blir spänningarna helt utan den axiella lasten, 30MPa. Även här rätas upphöjningen ut helt i alla fall. *Figur 4-26* visar hur spänningarna förhåller sig till varandra.



*Figur 4-26 Spänningsjämförelse, undre delen, med och utan fräslast, obearbetad vid axiell draglast.*

---

## 4.4 Undertryck

Nedan visas resultaten från lastfallet med undertryck. Undertrycket läggs på med -50kPa och motsvarar halvt vakuum. Gränsen för godkänd utplaning är 0,025mm i höjd på avvikelsen. Fräslastens inverkan analyseras också. För godkänt resultat ska avvikelsen inte fjädra in mer än 0,025mm. Eftersom detta är en alternativ infästningsmetod simuleras endast den konturerade profilen. Resultaten presenteras enligt följande:

- Tabell med data från beräknad höjd av vågigheten, max von Mises spänningar och pålagd kraft.
- Grafisk illustration av vågighetens höjd.
- Diagram som jämför höjden på vågigheten mellan fräslast och ej fräslast.

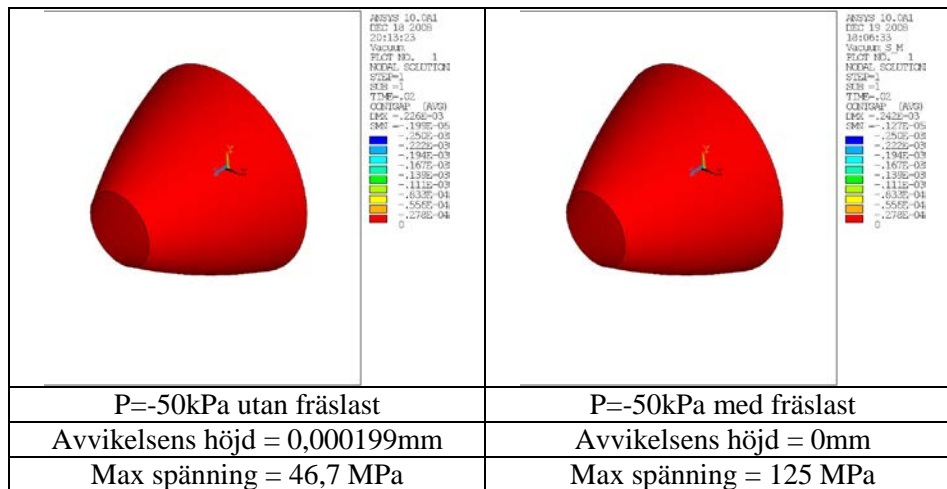
Figurerna är utskrift från ANSYS och illustrerar gapet mellan fixturen och munstycket. Rött innebär att avståndet mellan delarna är 0 (noll) och går mot blått, vilket innebär att avståndet mellan delarna ökar, enligt skalan till höger i varje figur. Skalan varierar i 9 delsteg mellan 0 (noll) och det största gapet som bildas efter simulering.

Diagrammen visar hur höjden på vågigheten ändras med och utan fräslasten. För godkänt resultat ska vågigheten inte fjädra in längre än 0,025mm.

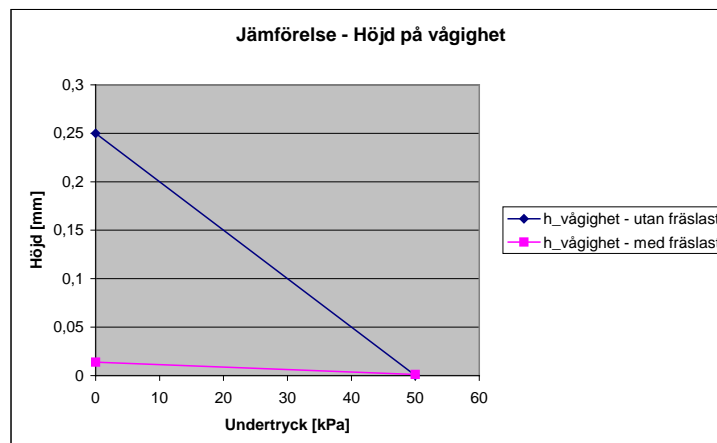
#### 4.4.1 Undertryck, övre, bearbetad, utan/med fräslast

Tabell 4-8 Erhållna resultat från simulering med undertryck.

Fräslast	Undertryck	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[kPa]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	-50	0,25	0,000199	46,7
Ja	-50	0,25	0	125



Figur 4-27 Gapet mellan fixtur och munstycke vid undertryck.

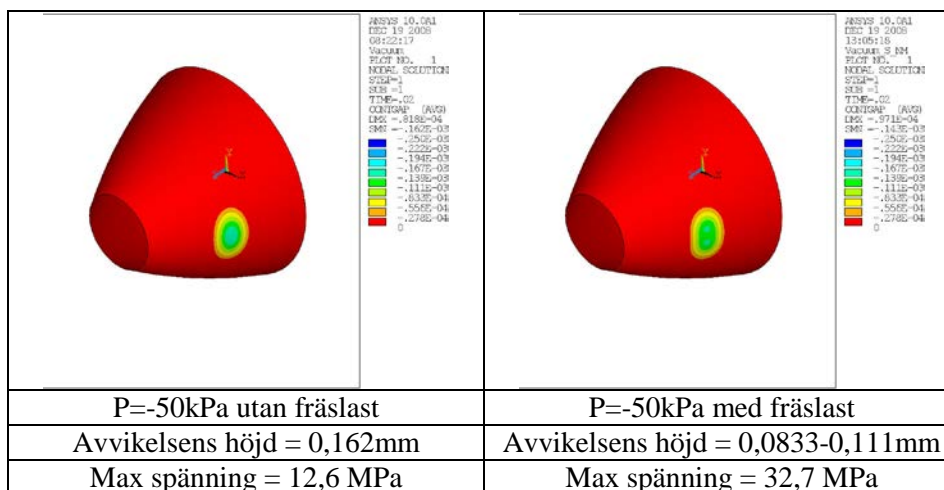


Figur 4-28 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid undertryck.

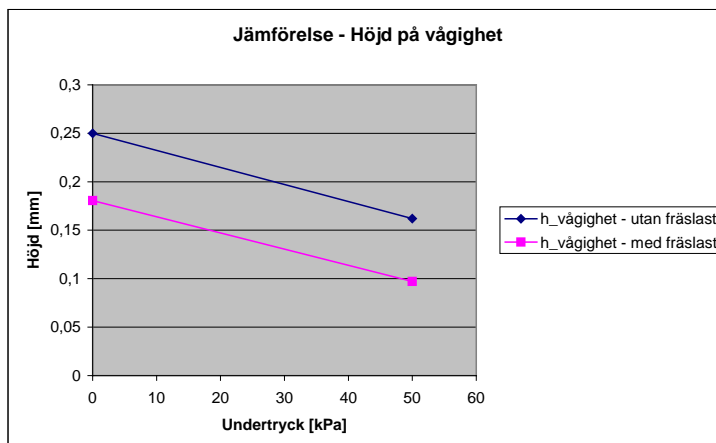
#### 4.4.2 Undertryck, övre, obearbetat, utan/med fräslast

Tabell 4-9 Erhållna resultat från simulering med undertryck.

Fräslast	Undertryck	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[kPa]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	-50	0,25	0,162	12,6
Ja	-50	0,25	0,0833-0,111	32,7



Figur 4-29 Gapet mellan fixtur och munstycke vid undertryck.



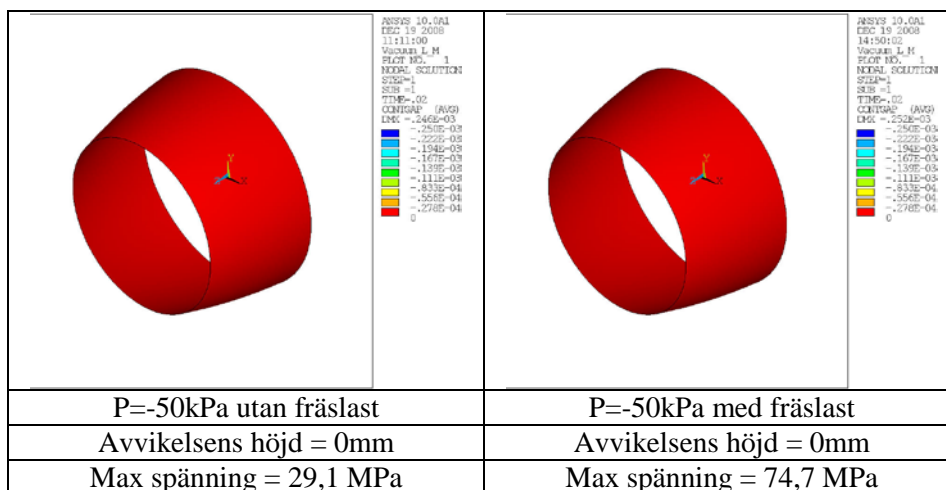
Figur 4-30 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid undertryck.



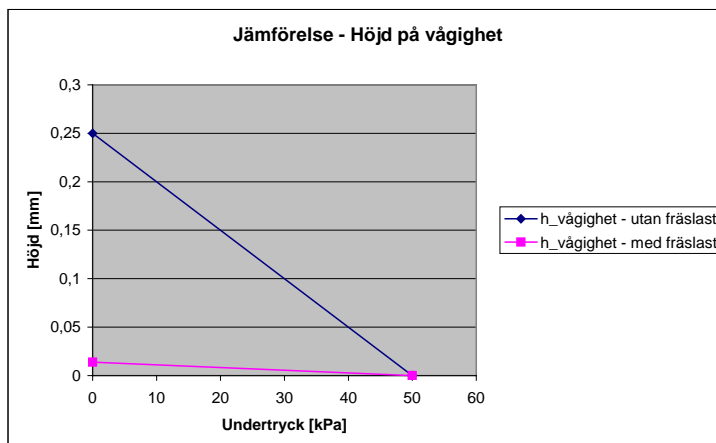
#### 4.4.3 Undertryck, undre, bearbetad, utan/med fräslast

Tabell 4-10 Erhållna resultat från simulering med undertryck.

Fräslast	Undertryck	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[kPa]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	-50	0,25	0	29,1
Ja	-50	0,25	0	74,7



Figur 4-31 Gapet mellan fixtur och munstycke vid undertryck.

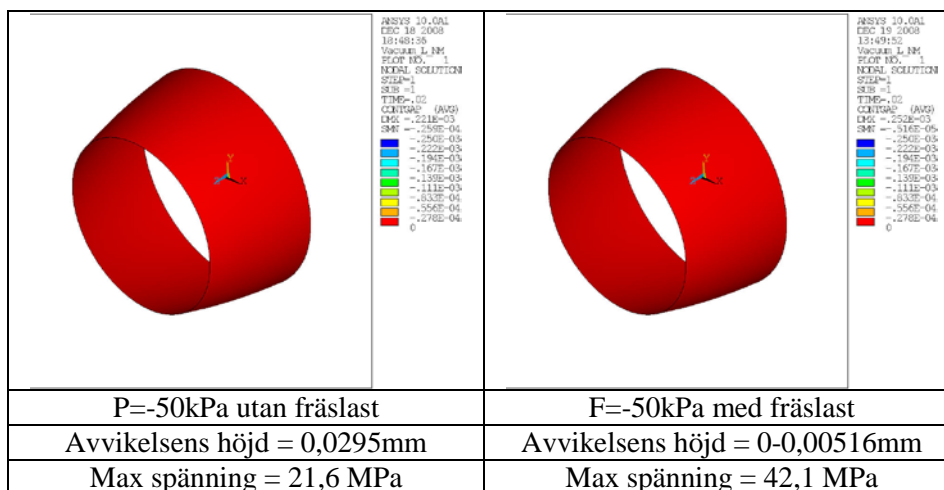


Figur 4-32 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid undertryck.

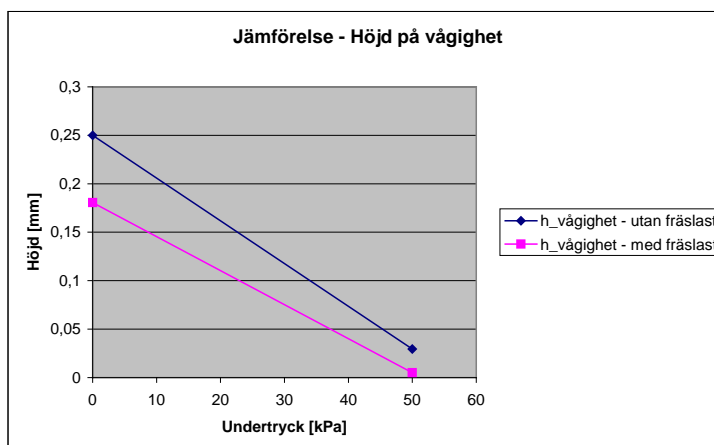
#### 4.4.4 Undertryck, undre, obearbetad, utan/med fräslast

Tabell 4-11 Erhållna resultat från simulering med undertryck.

Fräslast	Undertryck	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[kPa]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	-50	0,25	0,0295	21,6
Ja	-50	0,25	0-0,00516	42,1



Figur 4-33 Gapet mellan fixtur och munstycke vid undertryck.



Figur 4-34 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid undertryck.

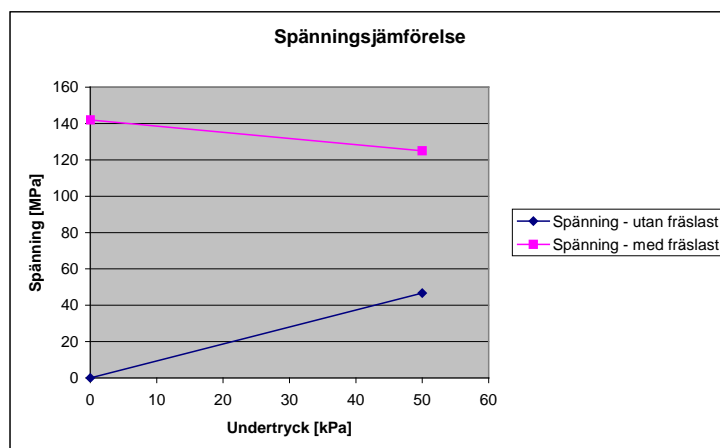
---

## 4.4.5 Diskussion och slutsatser – Undertryck

Metoden med undertryck fungerar bra på båda de frästa modellerna där vågigheten helt planas ut, även utan fräslast. För den övre ofrästa delen trycker fräslasten ner mer än tillåtet,  $>0,025\text{mm}$ , medan den undre ofrästa delen är på gränsen till vad som är tillåtet. Sett till övriga simuleringar blir det mycket låga spänningar.

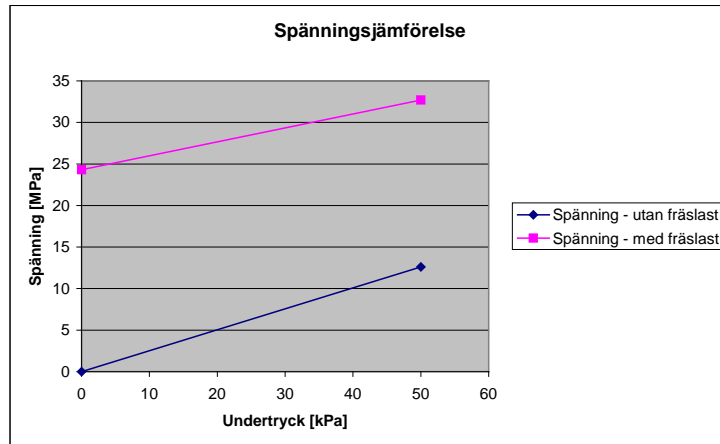
### 4.4.5.1 Övre delen av munstycket

Vakuumlasten visar inga överraskningar. Det visar sig att det fungerar bra. Den frästa modellen minskade upphöjningen med nästan 100%, med en spänningstopp på 46,7MPa. Då verktyget ansattes ökade spänningen till 125MPa. Toppen hamnar då där verktyget trycker på munstycket. Varför spänningen ökar så mycket, ungefär 2,5 gånger, finns ingen bra förklaring på i dagsläget. Dock är spänningarna relativt låga. Gränsen är även här på 300MPa. *Figur 4-35* visar hur spänningarna förhåller sig till varandra.



*Figur 4-35 Spänningsjämförelse, övre delen, med och utan fräslast, bearbetad vid undertryck.*

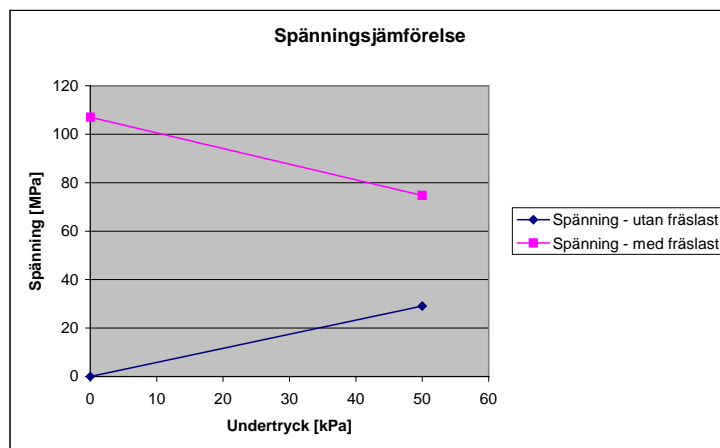
Den ofrästa modellen minskar upphöjningen till 0,162mm och har en spänning på 12,6MPa med enbart undertrycksbelast. Med verktygsbelast minskar höjden till 0,0972mm med en spänningstopp på 32,7MPa. Även här visar analyserna mycket låga spänningar. *Figur 4-36* visar hur spänningarna förhåller sig till varandra.



*Figur 4-36 Spänningsjämförelse, övre delen, med och utan fräslast, obearbetad vid undertryck.*

#### 4.4.5.2 Undre delen av munstycket

Den undre, frästa delen av munstycket visar samma resultat som ovan; med endast vakuumlaster planas upphöjningen helt och spänningstoppen hamnar på 29,1MPa. Med verktygslasten ökar spänningstoppen till 74,7MPa. *Figur 4-37* visar hur spänningarna förhåller sig till varandra.

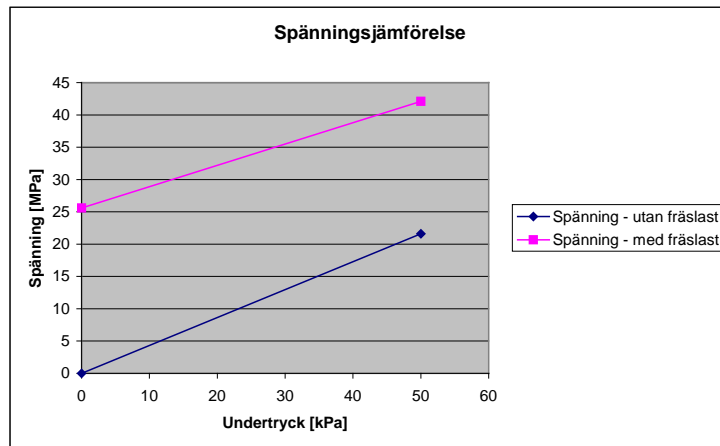


*Figur 4-37 Spänningsjämförelse, undre delen, med och utan fräslast, bearbetad vid undertryck.*

Den ofrästa delen minskar upphöjningen till 0,0295mm, med en spänning på 21,6MPa med enbart vakuumlaster. Med verktygslasten minskar upphöjningen till

---

0,00516mm och spänningen ökar till 42,1MPa. Även på den undre delen minskar upphöjningarna bra, med låga spänningar. *Figur 4-38* visar hur spänningarna förhåller sig till varandra.



**Figur 4-38** Spänningsjämförelse, undre delen, med och utan fräslast, obearbetad vid undertryck.

---

## 4.5 Övertryck

Nedan redovisas resultaten från simuleringarna på övertryckslasten. Övertrycket ansätts på munstyckets insida, det vill säga mellan munstycke och fixtur. Den övre delen av munstycket har en axiell dragkraft på 120kN och ett övertryck på 26kPa. Den undre delen av munstycket har en axiell dragkraft på 60kN och ett övertryck på 10kPa. Dragkraften har lagts på för att säkerställa att munstycket inte rör på sig på fixturen. Eftersom detta är en alternativ infästningsmetod simuleras endast den konturerade profilen. Resultaten redovisas enligt följande:

- Tabell med data från höjdmätningar, spänningsmätningar och pålagd kraft.
- Grafisk illustration av vågighetens höjd.

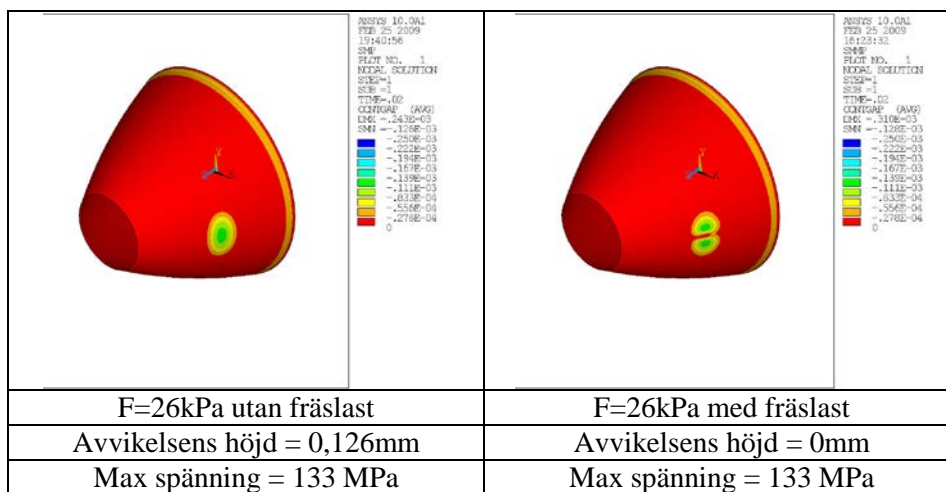
Figurerna är utskrifter från ANSYS och illustrerar gapet mellan fixturen och munstycket. Rött innebär att avståndet mellan delarna är 0 (noll) och går man mot blått innebär det att avståndet mellan delarna ökar enligt skalan till höger i varje figur. Skalan varierar i 9 delsteg mellan 0 (noll) och det största gapet som bildas efter simulering.

För godkänt resultat ska vågigheten inte fjädra in längre än 0,025mm då verktygslasten läggs på.

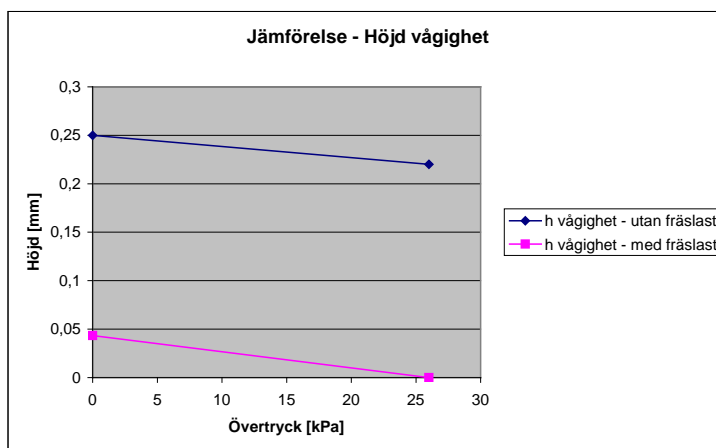
## 4.5.1 Övertryck, övre, bearbetad utan/med fräslast

Tabell 4-12 Erhållna resultat från simulering med övertryck.

Fräslast	Övertryck	Axiell draglast	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[kPa]	[kN]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	26	120	0,25	0,126	133
Ja	26	120	0,25	0	133



Figur 4-39 Gapet mellan fixtur och munstycke vid övertryck.

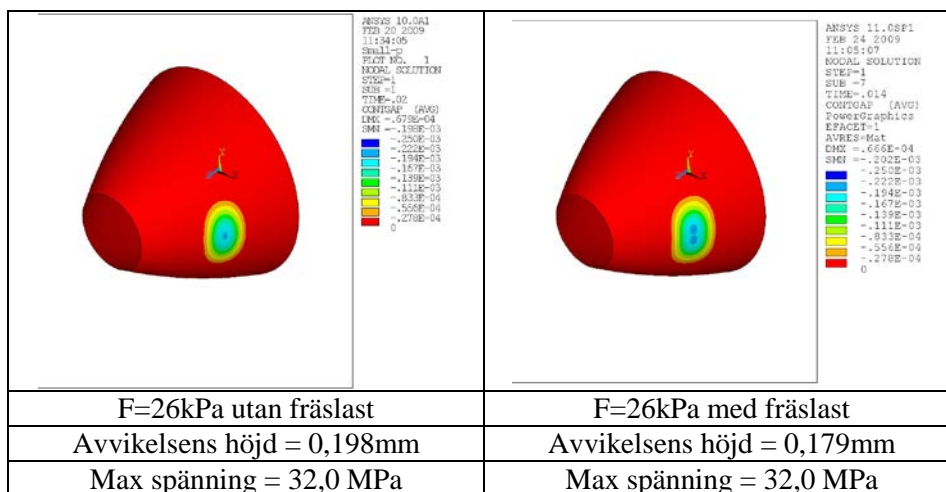


Figur 4-40 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid övertryck.

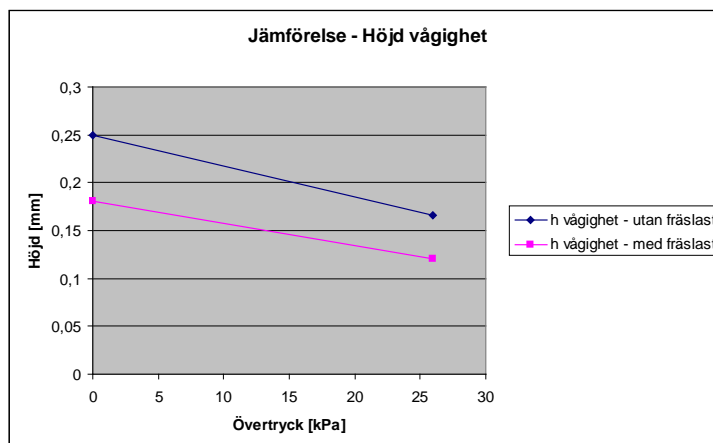
## 4.5.2 Övertryck, övre, obearbetad utan/med fräslast

Tabell 4-13 Erhållna resultat från simulering med övertryck.

Fräslast	Övertryck	Axiell draglast	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[kPa]	[kN]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	26	120	0,25	0,198	32,0
Ja	26	120	0,25	0,179	32,0



Figur 4-41 Gapet mellan fixtur och munstycke vid övertryck.



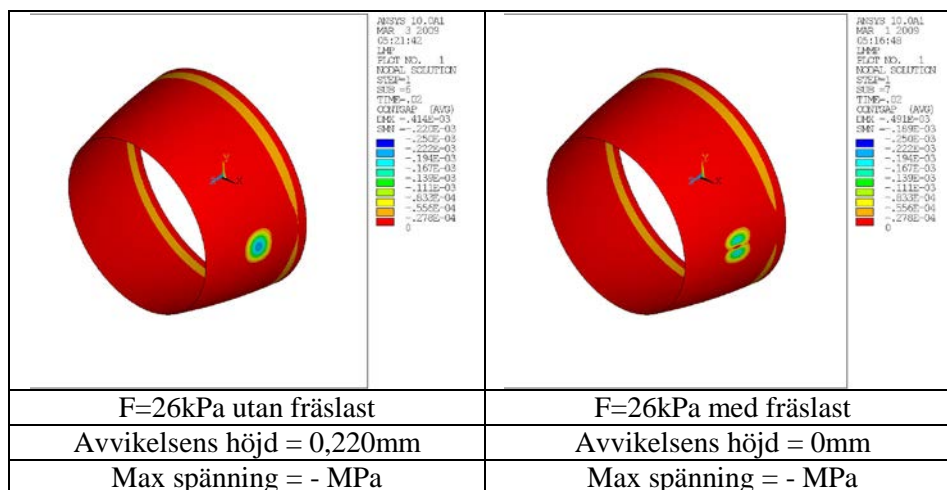
Figur 4-42 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid övertryck.



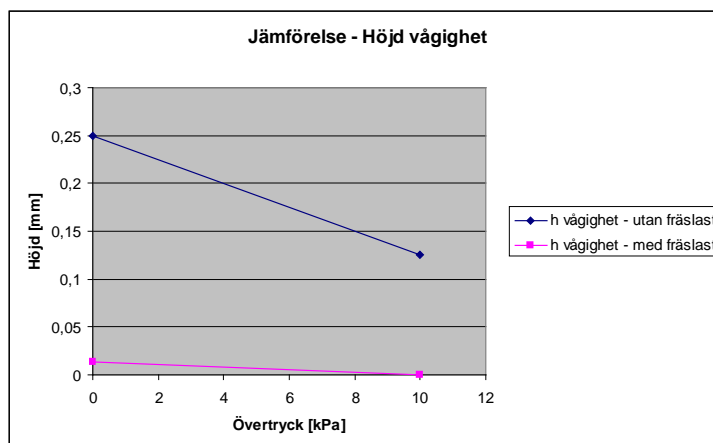
### 4.5.3 Övertryck, undre, bearbetad utan/med fräslast

Tabell 4-14 Erhållna resultat från simulering med övertryck.

Fräslast	Övertryck	Axiell draglast	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[kPa]	[kN]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	10	20	0,25	0,220	-
Ja	10	20	0,25	0	-



Figur 4-43 Gapet mellan fixtur och munstycke vid övertryck.

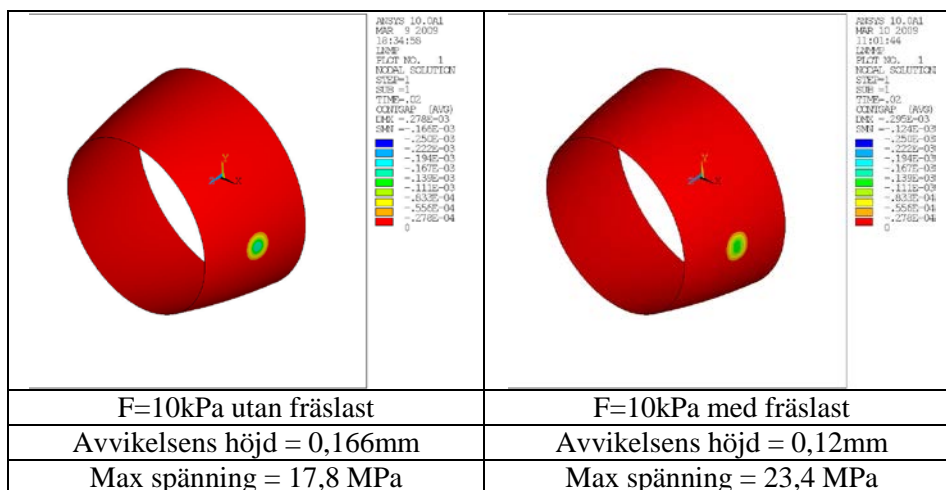


Figur 4-44 Höj jämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid övertryck.

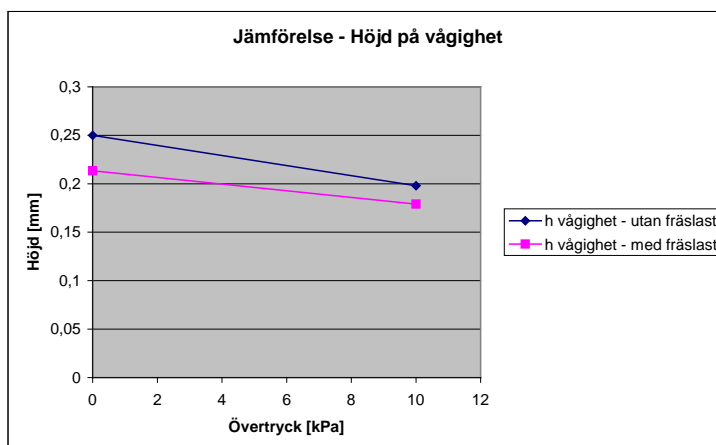
#### 4.5.4 Övertryck, undre, obearbetad utan/med fräslast

Tabell 4-15 Erhållna resultat från simulering med övertryck.

Fräslast	Övertryck	Last	Avvikelsens höjd, start	Avvikelsens höjd, slut	Max spänning, $\sigma$
	[kPa]	[kN]	[mm]	[mm]	[MPa]
Nej	10	60	0,25	0,166	17,8
Ja	10	60	0,25	0,12	23,4



Figur 4-45 Gapet mellan fixtur och munstycke vid övertryck.



Figur 4-46 Höjdjämförelse, avvikelse, för övre delen av munstycket vid övertryck.

---

## 4.5.5 Diskussion och slutsatser – Övertryck

Syftet med metoden är att skapa ett mothåll till fräslasten då den passerar en vågighet. Det betyder att vågigheten inte ska fjädra in mer än 0,025mm för godkänt resultat. Endast i den övre obearbetade delen hålls fjädringen inom 0,025mm. För övriga modeller fjädrar vågigheten in för mycket för att bli godkänt.

Det bildas också en radiell förskjutning vid munstyckenas utlopp i de frästa fallen. Eventuellt har det att göra med förhållandet mellan den axiella förspänningen och övertrycket att göra. Någonstans finns ett optimalt förhållande där förspänningen styrar till plåten tillräckligt för att ett visst övertryck inte ska påverka förskjutningen, men samtidigt kunna verka som mothåll till fräslasten.

### 4.5.5.1 Övre delen av munstycket

Den övre ofrästa delen håller måttet för infjädringen då fräslasten appliceras, men när den frästa modellen simuleras bildas en radiell förskjutning längst ner på munstycket. Detta fenomen säkerställer den teori om som togs upp i det axiella draglastfallet, se 4.3.5 *Diskussion och slutsatser - Axiell draglast*. Munstycket lättar från fixturen på grund av kraftens riktning tillsammans med det tillsatta övertrycket. Trycket verkar i samma riktning som det moment som bildas i *Figur 4-23*. Detta är inte önskvärt. Spänningarna blir låga i det ofrästa fallet, 32MPa, men sticker iväg till 133MPa i det frästa.

### 4.5.5.2 Undre delen av munstycket

Den undre delen klarar sig inte inom ramarna för infjädringstoleransen, vare sig för den ofrästa eller frästa modellen. Samma problem uppstår även här med en radiell förskjutning vid munstyckets utlopp vid den frästa modellen. Spänningarna blir låga i det ofrästa fallet, 20MPa. I det frästa fallet finns inga spänningar att tillgå, men bör hamna ca 100MPa över det ofrästa.

---

## **4.6 Feluppskattning**

Resultaten är till för att öka förståelse och insikt i fixeringsproblematiken. Förhållandet mellan storleken på modellens höjd och kanaler/upphöjning gör att modellen blir väldigt tung, men är relativt korrekt. Modellen innehåller också kontaktelement som ger en mängd olika inställningsmöjligheter. Valen av inställningar i detta projekt bör ses över innan slutgiltiga simuleringar körs.

Då man belastar munstycket under inspänningen i verkstaden ansätts belastningen successivt. De flesta modellerna är simulerade med en kraft momentant vilket inte stämmer fullt ut med verkligheten. Man får i senare fall lite högre spänningar än då man stegvis belastar modellen, vilket kan ses som en säkerhetsmarginal mot spänningsgränsen på 300MPa. Dock är inga av de uppkomna spänningarna från simuleringarna i närheten av detta värde. Hade det varit på gränsen mot spänningsmax borde fallet studerats närmre. De ansatta krafternas storlek anses representera verkligheten väl.

Fräslasten på 100N är också en uppskattning. Mer studier behövs för att få en bättre uppfattning om storleken på denna kraft.

---

## 5. Diskussion och slutsatser

---

I denna del av rapporten kommer alla *Resultat* att diskuteras och utvärderas. Även *Fixtur*, *Verktyg* och *Maskin* kommer att behandlas översiktligt.

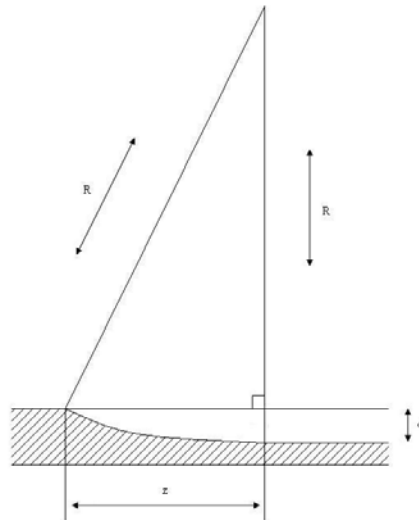
---

### 5.1 Diskussion

#### 5.1.1 Allmänt om simuleringarna

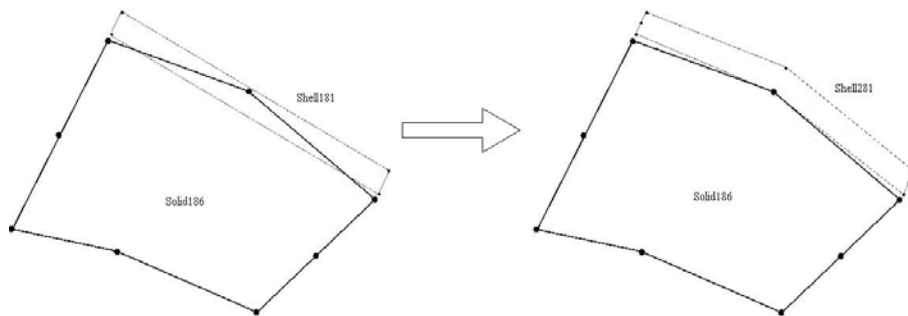
Det krävdes lite ändringar i scripten innan korrekta simuleringar kunde startas. Först ändras randvillkoren på munstycket. Tidigare satt hela inloppet på munstyckena helt låsta i rymden vilket inte stämmer överens med verkligheten. Istället sätts inloppet till att inte rotera kring fixturens axel, det vill säga den globala z-axeln. Däremot är munstycket fritt att röra sig axiellt och radiellt och man kan dra ner munstycket över fixturen på mer verklighetstroget sätt. Dessutom sätts randvillkor på fixturen som låser fixturens alla noder i alla riktningar. Detta för att fixturen är helt fix i modellen.

Inställningarna för hur fräslasten läggs på ändras också. Som det var tidigare var den yta som kraften ansätts på parametriskt styrd och på så sätt blir kraften för fräsen olika i vid olika höjd på munstycket. Detta kanske fungerar med de tidigare cylindriska modellerna, men med den koniska profilens parametrar blir anläggningsytan olika. Eftersom fräsen inte ändrar utseende mellan modellerna, ändras anläggningsytan till en konstant yta. Den får bredden av fräsarna, i den mån det går, det vill säga minst lika bred som fräsarna och ändå "fånga in" noder på bredden. Längden,  $z$ , fräsarna ska täcka in räknas ut med hjälp av Pythagoras sats, enligt *Figur 5-1* nedan. Det kan göras då man vet att skärdjupet,  $d$ , är 2mm och radien,  $R$ , på fräsen är 50mm,  $z$  blir då 14mm.



**Figur 5-1** Längd,  $z$ , på anläggningsyta för fräsverktyg.

En annan parameter man reagerade över var att munstycket tidigare var modellerat med hjälp av elementtypen *Shell181*. Denna variant är ett fyrkantselement med 4 noder för tunna skalstrukturer, en i varje hörn av elementet. Då fixturen kontrolleras har den *Solid186*, vilket är ett 3D-element med 20 noder. Detta innebär en nod i varje hörn, samt en mittnod på varje sida. Dessa två elementtyper, *Shell181* och *Solid186*, utgör ett kontaktpar med hjälp av *CONTA174/TARGE170* vilket helst ska ha *mittnoder* på båda kontaktytor, så *Shell181* byts till *Shell281*. *Shell281* är liknande *Shell181* fast med mittnoder. Detta medför också att den initiala penetrationen mellan munstycke och fixtur minskar rejält, dessutom försvinner problemen med den undre delen av munstycket. *Figur 5-2* nedan visar en mycket enkel skiss på vilken skillnad ändringen av elementtyp gör.



**Figur 5-1** Illustration av förändringen av elementtyp på munstycket.

Ändringen av elementtyp gör också att det blir finare elementindelning av munstycket, vilket leder till mer exakta resultat, men också något längre simuleringar i tid räknat. För att hålla nere på simuleringstiden under början skapas

---

ett segment av modellen, en  $30^0$ -sektor, som används för att få inställningar som konvergerar, vilket fungerar bra.

En finare elementindelning av munstycket ger också viss initial penetration, men betydligt mindre än tidigare. Detta begynnelsestillstånd kan skapa lite oreda i början av en simulering, det vill säga att man får stora förflyttningar i början som sedan trappas ner. För att förhindra detta ändras därför *KEYOPT9* från 0 till 2, vilket innebär att modellen är "beredd" på stora förflyttningar i början av simuleringen och dämpar dessa. Detta leder till snabbare konvergens. Friktionen ändras också från 0.4 till 0.2, vilket känns mer realistiskt i detta läge.

Simuleringarna körs först utan någon last alls för att kontrollera att geometri och inställningar fungerar. Därefter läggs infästningslast på och modellerna simuleras igen. Då alla fall simulerats med infästningslast, läggs slutligen fräslast på.

En sak att fundera över är hur avvikelser i plåten ser ut efter formningen till den konturerade profilen. Då munstycke och fixtur är cylindriska är avvikelserna cirkulära och har en radie på 200mm. När man skapar den slutliga formen flyttas noderna till rätt profil, vilket innebär att avvikelserna också ändrar form. Frågan är hur stor roll det spelar? Då man omöjligt kan säga hur en upphöjning i plåten ser ut under verkliga förhållandena kanske man inte ska lägga stor vikt vid detta. Man kan också fråga sig hur flera upphöjningar ändrar förutsättningarna. Rent intuitivt kan man tycka att ju fler avvikelser i plåten, ju mindre kraft krävs det för att räta ut plåten, på grund av mindre ytkontakt alltså mindre friktionsförluster. Men eftersom upphöjningarna uppstår på grund av spänningar kan flera upphöjningar innebära mer förstärkning och därför kan det krävas mer kraft, speciellt på den övre delen av munstycket. Detta kan vara värt att undersöka närmare.

Det skulle också vara intressant att simulera en inspänd munstyckesdel där endast första frässpåren är gjorda. Det hade varit intressant att se vad som sker, var spänningar uppkommer, hur stora spänningar osv.. Gissningsvis kommer de första spåren få ta mest stryk under fräsoperationen, på grund av infästningen.

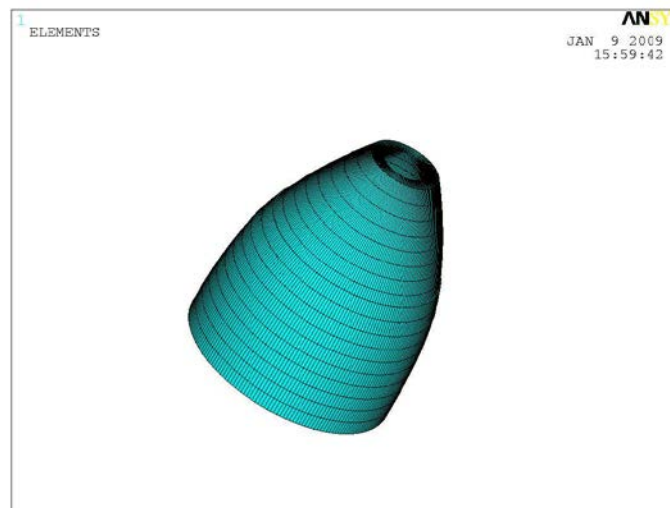
### 5.1.2 Simuleringsproblem

Ett vanligt fel man gör när man simulerar kontaktelement är att kontaktnormalerna är feldefinierade. De båda ytornas normaler ska peka mot varandra för att det ska fungera. Vidare ska man bland annat ställa in *Contact Stiffness* (FKN). Denna kan man inte förbestämma och varierar från fall till fall. Detta innebär lite "trial and error" för att hitta en inställning som passar modellen. Hittar man inte rätt har simuleringen svårt att konvergera och man kan råka ut för så kallad oscillering. Detta innebär att konvergensvärdena ändras radikalt upp och ner hela tiden.

---

Det kan också hända att simuleringarna inte skriver ut alla filer, trots korrekt konvergens. Detta visade sig bero på för litet diskutrymme, så ett tips är att alltid ha gott om plats på hårddisken. Filerna som inte skrivs ut kan inte återskapas och därför krävs en ny simulering av modellen, vilket är tråkigt då en simulering tar från 2 timmar och uppåt.

Under halva projektets gång försöktes det att simulera ett helt munstycke, det vill säga både övre och undre delen i samma modell. Detta visar sig vara svårt. Med enklare element och grövre indelning går det nätt och jämt att generera munstycket, men då vyn ska ändras kraschar programmet. Det visar sig att med den elementindelning som eftersträvas går det inte ens att generera en modell. Det är endast fixturen som går att generera med både över och underdel, se *Figur 5-3* nedan. Dock är det inte troligt att munstycket någonsin kommer att tillverkas i en del i dagsläget, mycket på grund av dess storlek.



*Figur 5-2 Genererad fixtur med både över och underdel.*

### 5.1.3 Skärdata

Det mest intressanta under denna rubrik är; med vilken kraft trycker fräsarna mot munstyckesväggen? För att ta reda på detta krävs mycket information om bland annat material och verktygsgeometri. Det undersöktes mycket om skärdata och skärgeometri i början av projektet. Alla parametrar finns tillgängliga utom materialets skärmotstånd. Dock inser man att det krävs undersökningar utanför detta examensarbetets gränser, eftersom bestämning av skärkrafterna endast görs genom praktiska tester och mätningar. Krafterna kan alltså vara svårt att räkna ut



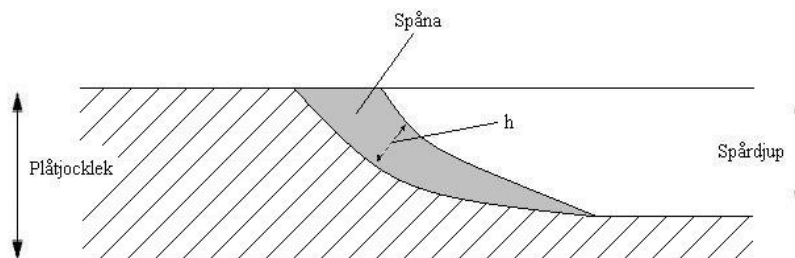
---

teoretiskt. Ur litteraturen, [1] och [2], kan man utläsa att skärkrafterna beror på materialets skärmotstånd,  $C_r$ , teoretisk spåntjocklek,  $h_1$ , och teoretisk spånbredd,  $b_1$ , enligt *Ekvation 6*;

$$F = \frac{C_r}{h_1 \cdot b_1} \quad \text{Ekv. 6}$$

Skärmotståndet,  $C_r$ , beskriver det motstånd materialet uppvisar per spånarea [2], och är den tangentiella kraften mot plåten. Dessutom ska skärmotståndet ses som en processparameter som förändras beroende på bland annat skärgeometri, förslitning och maskininställningar [1], [2]. För att bestämma en ungefärligt skärkraft krävs det redan uppmätta värden på skärmotståndet, vilket inte är lätt att hitta för materialet i studien. Även om man hittar tabellerade värden på skärmotstånd för materialet måste försöken vara gjorda under liknande förhållanden som problemet i fråga, annars kan de vara missvisande. För bästa resultat skulle det vara bra att utföra ett praktiskt skärprov, under samma omständigheter som vid bearbetning av slutgiltig produkt, där möjligheten att mäta skärkrafterna finns, se [17]. Under ett sådant fräsprov är det viktigt att fräsen inte slits.

Även den teoretiska spåntjockleken,  $h_1$ , kan vara svårt att bestämma teoretiskt. Den brukar man ha som variabel mellan två värden och plotta skärkraften i ett diagram. I detta fall kommer tjockleken över spånan att variera med ungefärligt utseende enligt *Figur 5-4* nedan.



*Figur 5-3* Illustration av spåntjockleken,  $h_1$ .

#### 5.1.4 Maskinuppställning

Maskinuppställningen är något som inte behandlas direkt i examensarbetet, men är en viktig parameter i sammanhanget som bör studeras. Då toleranserna ska hållas väldigt låga kräver detta mycket av maskinen. Om det är mycket spel i lager kan

---

det vara möjligt att de eftersträvade toleranserna inte är utförbara. I dagsläget vet man inte lagerspelens inverkan på slutresultatet.

Det kan också tänkas att det blir olika skärdjup beroende på matningshastighet och vilken kraft som uppkommer radiellt på munstycket. I dagsläget vet man inte dessa värden heller och till följd av detta vet man inte om maskinen är duglig till tänkta operation.

Då fräsen sitter på en hävarm kan den böjas ut lite då man lägger an fräsen mot munstycket. Denna böjning är bra att veta för att kunna ställa maskinens indata. Om man monterar fräs och sensorer så att man kan läsa av hur mycket armen böjs ut vid fräsning, är det möjligt att ta reda på vilken teoretiska kraft som fräsen trycker mot munstycket, se *Appendix B*.

### 5.1.5 Fixturuppställning

Under tillverkningen av första munstycket knacker man på plåten när den sitter i fixturen för att hitta var plåten har upphöjningar. Detta märks upp och får utseendet enligt *Figur 5-5*.



**Figur 5-4** Undre delen av munstycket uppsatt i fixturen, efter lokalisering av upphöjningarna. De områden som är märkta med X är inte i kontakt med fixturen.

Man har noterat att de flesta och största upphöjningarna är på den undre delen, den stora konan. Detta kan beror på att upphöjningarna är styvare på den mindre konan och inte upptäcks, eller att det kanske är svårare för plåten att "skapa" upphöjningar på den lilla

---

konan på grund av den mindre radien. Bilden ovan visar inspanning av undre delen av munstycket med rak munstyckesprofil. Fixturen är gjord i aluminium.

## 5.2 Slutsatser

För att spänna in munstycket och trycka ner det över fixturen, axiell tryckförspänning, spänner man ett lock högst uppe vid munstyckets inlopp. Locket dras åt med 8st skruvar in i fixturen. Ju mer man drar åt, desto mer trycker locket ner munstycket över fixturen. En avgörande parameter för hur stor kraften blir är om skruvarna är smorda eller ej. Med osmorda skruvar får man, med 100Nm åtdragningsmoment, totalt ca 200kN i tryckkraft med 8 skruvar. 8 välsmorda skruvar ger däremot, med samma åtdragningsmoment, en total tryckkraft på ca 370kN, se *Appendix B*. Detta innebär en skillnad på ca 170kN i tryckkraft och man bör var noga med detta. Då man strävar efter att forma den slutliga, konturerade profilen på munstycket innan fräsning i framtiden kan man inte, enligt simuleringarna, lasta lika hårt som man gjorde på den raka munstyckesprofilen. Detta gäller främst den övre delen av munstycket som med sin profilvinkel bidrar till större kraftresultant i radiell riktning. Större kraftresultant medför större risk för ”kragbildning”, se *Figur 4-6, 4-7*. Man ser också, i *Figur 4-8*, att vid en linjär extrapolering så hamnar spänningarna över gränsen på 300MPa. Detta gäller för den övre delen av munstycket, medan den undre delen klarar sig under gränsen vid linjär extrapolering av spänningen. När risken för kragbildning ökar för den konturerade profilen måste man fråga sig om den mindre axiella tryckkraften är tillräcklig för att hålla munstycket fixerat. ”Kragen” blir ca 0,1mm vid linjär extrapolering för den övre delen och ca 0,05mm för den undre. Båda är över gränsen på 0,025mm. Man kan också se vid en linjär extrapolering av höjden på vågigheten att den uppskattade tryckkraften ligger under den kraft som ansätts i verkstaden idag. Detta gäller speciellt för den undre delen av munstycket. Detta kan tyda på att man spänt in munstyckena för hårt.

Simuleringarna av den axiella dragkraften visar att metoden är teoretiskt möjlig att använda. Vågigheterna rätas ut och spänningarna är lägre än gränsen på 300MPa, som mest 149MPa. Vid jämförelse mellan fräslast och utan fräslast är skillnaden större än 0,025mm i alla fallen, utom då vågigheten rätas ut helt. Det betyder att om metoden ska användas måste man lasta så mycket att vågigheten rätas ut innan fräsning. Metoden visar dock på spänningar vid utloppet av munstycket, vilket ger indikation på att man bör dra tangentiellt mot munstyckesprofilen om metoden tillämpas, se *Figur 4-23*. Om man inte ansätter i tangentiell led kommer man få en momentarm som eventuellt kan ställa till problem genom att lätta munstycket från fixturen.

Undertrycket visar att metoden fungerar då modellerna är helt frästa, då vågigheterna rätas ut helt. På den ofrästa, övre delen blir skillnaden med och utan

fräslast över gränsvärdet 0,025mm och den ofrästa, undre hamnar precis under gränsen. I alla undertryckssimuleringar genereras mycket låga spänningar.

Övertrycket är tänkt som ett mothåll för fräslasten. Resultaten visar att det är endast vid den övre, ofrästa delen som fjädringen är mindre än 0,025mm. De andra fallen har för stor infjädring. På de frästa modellerna börjar dessutom plåten lättas från fixturen vid utloppet. Spänningarna är låga.

Generellt kan man sammanfatta resultaten med att den övre delen av munstycket är svårast att behandla, främst i ofräst tillstånd. Alla infästningsmetoder visar detta. I *Tabell 5-1* nedan är kortfattat positiva och negativa egenskaper för de olika infästningsmetoderna sammanställt. Vad man också kommer fram till är att vid de frästa modellerna hamnar spänningstopparna i botten på de frästa spåren. Detta betyder att det spår som fräses för djup, och får minst godstjocklek, får mest belastning under drift. Denna försvagning kan göra att munstyckesväggen inte orkar bära lasten och kollapsar.

**Tabell 5-1** Sammanfattande slutsatser.

Lastfall	Positivt	Negativt
Axiell trycklast	Finns utrustning i dagsläget	Bucklar vid topp av munstycke vid hög axiell kraft Höga spänningar på övre delen
Axiell draglast	Rätar ut upphöjningarna helt utan fräsverktyg Låga spänningar	Kräver ny utrustning och infästning Kan medföra problem vid nederkant vid infästningen Kan vara svårt att ta bort munstycke efter fräsning
Undertryck	Mycket låga spänningar Underlättar vid separering av munstycke från fixtur	Kräver ny utrustning och infästning Ej tillräcklig uträkning av vågigheten för övre, ofrästa Fjädrar för mycket vid fräslast
Övertryck	Låga spänningar	Kräver ny utrustning och infästning Kan förvärra situationen i nederkant som bildas vid axiell last Fjädrar för mycket vid fräslast

---

## 6. Förslag på förbättringar och fortsatt arbete

---

I denna del av rapporten kommer olika förslag på förbättringar att ges. De är helt fria tankar, men försöker ändå relateras till dagslägets möjligheter.

---

### 6.1 Förslag på förbättringar

Kortfattat är det enkelheten på förbättringarna som prioriteras. Med det menas att själva maskinuppställningen ska modifieras så lite som möjligt, eller inget alls. Om man av någon anledning behöver skicka iväg munstycket för fräsning till annat företag ska man inte vara tvungen att ändra deras maskinuppställning.

I dagsläget försöker man kompensera för eventuella ytavvikelser genom att sensorer läser av vägen för fräsen. Detta har fungerat tillfredsställande, men man är fortfarande osäker på vad som sker med plåten då fräsen passerar en upphöjning. Ett sätt är att försöka fixera plåten och rätta ut avvikelserna i samma process. Sensorerna kommer att behövas i vilket fall som helst, då man ska fräsa en konturerad profil. Då kan det vara bra att läsa av ytan framför fräsen. Det hade underlättat studien om den skärkraft som trycker mot plåten kan bestämmas, men detta kräver praktiska tester och är svårt att bestämma teoretiskt. Krafterna beror på många parametrar, till exempel matning, varvtal, skärgeometri, material, maskin m.m.. För närvarande är det inte aktuellt med ett skärprov för att bestämma skärkrafterna, men kan bestämmas inom VAC [17]. Därför har detta projekt begränsats till att ta fram modeller för att se om metoder för fixering av plåten över huvudtaget är möjliga. Därför är alla förslag som är nämnda i rapporten förbättringar ur dagslägets perspektiv (frånsett ursprungsläget). Frågan är då; är de praktiskt möjliga att tillämpa?

Man kan utläsa av redovisade resultat att verktyget inte behöver trycka med stor last för att bukta in upphöjningen. Detta kan ligga till grund för ett sorts mothåll på fräsarmen som pressar plåten mot fixturen. Mothållet kan ansättas med aningen högre presskraft än 100N och placeras antingen lokalt vid fräsen eller längs hela munstyckesprofilen. Vilket som ger bästa resultat får man vidare utreda. Dock kräver en sådan applikation att man kanske stör maskinuppställningen.

En annan variant av detta mothåll är att skärhållaren konstrueras så att man inte kan skära djupare än önskat. Man kan till exempel göra distansen mellan skären med tillräckligt stor diameter så den bottnar mot plåten vid rätt fräsdjup. Antagligen behöver man ingen lagring om skärvätskan kyler så pass mycket att friktion och värme mellan verktyg och plåt blir obetydlig. En lösning med mothåll på fräsarmen

---

---

---

kräver dock ändå en ordentlig inspänning och fixering av munstycket, dessutom kanske en distans mellan fräsarna vara för klen. Liknande idé finns redan patenterad av ett företag som heter Rocketdyne.

En upphöjning av plåten, som simulerats i denna rapport, innebär överskott av material. Trycker man in det någonstans måste överskottet ta vägen någon annanstans. Då finns risken att munstycket flyttar sig i fixturen om det inte är ordentligt inspant. Dock är det så liten upphöjning så eventuellt är detta problem försumbart.

För vidare studier av infästningar kan en kombination av lastfall göras, till exempel axiell drag/tryckkraft och vakuum.

Vakuum är en intressant lösning, då man troligtvis kan lösa infästningen med nästan endast vakuum, utan axiell infästningskraft. Som komplement skulle man kunna använda dagens axiella tryckförspänning. Vakuum underlättar också efter fräsoperationen då fixturen ska bort; då vänder man på trycket och munstycket släpper från fixturen.

Man kan också bestämma sig för att använda dagens inspänningsmetod och fokusera på att optimera fixturen i material och yta. Detta för att minska friktion mellan munstycke och fixtur. Man kan också tillföra smörjmedel mellan munstycke och fixtur, men kommer troligtvis dra med smuts och kräver rengöring som extra moment.

Ett annat förslag är att ersätta munstyckets material med ett likvärdigt material som är mer lättarbetat.

## **6.2 Fortsatt arbete**

Det är möjligt att mäta skärkrafter inom VAC [17], vilket skulle varit bra för mer exakta simuleringar. Man kan också läsa av mätvärden gjorda från tidigare tillverkning av munstycken. Då får man en bra jämförelse på hur väl simuleringarna stämmer med verkligheten.

För att komma runt problemen med buckling under den axiella trycklasten, kan man köra samma modell i andra program, till exempel MSC.Marc eller LS-Dyna.

Vidare bör övertryckfallet studeras närmre, då mer tid krävs för optimering av metoden. Man kan också studera fall med radiell last, typ rullar som pressar plåten mot fixturen. Simuleringar på sådant fall är gjort, men inte optimerat eller

---

analyserat. Eventuellt kan kombinationer av redan simulerade fall också vara av intresse.

---

---

---



---

## 7. Referenser

---

Nedan presenteras de litterära referenser som stått till grund för detta arbete.

---

- [1] *Verkstadstekniska tillverkningsmetoder*, Jan-Eric Ståhl m.fl., Institutionen för mekanisk teknologi och verktygsmaskiner LTH, Lund, Upplaga 8, 2000
- [2] *Skärande bearbetning – teori och modeller* Jan-Eric Ståhl, Industriell Produktion LTH, Lund, Upplaga 0, 2008
- [3] *Sandwich Wall Milling Simulation*, Mark Fittock, Technical note VAC, 080829
- [4] *Hållfasthetslära del 1 – Enaxliga tillstånd*, Christer Ljung, Niels Saabye Ottosen, Avdelningen för hållfasthetslära, Lunds Universitet, Juli 2005
- [5] [http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/thy\\_el174.html](http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/thy_el174.html), 090311
- [6] *Introduction to ANSYS*, Medeso, Inventory number 002268, First Edition, 7 Februari 2006
- [7] *Advanced Contact Fasteners*, Medeso, Inventory number 002290, 16 Juni 2006
- [8] *Upper Inner Wall*, VAC, Detail, Doc No 311451 Issue Index 03
- [9] *Lower Inner Wall*, VAC, Detail, Doc No 311452 Issue Index 03
- [10] [http://www.volvo.com/volvoaero/se/sv.se/volvo\\_aero\\_sv.htm](http://www.volvo.com/volvoaero/se/sv.se/volvo_aero_sv.htm), 081120
- [11] *Handbok och formelsamling i Hållfasthetslära*, Bengt Sundström och övriga författare, Institutionen för hållfasthetslära KTH, 1998
- [12] [www.xansys.org/forum](http://www.xansys.org/forum), 081120
- [13] [www.ansys.net](http://www.ansys.net), 081120
- [14] *Maskinelement – Transmissioner*, Lars Vedmar, Lunds Tekniska Högskola, 2006
- [15] <http://www.md.kth.se/body/edu/mme/4F1531/Tenta031021.pdf>, 090107
- [16] *Strength of Materials and Solid Mechanics*, AK2, Niels Saabye Ottosen och Christer Ljung, Division of Solid Mechanics, Lund University, 2005
- [17] *Volvo Aero Global*, “En tidning för dig som jobbar på Volvo Aero”, #8, 18 december 2008
- [18] [http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/thy\\_el281.html](http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/thy_el281.html), 090311
- [19] [http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/Hlp\\_E\\_SOLID186.html](http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/Hlp_E_SOLID186.html), 090311

---

---

---

---

## Appendix A

### **Användarhandledning – Script**

Den här handledningen är baserad från tidigare handledning [3]. Skillnaden är andra lastfall än i tidigare handledning, men i grunden samma krävs samma tillvägagångssätt. För mer feedback hänvisas den intresserade till referens [3], där hela rapporten bör läsas för bästa förståelse.

run\_qshellnewconetest.ans och \*.inp-filerna är relativt självförklarande och där finns många kommentarer till kommandona för att förenkla eventuella oklarheter.

För att köra en simulering startas run\_qshellnewconetest.ans. Den filen innehåller alla switchar och kallar på alla nödvändiga \*.inp-filer. Den innehåller också alla grundparametrar som till exempel munstyckets diameter och höjd. Switcharna står definierade högst upp i scriptet och ställer in modellens utseende, det vill säga övre eller undre delen av munstycket, konturerad eller ej, fräslast eller ej, trycklast, draglast mm.. Switcharna är kommenterade. För att körfilen ska hitta alla \*.inp-filer krävs att man definierar rätt sökväg som står strax nedanför switcharna. \*.inp-filerna är också kommenterade. Det är svårt att säga om det är fullständigt kommenterat och är relativt från läsare till läsare.

Det finns totalt 4 olika utföranden av munstycket; över ofräst, övre fräst, undre ofräst och undre fräst, alla med eller utan fräslast. Modellerna har simulerats med konturerad profil. Profilen är av andra ordningen, men kan med hjälp av ContourEquationGenerator.xls ändras till högre ordning vid behov [3].

Körda lastfall:

- Axiell trycklast
- Axiell draglast
- Undertryck
- Övertryck

Det finns script för rullar som trycker munstycket mot fixturen också. De är simulerade men är inte analyserade.

För mer information, se referens [3].

---

---

---

---

## Appendix B

### *Handberäkningar*

En liten notis är att det gjordes enkla handberäkningar i början av projektet för att se hur väl de stämmer överrens med ANSYS. Man kan dock *inte* jämföra rakt av, det är parametrar som inte finns med i beräkningarna, men en kul och intressant jämförelse ändå.

### **Axiell trycklast**

Idag sker inspänningen av munstycket i dess topp och pressar ner munstycket över fixturen. Detta gör man med hjälp av 8st M16 bultar som dras åt med 100Nm vardera. Med denna information, samt med bultens utseende, kan man räkna ut en teoretiskt axiell kraft som uppkommer i skruven. Det är denna axiella kraft som pressar munstycket ner över fixturen. Ekvationerna som följer är refererade till *Figur B-1*. Till att börja med beräknas skruvens stigningsvinkel,  $\lambda$ , enligt [14], *Ekvation B-1*;

$$\tan \lambda = \frac{s}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad \text{Ekv. B-1}$$

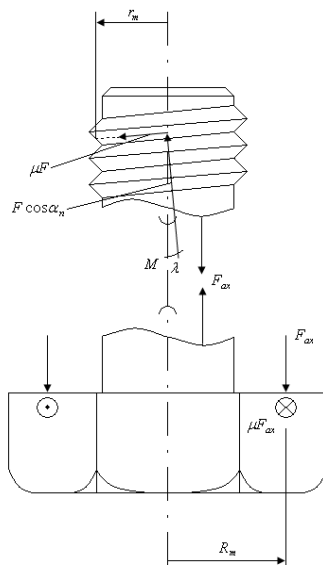
där  $s$  är skruvens stigning och  $r$  är medelradien ut på gängan. Trycket som verkar i en viss punkt på medelradien kan läggas in i ett plan som spänns upp av normalen till gängan i den aktuella punkten och en till skruven radiell vektor. Detta plan bildar vinkeln  $\lambda$  med ett plan som spänns upp av samma vektor och en vektor längs skruvens centrumlinje. Det är i detta senare plan som gängans profilvinkel är standardiserad, och kan kallas  $2\alpha_s$ . I detta fall kan vinkeln  $\alpha_s$  uppskattas till  $30^\circ$ . I planet som innehåller normalen till gängan kommer gängans profilvinkel bli något olikt  $2\alpha_s$ , och kan kallas  $2\alpha_n$ . De förhåller sig till varandra enligt [14], *Ekvation B-2*;

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_s \cdot \cos \lambda \quad \text{Ekv. B-2}$$

Med vinkeln  $\alpha_n$  känd är det möjligt att ta reda på de krafter som ger upphov till axiell kraft i skruven,  $F_{ax}$ , samt momentet i skruven,  $M$ . Momentet och den axiella kraften förhåller sig till varandra enligt [14] *Ekvation B-3*;

$$M = F_{ax} \frac{\cos \alpha_n \cdot \tan \lambda + \mu}{\cos \alpha_n - \mu \cdot \tan \lambda} r_m + \mu \cdot F_{ax} \cdot R_m \quad \text{Ekv. B-3}$$

Den första termen beskriver momentet som behövs för att övervinna friktionen på gängan och den andra termen beskriver momentet det krävs för att övervinna friktionen mellan skruvskalle och underlag, se *Figur B-1* nedan.



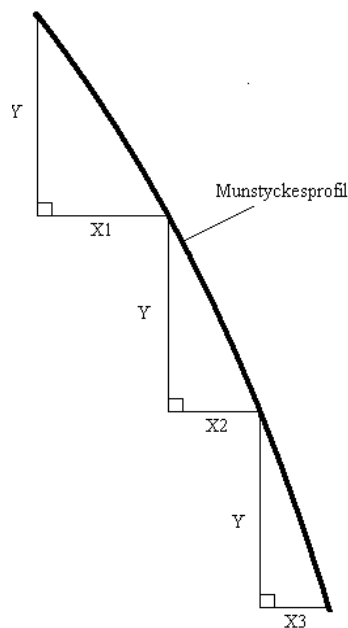
**Figur B-1** Figuren visar friläggning av en åtdragen skruv. Ekvation B-1 till B-3 är refererade till denna figur.

Det som söks i detta fallet är  $F_{ax}$ . Med alla andra värden givna;  $M=100\text{Nm}$ ,  $s=2\text{mm}$  [15],  $r_m=7,35\text{mm}$  [15],  $R_m=10\text{mm}$ ,  $\mu=0.2$  och  $\alpha_s=30^\circ$ , blir  $F_{ax}=24,8\text{kN}$ . Totalt är det 8st skruvar som dras åt lika hårt vilket innebär att den totala tryckkraften från skruvarna blir  $198,2\text{kN}$ . Detta gäller för en "torr" skruv, alltså osmord. Med en välsmord skruv,  $\mu=0.1$ , kommer tryckkraften upp i en totalkraft på  $368,2\text{kN}$ . Det är alltså viktigt att veta vid simuleringar och beräkningar om skruvarna är smorda eller ej.

---

## Axiell draglast

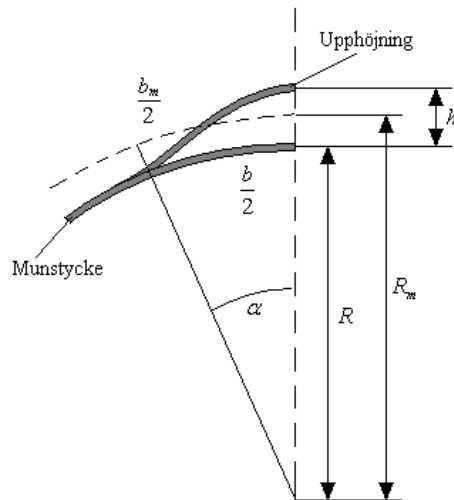
För varje längdenhet som munstycket måste dras ner över fixturen, Y, krävs en liten expansion av munstycket radiellt, X. Denna expansion är som störst där lutningen på munstyckesprofilens tangenter är som flackast, se *Figur B-2*. Man ser då att spänningstopparna bör hamna vid den lilla diametern på munstycket eftersom den radiella förskjutningen är störst här, i figuren sett; X1.



**Figur B-2** Munstyckesprofil. För ett steg i y-led ändras steget i x-led beroende på munstyckesprofilen.

Beräkningarna nedan bygger på en tänkt medelradie på munstycket just där avvikelsen befinner sig. Radien läggs på den minsta delen av munstycket. Höjden på avvikelsen,  $h$ , är 0,25mm och radien,  $R_{avvikelse}$ , är 200mm som i simuleringarna. Munstyckets radie varierar och är som minst 270mm och som störst 1100mm. Om man tittar just där avvikelsen befinner sig är radien en aning större där. Detta innebär att en medelradie på munstycket där avvikelsen befinner sig hamnar på;

$$\text{Fel! Bokmärket är inte definierat. } R_m = R + \left(\frac{h}{2}\right) \quad \text{Ekv. B-4}$$
$$270 \leq R \leq 1100$$



**Figur B-3** Illustration av medelbåglängd och medelradie.

Utifrån denna medelradie beräknas den båglängd,  $b_m$ , som medelradien omfattar, det vill säga den båglängd som täcker upphöjningen. Se *Figur B-3*.

$$R_m \cdot \alpha = b_m \quad \text{Ekv. B-5}$$

Vinkeln på båglängden,  $\alpha$ , varierar med radien på munstycket. Den relativa ändringen mellan båglängden på medelradien och båglängden,  $b$ , är längdändringen,  $\varepsilon$ , som krävs för att rätta ut avvikelsen. Det är denna längdändring som krävs på plåten runt om upphöjningen för att den ska rätas ut;

$$\varepsilon = \frac{b_m - b}{b} \quad \text{Ekv. B-6}$$

Då och E-modulen,  $E$ , är känd kan man då räkna ut vilka spänningar som uppkommer vid denna längdändring enligt *Hooke's lag* [4];

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad \text{Ekv. B-7}$$

Sätter man samman *Ekv. B-4 – B-7* får man;

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = \dots = \frac{E \cdot h}{R \cdot 2} \quad \text{Ekv. B-8}$$

Ur *Ekvation B-8* kan man se att den största spänningen,  $\sigma$ , fås då munstyckets radie,  $R$ , är som minst, precis som teorin i början av avsnittet visar. Som minst är



---

radien ca 270mm vilket innebär en spänning på 97,69 MPa. Då plåten är 2,6mm tjock,  $t$ , i ofräst läge innebär det en area, sett uppifrån på munstyckets inlopp, på;

$$A = \pi(t^2 + 2 \cdot t \cdot R) \quad \text{Ekv. B-9}$$

Med hjälp av arean kan man räkna ut vilken teoretisk kraft som behövs för att uppbringa spänningen 97,69 MPa, enligt;

$$F = \sigma \cdot A \quad \text{Ekv. B-10}$$

Slår man samman Ekv. B—8 – B-10 får man att den teoretiska kraften ser ut enligt följande;

$$F = \frac{E \cdot h \cdot \pi \cdot t}{R \cdot 2} (2 \cdot R + t) \quad \text{Ekv. B-11}$$

Man får med ovannämnda data att kraften,  $F$ , bör vara omkring ca 432kN. Detta är värdet på den axiella spänningen, det vill säga samma riktning som den axiella kraften. Det uppkommer också spänningar vinkelrät mot dessa, radiellt, och räknar man ut dem och räknar fram von Mises spänning med de båda spänningarna, får man nästan samma resultat som  $F$  (50kN lägre). Tittar man på resultaten från ANSYS-körningarna med samma förutsättningar; von Mises, liten radie och ofräst, ser man att det krävs 400kN för att näst intill rätta ut avvikelserna.

---

## Undertryck

Här togs det hjälp av tryckkärlsformler för ett cirkulärt tvärsnitt. Här studeras en tunn bit av munstyckets tvärsnitt, så tunn att radien anses vara konstant längs hela höjden. I verkligheten varierar radien hela tiden. Formlerna ser ut som följer [16];

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{1}{D^2 - d^2} (p_i d^2 - p_o D^2) - \frac{d^2 D^2}{4(D^2 - d^2)} (p_i - p_o) \frac{1}{r_m^2} \\ \sigma_\phi &= \frac{1}{D^2 - d^2} (p_i d^2 - p_o D^2) + \frac{d^2 D^2}{4(D^2 - d^2)} (p_i - p_o) \frac{1}{r_m^2}\end{aligned}\quad \text{Ekv. B-12}$$

där  $p_i$  är inre trycket,  $p_o$  är det yttre trycket,  $r_m$  är medelradien,  $d$  är inre diametern och  $D$  yttre diametern.  $\sigma_\phi$  beskriver spänningarna som uppkommer tangentiellt och  $\sigma_r$  beskriver spänningarna radiellt. Eftersom väggen varierar i tjocklek som fräst modell tas medeltjockleken, alltså 1,6mm. I detta fallet är  $p_i = -50000\text{Pa}$ ,  $p_o = 101300\text{Pa}$ ,  $540 < d < 2200\text{mm}$  och  $543,2 < D < 2203,2\text{mm}$ .  $r_m$  varierar längs munstycket från ca 270mm till ca 1101,6mm. Formlerna visar att ju större  $r_m$  är, desto större blir  $\sigma_\phi$  och desto mindre blir  $\sigma_r$ . Man får då fram att  $\sigma_\phi$  blir max ca 64MPa och  $\sigma_r$  blir max ca 26kPa, båda tryckspänningar. För att få fram en resultant av dessa båda spänningar räknas fallets von Mises spänning ut, enligt formeln nedan [11].

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ekv. B-13}$$

Med spänningar insatta i von Mises ekvation får den följande utseende;

$$\text{Fel! Bokmärket är inte definierat. } \sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_\phi - \sigma_r)^2 + \sigma_\phi^2 + \sigma_r^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ekv. B-14}$$

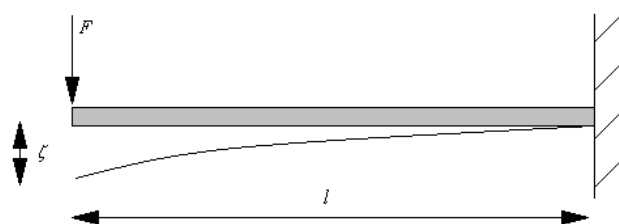
Sätter man in värdena ovan får man en maxspänning på ca 64MPa vid största ändan av den undre delen av munstycket. Vid belastning i ANSYS på den övre delen, fräst utan verktygslast, blev resultatet 46,7MPa. På modellen hamnar dessutom spänningsmax mitt på upphöjningens topp i plåten. Under de andra simuleringarna hamnade spänningarna kring 20MPa, vilket är långt under 64MPa. Detta kan bland annat bero på att munstyckesplåten ligger kloss an mot fixturen större delen av dess omkrets. Då kommer endast upphöjningen att känna av undertrycket. Fixturen är stum och tillåter inte övrig plåt att påverkas av undertrycket nämnvärt. Det man får fram är i vilken ungefärliga storleksordning spänningarna hamnar.

---

## Maskinuppställning

Då verktygsarmen sviktar en aning vid fräsoperationen är det intressant att veta hur mycket. För mycket svikt innebär att det kan bli svårt att leva upp till angivna toleranser. Först måste man bestämma hur mycket armen tillåts att svikta, eller ta reda på med vilken skärkraft fräsen trycker mot munstycket under fräsning. Man kan ta reda på detta genom ekvationen nedan [11] och *Figur B-4* nedan.

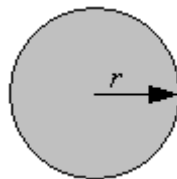
$$\zeta = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad \text{Ekv. B-15}$$



*Figur B-4* Illustration av balkböjning.

Ekvationen säger oss hur stor ändringen av fräsens läge blir,  $\zeta$ , och beror på hävarm,  $l$ , kraft,  $F$ , och materialegenskaper i hävarmen,  $E$ . Alla värden är givna, förutom  $\zeta$  och  $F$ .  $F$  är fräskraften mot munstycket och har uppskattats till 100N i detta projekt. För att beräkna tröghetsmomentet,  $I$ , behöver man veta hur tvärsnittet ser ut på armen. Tröghetsmomentet beräknas för ett cirkulärt tvärsnitt enligt ekvationen nedan [11] och *Figur B-5*.

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4} \quad \text{Ekv. B-16}$$



*Figur B-5* Cirkulärt tvärsnitt på verktygsarmen.

Med angivna värden insatt;  $r=0,035\text{m}$ ,  $F=100\text{N}$ ,  $l=0,4\text{m}$  och  $E=210\text{GPa}$  fås att armen kommer att svikta ungefär 0,0086 mm. Man kan givetvis vända på det och mäta upp böjningen och sedan få fram med vilket kraft fräsen trycker mot munstycket. Detta är inte gjort praktiskt.

---

---

---

