

# SPÄNNINGAR I TRYCKSATTA KANALER I HYDRAULBLOCK

Examensarbete – Högskoleingenjör  
Maskinteknik och produktutveckling

Anton Standar  
Simon Larsson

2016: 2016.20.06



HÖGSKOLAN I BORÅS

**Svensk titel:** Spänningar i trycksatta kanaler i hydraulblock

**Engelsk titel:** Stresses in pressurized channels in hydraulic blocks

**Utgivningsår:** 2016

**Författare:** Anton Standar och Simon Larsson

**Handledare:** Lars Göran Pärletun

**Examinator:** Erik Johansson

### **Abstract**

This study is the bachelor thesis in the Mechanical Engineering programme at the University of Borås. The stress state has been investigated around pressurized cylindrical channels in hydraulic blocks in order to evaluate and formulate design rules. The maximum equivalent stress according to von Mises is computed with the finite element method for various geometries such as a single channel, two parallel channels, two crossing channels and two meeting channels located far from the wall of the hydraulic block. The stress state is also studied for parallel channels located close to the wall of the block. The study covers different channel diameters at varying distance channel-channel and channel-wall. Some guidelines are formulated for specified materials in hydraulic blocks in order to avoid plasticity and fatigue. The stress state around the bore bit at the end of the channel is also investigated. However more accurate values of the fillet radii must be available in order to formulate design rules.

**Keywords:** Pressurized parallel channels, pressurized crossing channels, hydraulic blocks, finite element method, high cycle fatigue.

## **Sammanfattning**

Denna studie är ett examensarbete som varit den avslutande delen i Maskiningenjörsprogrammet med inriktning produktutveckling på Högskolan i Borås. Spänningstillstånd har undersökts kring trycksatta cylindriska kanaler i hydraulikblock för att utveckla och utforma konstruktionsregler. Genom finita elementmetoden har den maximala ekvivalenta spänningen enligt von Mises beräknats för olika geometrier, såsom en enda kanal, två parallella kanaler, två korsande kanaler samt två mötande kanaler placerade långt från väggen i det hydrauliska blocket. Spänningstillståndet har också studerats för parallella kanaler nära en yttre vägg i blocket. Studien omfattar olika kanaldiameter på varierande avstånd mellan kanal-kanal och kanal-vägg. Vissa riktlinjer är formulerade för bestämda material i hydrauliska block i syfte att undvika plasticering och utmattning. Spänningstillståndet i borrarpsar har också studerats. Mer exakta värden för radier måste dock vara tillgängliga för att formulera konstruktionsregler för borrarpsar.

**Nyckelord:** Trycksatta parallella kanaler, korsande kanaler, hydraulblock, finita elementmetoden, högcykelutmattning.

# Innehållsförteckning

<b>Förord</b> .....	<b>- 1 -</b>
<b>1 Introduktion</b> .....	<b>- 2 -</b>
1.1 Bakgrund .....	- 2 -
1.2 Syfte och frågeställning .....	- 2 -
1.3 Mål.....	- 2 -
1.4 Avgränsningar.....	- 2 -
<b>2 Metod</b> .....	<b>- 3 -</b>
2.1 3D-analyser .....	- 3 -
2.1.1 Elementindelning .....	- 4 -
2.1.2 Låsningar.....	- 4 -
2.2 Axialsymmetriska analyser .....	- 5 -
2.2.1 Elementindelning .....	- 5 -
2.2.2 Låsningar.....	- 6 -
<b>3 Teori och vetenskaplig referensram</b> .....	<b>- 7 -</b>
3.1 Elastisk deformation .....	- 7 -
3.2 Brottmekanik.....	- 8 -
3.2.1 Utmattning .....	- 9 -
3.2.2 Materialdata vid spänningsutmattning .....	- 10 -
3.2.3 Reducerat Haigh-diagram .....	- 11 -
3.3 Trycksatt cirkulär kanal .....	- 13 -
3.4 Finita elementmetoden .....	- 16 -
<b>4 Nulägesbeskrivning</b> .....	<b>- 17 -</b>
4.1 Nuvarande material .....	- 17 -
4.1.1 Segjärn SS-EN1563 GJS 400-15 .....	- 17 -
4.1.2 Stål BS970 230M07 (EN1A) .....	- 18 -
4.1.3 Aluminium BS 1474 2014A-T6.....	- 18 -
4.2 Borrdimensioner .....	- 19 -
<b>5 Resultat</b> .....	<b>- 20 -</b>
5.1 Utmattningsgränser .....	- 20 -
5.1.1 Segjärn SS-EN 1563 GJS 400-15 .....	- 20 -
5.1.2 Stål BS970 230M07 (EN1A) .....	- 21 -
5.1.3 Aluminium BS1474 2014A-T6.....	- 22 -
5.2 Ensam genomgående kanal .....	- 23 -
5.3 Två parallella kanaler.....	- 25 -
5.3.1 Tryckskillnad .....	- 25 -
5.3.2 Olika kanaldiametrar.....	- 26 -
5.3.3 Minskande avstånd mellan två parallella kanaler .....	- 27 -
5.3.4 Två parallella kanaler med minskad väggtjocklek till utsida .....	- 28 -
5.4 Korsande kanaler .....	- 30 -
5.4.1 Olika kanaldiameter .....	- 30 -
5.4.2 Minskande avstånd mellan korsande kanaler.....	- 31 -
5.5 Borrspets.....	- 32 -
5.5.1 Bestämning av radie.....	- 32 -
5.5.2 Borrspets mot vägg .....	- 35 -
5.5.3 Borrspets mot borrspets .....	- 36 -
<b>6 Diskussion</b> .....	<b>- 38 -</b>
<b>7 Slutsatser och rekommendationer</b> .....	<b>- 40 -</b>

<b>Referenslista.....</b>	<b>- 41 -</b>
<b>Personreferenser.....</b>	<b>- 41 -</b>

## Förord

Denna rapport redovisar examensarbetet som är den avslutande delen i vår utbildning på Maskiningenjörsprogrammet med inriktning produktutveckling på Högskolan i Borås. Arbetet omfattar 15 högskolepoäng och har genomförts under vårterminen 2016.

Examensarbetet har utförts i samarbete med Parker Hannifin MSD Division Europe Borås med Fredrik Wernersson som extern handledare.

Vi vill rikta ett stort tack till alla som varit inblandade från Parker Hannifin under projektets gång. Ett speciellt tack till vår handledare Fredrik Wernersson och Anders Karlsson som varit till stor hjälp och gett oss bra support genom hela arbetet.

Stor tacksamhet riktas även till vår handledare på skolan, Lars Göran Pärletun, som hjälpt oss med allt från invändningar och lösningar till uppstådda problem.

Borås, maj 2016.

---

Anton Standar

---

Simon Larsson

# 1 Introduktion

## 1.1 Bakgrund

Vi lever idag i ett samhälle där det sätts allt högre krav på produkters hållbarhet. Kvalitet kontra pris är i många fall två viktiga parametrar i detta sammanhang. Det krävs också att produkter följer standarder med avseende på bl.a. hållfasthet.

På Parker Hannifin AB, som är ett världsledande företag inom rörelse och styrtekniker, tillverkas idag bland annat block för hydraulik som används inom olika industrier. Blocken kan skilja sig i material och de som är mest förekommande är stål, aluminium och två sorters segjärn.

Parker arbetar idag inte med någon ISO-standard eller liknande som säger hur en blockkonstruktion ska utformas. Utformning bygger huvudsakligen på tumregler som baseras på erfarenheter. Dessa tumregler är satta till minimalt avstånd på 5 mm mellan kanaler i ett block. Detta blir utmanande när blocken används i säkerhetskritiska applikationer och riskanalyser i form av FMEA behöver utföras på produkten. Kunder har nyligen ifrågasatt hur dessa tumregler är satta och om det finns några vetenskapliga studier som stödjer detta. Det är inte realistiskt att göra omfattande hållfasthets- och livslängdsprover på varje konstruktion då flertalet konstruktioner är unika. Parker vill därför ha en vetenskaplig studie att referera till.

## 1.2 Syfte och frågeställning

Syftet med studien är att verifiera dagens tumregler för blockhuskonstruktioner och ge en teoretisk grund att hänvisa till vid frågor då blockhus används vid säkerhetskritiska applikationer.

En viktig frågeställning är hur konstruktionsregler kan verifieras på ett sätt så att Parker i framtiden har en teoretisk grund i utvecklingsarbete och dialog med kunder?

## 1.3 Mål

Målet med studien är att ta fram underlag till Parker så att de i framtida arbeten ska veta vilka fall som är kritiska och därefter kunna dimensionera och konstruera hydraulikblock för oändlig livslängd.

## 1.4 Avgränsningar

- Studien kommer endast ta upp fall med en respektive två kanaler. Med två kanaler studeras var för sig parallella, korsande samt nära mötande kanaler med varierande diametrar.
- Gångor för ingående ventiler eller liknade insatser kommer inte att studeras.
- Studien kommer inte heller ta hänsyn till några eventuella tryckpikar.

## 2 Metod

Studien började med att undersöka en ensam trycksatt kanal för att jämföra ANSYS Workbench FEM-beräkning med den teoretiskt framtagna lösningen. ANSYS Workbench är datorprogram för bland annat modellering och analysering. Krav från Parker var att undersöka samtliga analyser med ett tryck satt till 420 bar som motsvarar 42 MPa. Dock kommer sällan trycken upp i så höga nivåer men denna säkerhetsmarginal säkerställer att samtliga fall håller. Efter jämförandet med den teoretiska lösningen förflyttades den trycksatta kanalen som var placerad i ett ”oändligt” stort block successivt mot en yttre väg för att på så vis se hur den maximala spänningen ökade vid minskat avstånd. Även i detta fall var det möjligt att jämföra med tidigare vetenskapliga arbeten.

I övrigt har följande analyser gjorts, samtliga med ett inre tryck på 42 MPa:

- *Två parallella kanaler*
  - *Tryckskillnad*
  - *Olika kanaldiameter*
  - *Minskat avstånd mellan kanaler*
  - *Minskad väggjocklek till utsida*
- *Korsande kanaler*
  - *Olika kanaldiameter*
  - *Minskat avstånd mellan kanaler*
- *Borrspets*
  - *Mot vägg*
  - *Mot borrarpet*

### 2.1 3D-analyser

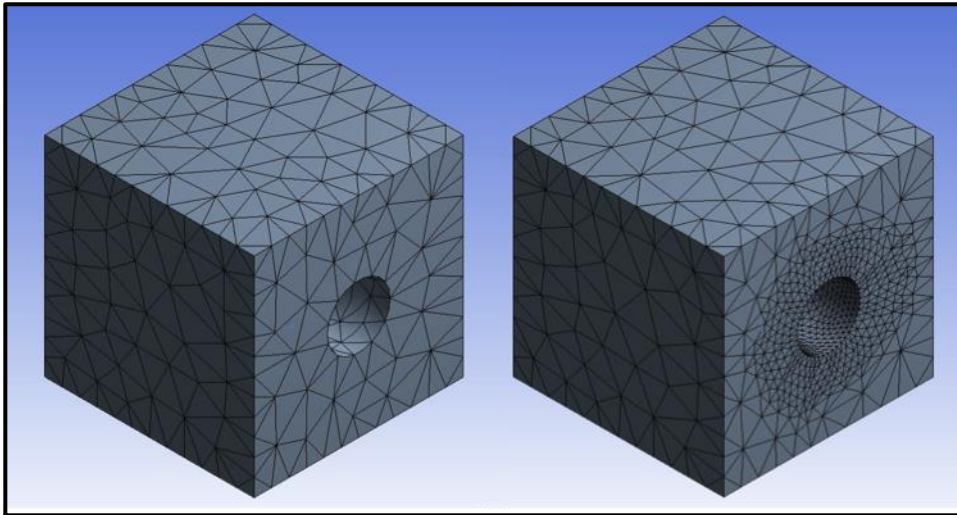
3D-analyser har medvetet gjorts för samtliga analyser av parallella och korsande kanaler för att jämföra resultat mot varandra. 2D-analyser hade dock kunnat göras för parallella och singulära kanaler men eftersom geometrierna inte varit komplexa har beräkningstiderna inte varit besvärande. Alla 3D-analyser utgår från en kub med dimensionerna 1000x1000x1000 mm. Med dessa mått utesluts randeffekter för samtliga fall, där sådana inte är önskvärda.

I ANSYS Workbench har bland annat följande inställningar på modellen använts vid 3D-analyser:

- *Storlek:* *1000x1000x1000 mm*
- *Tryck:* *42 MPa*
- *Poissons tal:* *0.275*

### 2.1.1 Elementindelning

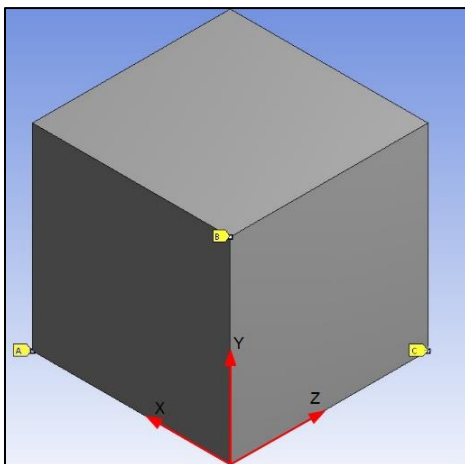
För att genomföra en analys krävs en så kallad elementindelning. ANSYS Workbench har en standardinställning för detta vilket möjliggör programmet att utföra dess FEM-beräkningar. Programmet delar då in kroppen i finita element. Normalt vill en grov indelning hållas och endast en förfining av nätet där geometrin kräver detta. En finare indelning är mer krävande vad gäller beräkningstider vilket gör det onödigt att dela in hela kroppen i finare element. En lokal inställning kan då göras vilket förfinar indelningen där spänningskoncentrationer tros uppstå. Det lokala området markeras då och programmet sköter sedan elementindelningen efter hur fin inställning som görs. De mindre viktiga delarna av kroppen förblir då grovt inställda. I figur 2.1.1 visas en grov respektive fin elementindelning.



Figur 2.1.1 Grov respektive fin elementindelning i 3D-analyser

### 2.1.2 Låsningar

För att möjliggöra kroppen att deformeras och samtidigt vara fixerad krävs låsningar. Dessa låsningar skall dock inte frambringa någon yttre påverkan på kroppen utan skall endast ligga som stöd för kroppens position. Figur 2.1.2 visar hur samtliga 3D-analyser har låsts. Genom att låsa kroppen i x-, y- och z-riktning blir den på så vis fixerad. Punkten A har låsts i y- och z-riktning, punkten B i x- och z-riktning och punkten C i x- och y-riktning. Origo i sin tur har låsts i samtliga riktningar vilket tillsammans ger minsta möjliga yttre påverkan på kroppen.



Figur 2.1.2 Låsning av modell i 3D-analys

## 2.2 Axialsymmetriska analyser

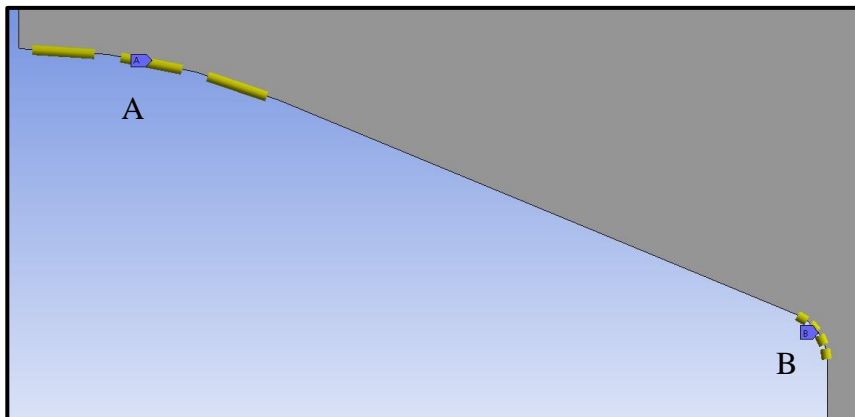
Vid en axialsymmetrisk analys skissas en 2D-modell i xy-planet och programvaran utför beräkningar för motsvarande rotations kropp, varvid y-axeln är rotationsaxel. Kravet är att låsningar och belastningar är rotationssymmetriska. Analyser av detta slag ger en stor besparing i beräkningstid jämfört med 3D-modeller. Geometrier med borrarpsatsar och små radier kan därför ha en hög elementtäthet. På så sätt kan god noggrannhet bestämmas där spänningskoncentrationer uppstår.

I ANSYS Workbench har bland annat följande inställningar på modellen använts vid axialsymmetriska analyser:

- *Storlek:* 500x1000 (rotationssymmetrisk)
- *Tryck:* 42 MPa
- *Poissons tal:* 0.275

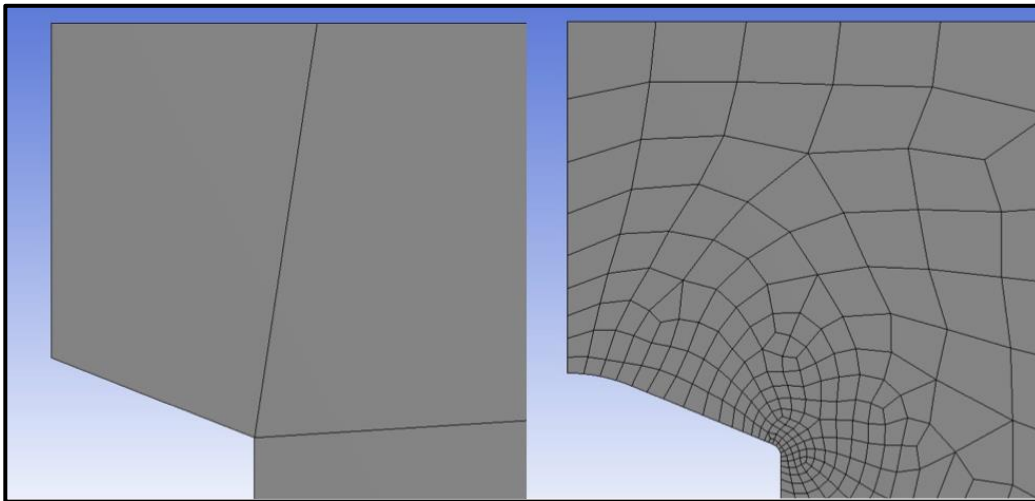
### 2.2.1 Elementindelning

Elementindelning görs på samma vis som vid en tredimensionell analys. Där spänningskoncentrationer tros uppstå kan elementtätheten styras till en tätare indelning. En radieövergång bör i detta fall delas in i så pass många element att dess utbredning fångas av tillräckligt många element att resultaten blir tillförlitliga. I figur 2.2.1 visas vad studien använt för elementindelning vid dessa radier. Punkten A motsvarar radien vid borrarpsatsens centrum och är indelad i tre delar medan punkten B motsvarar övergången mellan cylinder/kon, denna är indelad i fyra.



Figur 2.2.1 Elementindelning av borrarpsatsens radier

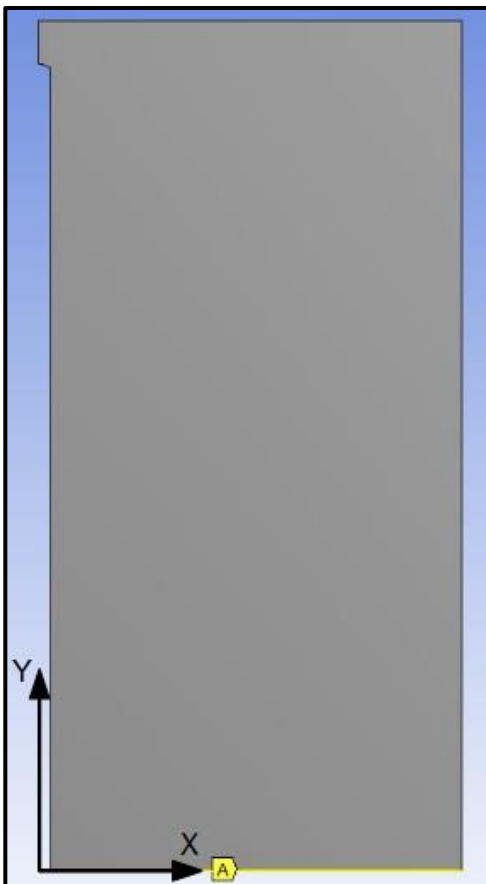
En grov respektive fin elementindelning visas i figur 2.2.2. Den fina indelningen har tillämpats vid samtliga analyser av borrarspetsar mot vägg och borrarspetsar mot borrarspetsar.



Figur 2.2.2 Grov respektive fin elementindelning för axialsymmetrisk analys

## 2.2.2 Låsningar

Figur 2.2.3 visar låsningar för axialsymmetriska analyser. Kanten A är låst i y-led medan den kan röra sig fritt i x-led. Eftersom modellen är rotationssymmetrisk kring y-axeln krävs därför ingen låsning i x-riktning.



Figur 2.2.3 Låsning av modell i axialsymmetrisk analys

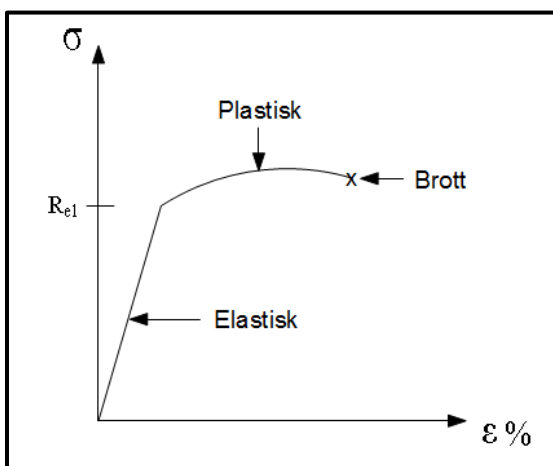
### 3 Teori och vetenskaplig referensram

Detta kapitel kommer att beskriva de teorier och vetenskapliga referensramar som ligger till grund för studien.

#### 3.1 Elastisk deformation

För de flesta metaller är relationen mellan spänningen ( $\sigma$ ) och töjningen ( $\epsilon$ ) proportionella mot varandra så länge spänningen understiger ett bestämt värde, sträckgränsen ( $R_{el}$ ). Här gäller Hookes lag där  $E$  är elasticitetsmodulen (eng. Young's modulus). Sambandet visas i figur 3.1.1 och ekvation 3.1.1. Så länge töjningen ligger inom det proportionella området sägs deformationen vara elastisk.

$$\sigma = E\epsilon \quad (3.1.1)$$

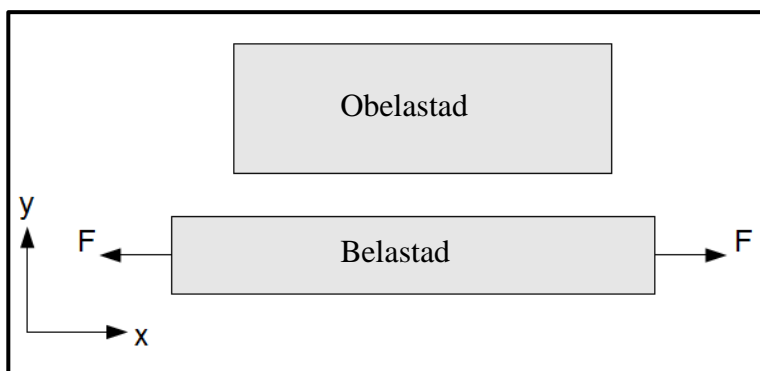


Figur 3.1.1 Exempel på ett spännings- töjningsdiagram

Elasticitetsmodulen kan ses som materialets motstånd mot deformation. Ett högre värde ger en mindre töjning vid en given spänning.

Vid en enaxlig belastning får en kropp en sammandragning av materialet i riktningar vinkelrätt mot belastningen, se figur 3.1.2. Poissons tal bestämmer storleken på töjningen i de riktningar där materialet krymper. Vid en belastning i x-led gäller ekvation 3.1.2.

$$\epsilon_y = \epsilon_z = -\nu\epsilon_x \quad (3.1.2)$$



Figur 3.1.2 Förändring av material vid belastning

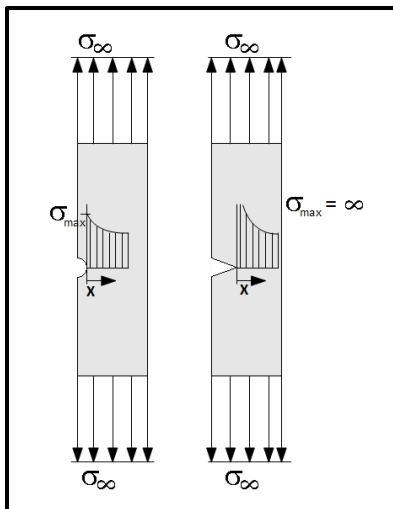
Det maximala värdet på Poissons tal är 0.50 vilket motsvarar en deformation utan volymändring. För metaller ligger det vanligtvis mellan 0.25 och 0.35 (Callister och Rethwisch, 2015). För ett isotropt material är Poissons tal den enda materialkonstanten som påverkar värdet på beräknade spänningar (Arshadnejad m.fl. 2009).

### 3.2 Brottmekanik

Vid en varierande belastning i form av ett pulserande oljetryck i hydraulikhus kan materialet brista trots att spänningarna ligger långt under sträckgränsen. Brott av detta slag kallas för utmattningsbrott och är en av de vanligaste orsakerna till haveri.

Det finns tre faser i utmattningsförloppet. Sprickinitiering även kallat sprickbildning är den första fasen och är den som tar flest antal cykler innan den börjar. Efter att en spricka har bildats sker spricktillväxten som är den andra fasen. Den tredje fasen är när sprickan har blivit tillräckligt stor och brott sker (Dahlberg, 2001).

Vid en statisk enaxlig belastning kan Mohrs brotteori användas för dimensionering mot brott. Mohrs brotteori säger att den maximala påkänningen ( $\sigma_{\max}$ ) skall vara lika med brottgränsen ( $\sigma_B$ ) för materialet. Hur spänningsfördelningen ser ut i materialet beror på om det finns någon spänningsanvisning och hur den ser ut. Figur 3.2.1 visar två fall, dels med en käl med en bestämd radie, dels med en skarp anvisning.



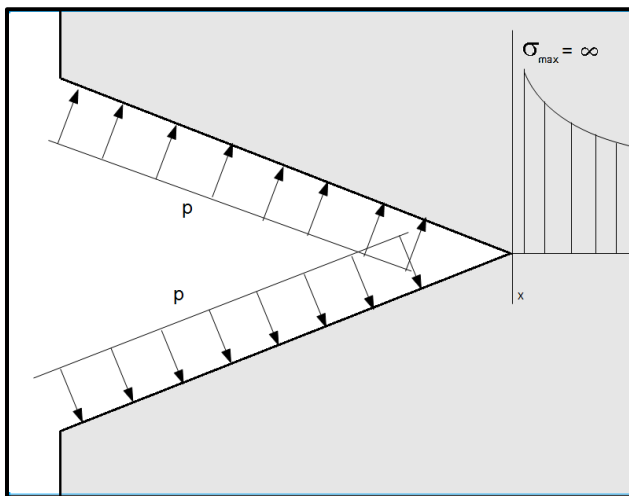
Figur 3.2.1 Käl- respektive spetsiganvisning

För båda fallen kommer spänningen att bero på avståndet från  $x$ . För fallet med en käl-anvisning kommer spänningen ha ett maximalt värde. För fallet med en spetsig anvisning kommer spänningen teoretiskt gå mot oändligheten då  $x$  går mot noll och ekvation 3.2.1 gäller för detta fall. Spänningsintensitetsfaktorn ( $K_I$ ) är en faktor som anger hur ansträngd sprickan är.

$$\sigma(x) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi x}} \quad (3.2.1)$$

(Lundh, 2000)

Teorin visar behovet av att modellera radieövergångar i borrarspetsar med korrekta radier vid analyser med finita elementmetoden. Fallet med den spetsiga anvisningen kan liknas av ett fall med en trycksatt borrarspets, se figur 3.2.2.



Figur 3.2.2 Spetsig anvisning med tillsatt tryck

### 3.2.1 Utmattning

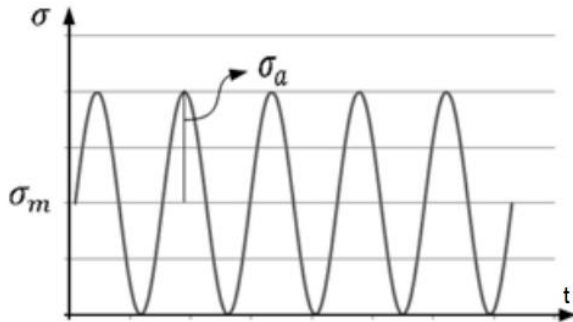
För att dimensionera mot utmattning jämförs beräknad materialpåkänning med experimentellt framtagna materialdata. Vid både bedömningen av materialpåkänningen och bestämningen av materialdata kan osäkerheten vara stor. Bestämning av data sker under väl kontrollerade förhållande i laboratorium men är inte det som erhålls för materialet då det används under realistiska förhållanden i konstruktioner. Det finns flera faktorer som påverkar materialdata såsom komponentens storlek, dess ytfinitet och omgivande miljö. Kombinationen av dessa faktorer kan göra osäkerheten stor för utmattningsdimensionering.

Beroende på om utmattningsberäkningar sker för stort eller litet antal cykler så studeras antingen spänningar eller töjningar. För många cykler brukar spänningarna användas för att formulera utmattningskriterier, medan töjningar används för få cykler.

Högcykelutmattning (HCF, High-Cycle Fatigue) är det som kommer att ligga till grund för projektet då Parker Hannifin vill uppnå en oändlig livslängd på sina produkter. För att uppnå oändlig livslängd sammanställs reducerade materialdata i ett utmattningsdiagram, även kallat Haigh-diagram. Efter att spänningar i materialet beräknats och lagts till i Haigh-diagrammet kan uppskattningar om säkerheten mot utmattning avgöras (Dahlberg, 2001).

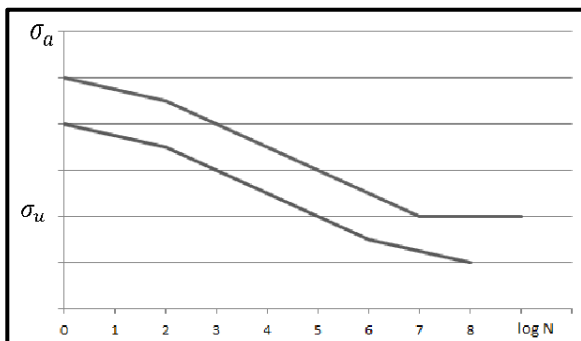
### 3.2.2 Materialdata vid spänningsutmattning

För utmattning finns det två typer av belastningar, växlande och pulserande. Vid växlande belastning varierar amplitudspänningen mellan negativt och positivt värde medan amplitudspänningen i pulserande belastningen endast är endera positiv eller negativ. Då trycket i hydraulikblocken kommer variera mellan noll och uppåt, kommer den pulserande belastningen ligga till grund för utmattningsdata. Detta ger att mittvärdet för spänningen ( $\sigma_m$ ) blir lika stor som amplituden ( $\sigma_a$ ), se figur 3.2.3.



Figur 3.2.3 Pulserande belastning där minsta belastningen är lika med noll

Livslängden för ett utmattningsprov kommer att bli en funktion av spänningen. Spänningsamplituden som funktion av antalet cykler till brott visas i logaritmisk skala, ett så kallat Wöhlerdiagram. Detta beskriver sambandet mellan spänningsnivå och livslängd uttryckt i antal belastningscykler. Figur 3.2.4 visar Wöhlerkurvor för två material. Den övre kurvan motsvarar ett material där kurvan planar ut vid en s.k. utmattningsgräns medan den nedre ett material då kurvan går mot noll och således inte har någon utmattningsgräns. Då spänningen ligger under denna gräns kommer inte någon utmattning att förväntas.



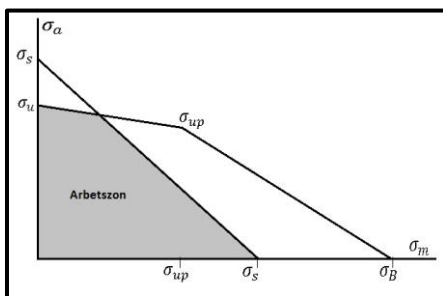
Figur 3.2.4 Exempel på Wöhlerkurvor för två olika material, ett med respektive ett utan utmattningsgräns

För material som saknar en utmattningsgräns kan Wöhlerkurvan användas för att avgöra antal möjliga cykler för en viss belastning.

Utmattningsgränsen beror på flera faktorer och är beroende på om belastningen är en axialkraft, ett böjande moment eller ett vridande moment. Dessa gränser definieras som  $\sigma_u$  för drag och tryck,  $\sigma_{ub}$  för böjande moment och  $\tau_{uv}$  för vridande moment. Gränserna kommer också variera beroende på om det är en pulserande eller växlande last. Vid pulserande last definieras dessa gränser med ett p som exempelvis  $\sigma_{up}$ . Oftast ges materialdata för pulserande last. Om så inte är fallet kan följande tumregel användas för stål:

$$\begin{aligned}\sigma_{up} &\cong 0.85\sigma_u \\ \sigma_u &\cong 0.80\sigma_{ub} \\ \tau_{uv} &\cong 0.58\sigma_{ub} \\ \tau_{uvp} &\cong \tau_{uv}\end{aligned}$$

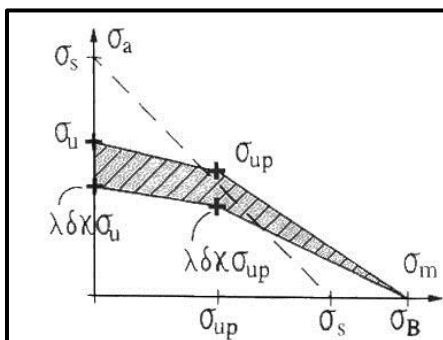
Eftersom mittspänningen har en stor påverkan på utmattningsgränsen skulle det krävas orealistiskt många prov för att fastställa denna gräns. Därför används Haigh-diagram där utmattningsgränsen anges som funktion av mittspänningen. I ett koordinatsystem där  $\sigma_m$  är x-axeln och  $\sigma_a$  är y-axeln läggs  $\sigma_u$  in på punkten då  $\sigma_m = 0$  (på y-axeln) och  $\sigma_{up}$  läggs in då  $\sigma_m = \sigma_{up}$ . Linjärt mellan dessa punkter dras en linje som sedan fortsätter ner då  $\sigma_m = \sigma_B$  som är brottgränsen för materialet. Innanför denna linje är den säkra arbetszonen för utmattning. För att undvika belastning över sträckgränsen dras även en linje mellan  $\sigma_s$  på x- och y-axeln, se figur 3.2.5. Arbetszonen är området närmst origo (Dahlberg, 2001).



Figur 3.2.5 Haigh-diagram

### 3.2.3 Reducerat Haigh-diagram

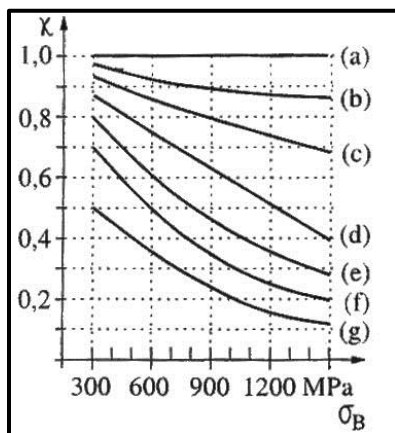
Materialdata för material är framtagna under kontrollerande förhållanden i laboratorium. Vid användning av samma material i konstruktioner måste dessa materialdata reduceras på grund av att de inte kommer användas i lika kontrollerande förhållanden som i laboratorium. Utmattningsgränsen måste sänkas på grund av ytfinheten i materialet, materialvolymen och miljön som konstruktionen ska befinna sig i, se figur 3.2.6.



Figur 3.2.6 Reducerat Haigh-diagram (Dahlberg, 2001)

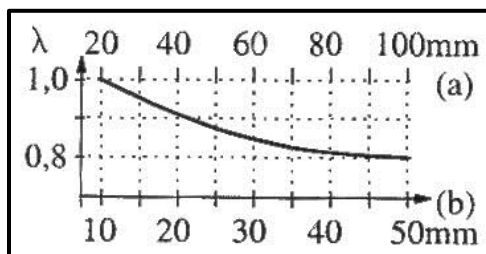
Reduceringsfaktorerna  $\kappa$ ,  $\lambda$  och  $\delta$  bestäms med diagram, se figurerna 3.2.7- 3.2.9. Dessa diagram ska ses som ett exempel och inte några absoluta sanningar. Detta beror på att flera källor anger olika reduceringsfaktorer och att alla material inte följer ett enkelt samband.

Faktor  $\kappa$  talar om ytfinhetens och miljöns påverkan på utmattningsgränsen. Ytfinheten för referensmaterialet är polerad och ger då ingen reducering (a), (b) är en slipad yta som kan jämföras med en borrarad yta, (c) grovbearbetad, (d) skåra enligt standardprov, (e) valshud, (f) korrosion i vatten och (g) korrosion i saltvatten, se figur 3.2.7.



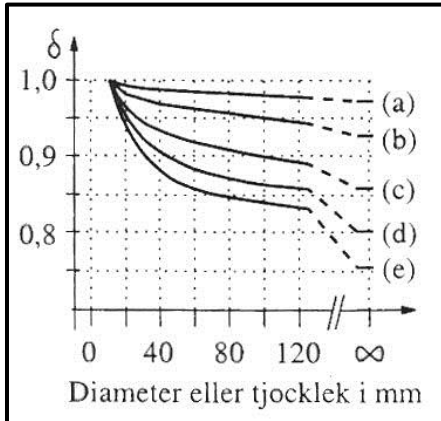
Figur 3.2.7 Reduktion med hänsyn till ytfinhet (Dahlberg, 2001)

Vid en större storlek på råmaterialet kommer materialegenskaperna att försämrans. Faktorn  $\lambda$  tar hänsyn till detta för gjutna produkter och kallas den teknologiska dimensionsfaktorn, där (a) och (b) motsvarar diametern och tjockleken för en rund respektive rektangulär sektion. Måttet gäller för ämnet och inte den slutgiltiga produkten, se figur 3.2.8. Kurvan i diagrammet gäller för en brottgräns på 340 MPa.



Figur 3.2.8 Reduktion för gjutna produkter (Dahlberg, 2001)

I ett större material är det också större sannolikhet för fel och defekter inuti materialet. Beroende på hur stor materialvolymen är så reduceras utmattningsgränsen för böjning och vridning,  $\sigma_{ub}$  och  $\tau_{uv}$ , med den geometriska dimensionsfaktorn  $\delta$ . Kurvan som bestämmer  $\delta$  beror på brottgränsen. För stål med brottgränsen 1500 MPa gäller (a), (b) för 1000 MPa, (c) för 600 MPa, (d) för 400 MPa och för aluminium gäller (e), se figur 3.2.9.

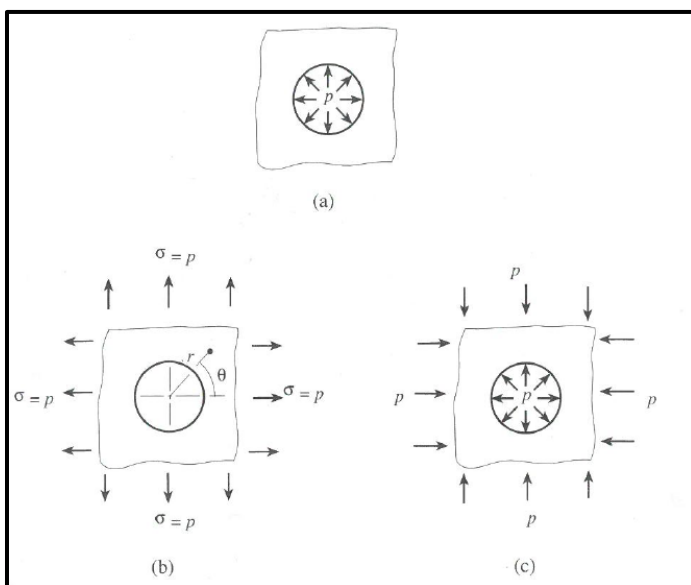


Figur 3.2.9 Reduceringsdiagram för sannolikhet av defekter beroende på materialets storlek (Dahlberg, 2001)

Det reducerande gränsvärdet är en säkerhet mot utmattningsbrott. Säkerheten är dock inte entydig. I regel är utmattningsdiagrammet för brottsannolikheten 50 % vid  $10^6$  till  $10^7$  belastningscykler. Då arbetspunkten hamnar under utmattningsgränsen blir alltså sannolikheten för brott mindre än 50 % (Dahlberg, 2001).

### 3.3 Trycksatt cirkulär kanal

Spänningen vid ytan av ett trycksatt cirkulärt hål i en tunnväggig oändlig skiva kan erhållas genom en superposition av två klassiska hållfasthetsproblem, se figur 3.3.1. Det ena fallet är en ren biaxiell dragning (spänning  $p$ ) medan det andra fallet är en biaxiell kompression (spänning  $-p$ ) kombinerad med ett inre övertryck  $p$  i hålet (Pilkey, 1997).



Figur 3.3.1 Uppdelning av problemet för trycksatt hål i en plan skiva (Pilkey, 1997)

Med polära koordinater gäller följande spänningar vid hålväggen för det första fallet:

$$\begin{aligned}\sigma_{r1} &= 0 \\ \sigma_{\theta1} &= 2p \\ \tau_{r\theta1} &= 0\end{aligned}$$

För det andra fallet blir spänningarna:

$$\begin{aligned}\sigma_{r2} &= -p \\ \sigma_{\theta2} &= -p \\ \tau_{r\theta2} &= 0\end{aligned}$$

Med superposition av fallen 1 och 2 blir spänningarna:

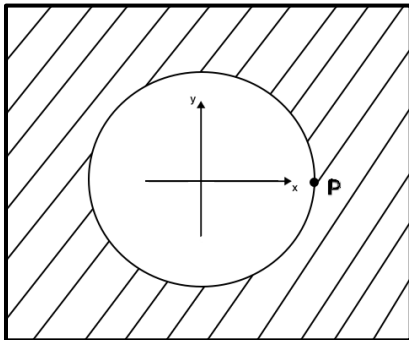
$$\begin{aligned}\sigma_r &= \sigma_{r1} + \sigma_{r2} = -p \\ \sigma_\theta &= \sigma_{\theta1} + \sigma_{\theta2} = p \\ \tau_{r\theta} &= \tau_{r\theta1} + \tau_{r\theta2} = 0\end{aligned}$$

$\sigma_r$  kallas för radiell spänning och  $\sigma_\theta$  för tangentiell spänning. Som framgår är skjuvspänningen  $\tau_{r\theta}$  lika med noll. Observera att absolutvärdena för  $\sigma_r$  och  $\sigma_\theta$  avtar med ökande avstånd från hålet och så småningom går mot ett nollvärde.

För att avgöra risken för plasticering i punkten där spänningstillståndet är givet med flera komponenter, beräknas en resultant som sedan kan jämföras med sträckgränsen för materialet. Resultanten kallas för effektivspänning. Ett sätt att göra detta är von Mises formel (Dahlberg, 2001). Denna är:

$$\sigma_e^{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3\tau_{xy}^2 + 3\tau_{yz}^2 + 3\tau_{zx}^2} \quad (3.3.1)$$

För att använda denna formel behöver ett xyz-system definieras, se figur 3.3.2.



Figur 3.3.2 Placering av koordinatsystem

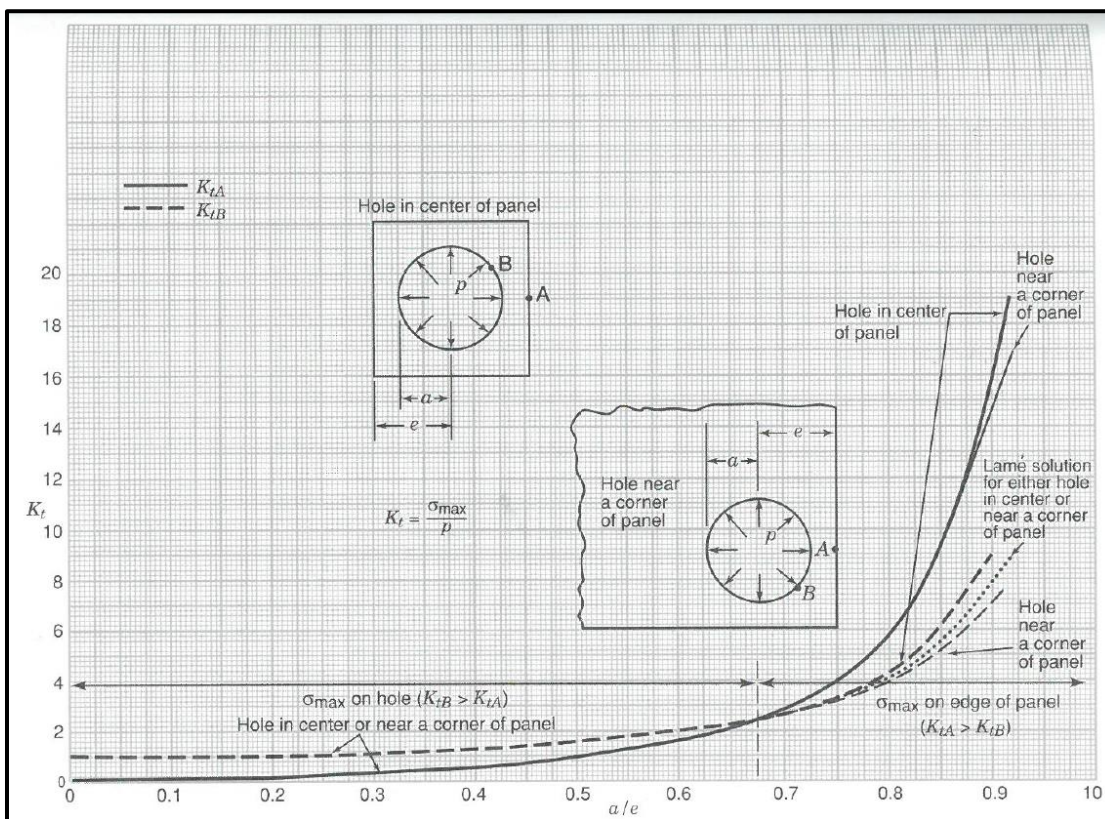
Formlerna ovan ger följande spänningar i punkten P:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_r = -p \\ \sigma_y &= \sigma_\theta = p \\ \tau_{xy} &= 0\end{aligned}$$

Den givna lösningen gäller för plant spänningstillstånd, vilket innebär att  $\sigma_z = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$ . Detta ger ekvation 3.3.2.

$$\sigma_e^{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y} \approx 1.73 * p \quad (3.3.2)$$

Spänningskoncentrationsfaktorn  $K_t$  är den maximala spänningen dividerat med den nominella, i detta fall  $p$ . Vid hålvägen är  $K_t$  således 1 medan den har värdet 0 långt från hålet. Figur 3.3.3 visar hur  $K_t$  förändras när det trycksatta hålet växer mot en yttre rand. I figuren visas förändringen som funktion av kvoten  $a/e$  där  $a$  är hålets radie och  $e$  är avståndet från hålets centrum till närmast yttre rand. Den streckade grova kurvan  $K_{tA}$  avser hålväggen (punkten B) medan den grova heldragna kurvan representerar  $K_t$  vid den yttre randen (punkten A). Det kan noteras att kvoten  $a/e$  bestämmer läget för den största normalspänningen. Då  $a/e < 0.67$  är spänningen störst vid hålväggen medan den inträffar på randen då  $a/e > 0.67$  (Pilkey, 1997). De båda kurvorna bygger på experimentella studier som genomfördes på 1950-talet (Riley m.fl., 1959). Resultaten i figur 3.3.3 är av intresse som jämförelse med denna studies analys av kanaler som ligger nära en yttre vägg.



Figur 3.3.3  $K_t$  som funktion av  $a/e$  (Pilkey, 1997)

I den redovisade teoretiska analysen är hålet genomgående medan en kanal i ett block är avslutad i en borrhålspets. Detta ger upphov till en marginell dragspänning i kanalriktningen. Denna spänning går att bortse från vid finita elementanalyser med genomgående kanaler.

### 3.4 Finita elementmetoden

Finita elementmetoden, härefter benämnt FEM, är en numerisk metod för att lösa fysikaliska problem som kan beskrivas med partiella differentialekvationer. Exempel på dessa kan vara beräkningar i hållfasthet och värmeledning men även strömningsförlopp. Med hjälp av FEM kan studier för olika beteenden i en-, två- och tredimensionella kroppar göras. I denna studie har ANSYS Workbench använts för att göra dessa beräkningar.

Istället för att söka efter approximationer för hela kroppen så delas denna upp i mindre delar, så kallade finita element. I varje element görs en ansats för en eller flera storheters beteende. Genom vissa krav i gränserna mellan element kan ett ekvationssystem som beskriver hela kroppens beteende skapas. Eftersom ansatsen är en approximation och antalet element är ändligt erhålls en approximativ lösning (Ottosen & Petersson 1992).

Trots enkelheten att bestämma förskjutningar och spänningar med finita elementmetoden har det inte varit möjligt att hitta vetenskapliga arbeten som fastställer spänningsfälten kring trycksatta kanaler i hydraulblock, vare sig med enstaka eller med flera kanaler i olika positioner. Däremot föreligger en studie inom geologi. För att undersöka risken för sprickutveckling i gruvor har Arshadnejad m.fl. utnyttjat finita elementmetoden för att studera huvudspänningarna runt två trycksatta parallella borrhål i granit (Arshadnejad m.fl., 2009)

ANSYS Workbench är ett datorprogram som kan behandla olika tillämpningsområden. I studien har programmets modellerings- samt FEM-verktyg använts för hållfasthetsanalyser. ANSYS Workbench använder sig av trianglar- och fyrkantselement i tvådimensionella och tetraedrar i tredimensionella analyser. Element kan variera i storlek och antal beroende på hur noggrann körning som vill åstadkommas.

## 4 Nulägesbeskrivning

Utformningen på ett hydraulikblock kan variera obegränsat. Idag används de inom områden som t.ex. flygplansindustrin, bygg- och anläggningsindustrin, land- och skogsbruksindustrin, tillverkningsindustrin och andra områden där någon form utav styrning kan behövas.

Beroende på vad hydraulikblocken ska styra och vilken i applikation de ska placeras har både storlek, vikt och kostnad stor betydelse. Faktorer som ska tas hänsyn till vid utveckling och framställning av nya hydraulikblock är bland annat:

- Tryck och flöden.
- Materialval.
- Ingående komponenter som ska väljas för att möta hydraulikkrets och funktionskrav.
- Borrdimensioner för att möta kraven på flöden och tryckförluster.
- Blockstorlek beroende på råmaterialets dimensioner och för att minska spill och tillverkningskostnader.
- Viktens betydelse på slutprodukt.
- Vilken ytbehandling som krävs.
- In- och utloppsplaceringar för att stödja bästa slang- och rörledningslayout.
- Fästpunkter enligt kundens önskemål.
- Avstånd mellan in- och utloppskanaler för anpassning av monteringsverktyg.
- Så få verktygsbyten som möjligt vid tillverkning.
- Kostnad för råmaterialet.

(Wernersson, 2016)

### 4.1 Nuvarande material

Faktorerna ovan medför att flera olika material används för tillverkning av hydraulikblock. De mest förekommande materialen som Parker använder sig av idag är aluminium BS 1474 2014A-T6, segjärn SS-EN 1563 GJS-400-15 och stål BS970 230M07 (EN1A) (Wernersson, 2016).

#### 4.1.1 Segjärn SS-EN1563 GJS 400-15

Segjärn är en materialgrupp som ingår i samlingsnamnet grått gjutjärn. Materialegenskaperna för de olika typerna av gråa gjutjärn kan ha stora skillnader. Detta beror främst på utformningen av grafiten i materialet. Segjärnet har en kulformig grafit vilket ger en låg värmeledningsförmåga, låg dämpning och en hög hållfasthet (Leijon, 2014).

För hydraulikblock som är avsedda för tryck mellan 210- 420 bar, använder sig Parker idag av segjärnet SS-EN1563 GJS 400-15 inom produktionen i Sverige. Fysiska egenskaper som används för utmattningsdata visas i tabell 4.1.1 (Wernersson, 2016).

Tabell 4.1.1 Materialdata för segjärn SS-EN 1563 GJS 400-15 (SIS,2012) (Volvo, 2006)

Storhet	Värde
Sträckgräns, $\sigma_s$	250 MPa
Brottgräns, $\sigma_B$	400 MPa
Utmattningsgräns, $\sigma_u$	200 MPa
Poissons tal, $\nu$	0.275

#### 4.1.2 Stål BS970 230M07 (EN1A)

Variationen av olika typer av stål är stor. Det stål som är avsett för exempelvis bärande konstruktioner, tryckkärl, fartygsskrov och maskindelar är konstruktionsstål. Kolhalten i konstruktionsstål ligger vanligtvis i mellan 0.1- 0.6 %. Den låga kolhalten gör den lättare att bearbeta. Beroende på legering och härdning av konstruktionsstålet så har det olika användningsområden. För maskinkonstruktioner så är det vanligast med kol- och kolmanganstål, mikrolegerandestål och seghärdat stål (Leijon, 2014).

Parkers produktion som är belägen utanför Sverige använder sig av stål BS970 230M07 (EN1A) till hydraulikblocken. Dessa block är avsedda för tryck mellan 210-420 bar. De fysiska egenskaper för materialet som använts för utmattningsdata visas i tabell 4.1.2 (Wernersson, 2016).

Tabell 4.1.2 Materialdata för stål BS 970 230M07 (EN1A) (Parker MAT01, 2007) (Dahlberg, 2001)

Storhet	Värde
Sträckgräns, $\sigma_s$	240 MPa
Brottgräns, $\sigma_B$	370 MPa
Utmattningsgräns, $\sigma_u$	122 MPa
Poissons tal, $\nu$	0.27- 0.3

#### 4.1.3 Aluminium BS 1474 2014A-T6

Aluminium har blivit mer förekommande i konstruktioner på grund av dess goda egenskaper. Några bra egenskaper är:

- Låg vikt. Dess låga densitet på  $2.7 \text{ kg/dm}^3$  är ungefär en tredjedel av densiteten för järn.
- Hög hållfasthet. Aluminiumlegeringar kan ha brottgränser upp till 700 MPa. De har god seghet även vid låga temperaturer.
- Korrosionshärdig. På ytan av aluminiumet bildas ett oxidskikt genom en reaktion med luftens syre. Detta oxidskikt fungerar som ett skydd mot korrosion.
- Lättbearbetat. Det lämpas bra för plastisk och skärande bearbetning.

(Leijon, 2014)

Idag använder sig Parker utav aluminiumet BS1474 2014A-T6 i konstruktioner som trycksätts upp till 210 bar. Fysiska egenskaper som används för utmattningsdata visas i tabell 4.1.3 (Wernersson, 2016).

Tabell 4.1.3 Materialdata för aluminium BS 1474 2014A-T6 (Parker MAT42, 2012) (ASM, 2001)

Storhet	Värde
Sträckgräns, $\sigma_s$	320 MPa
Brottgräns, $\sigma_B$	415 MPa
Utmattningsgräns, $\sigma_u$	124 MPa
Poissons tal, $\nu$	0.33

Då aluminium generellt inte har någon utmattningsgräns vid oändligt antal belastningscykler så antas utmattningsgränsen till 124 MPa vid 500 miljoner belastningscykler (ASM, 2001).

## 4.2 Borrdimensioner

Dimensionerna av kanalerna i hydraulikblocken är en viktig parameter att ta hänsyn till vid framtagning av hydraulikblock. Beroende på kraven för flöden, tryckförluster, tillverkning och ingående komponenter så behöver kanalerna ha olika dimensioner. De standarddimensioner som Parker använder sig av idag redovisas i tabell 4.2.1.

Tabell 4.2.1 Borrdimensioner (Wernersson, 2016)

Håldiameter (mm)
5
8.8
11.8
15.25
19
24.5
30.5

## 5 Resultat

För verifiering av tumregler har flera FEM simuleringar körts på olika varianter av dimensioner och tryck samt riktningar och placeringar av kanaler. Resultaten av simuleringarna har analyserats för att se tydliga trendkurvor på hur von Mises spänning varierar vid ett tillsatt tryck.

Riktlinjer för utmattningsgränser har sedan jämförts med resultaten av simuleringarna för att kunna ge underlag för dimensioneringsregler.

### 5.1 Utmattningsgränser

För att kunna dimensionera mot utmattningsbrott har utmattningsgränser fastställts för det segjärn och stål som Parker använder. Dessa gränser har endast setts som riktlinjer då det är svårt fastställa helt säkra värden.

#### 5.1.1 Segjärn SS-EN 1563 GJS 400-15

Samtliga materialvärden som är nödvändiga för framtagning av Haigh-diagram för segjärnet SS-En GJS 400-15 har tagits från tabell 4.1.1 i avsnitt 4.1.1.

- Sträckgräns ( $\sigma_s$ ) 250 MPa.
- Brottgräns ( $\sigma_B$ ) 400 MPa.
- Utmattningsgräns ( $\sigma_u$ ) 200 MPa.

Då endast generella regler för stål har funnits har dessa använts för att fastställa värden för segjärnet. Figurerna 3.2.7- 3.2.9 har använts för beräkningar av reducerade gränsvärden. Detta ger följande:

$$\sigma_u = 200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{up} = 0.85\sigma_u = 170 \text{ MPa}$$

$$\kappa \approx 0.96$$

$$\lambda = 1$$

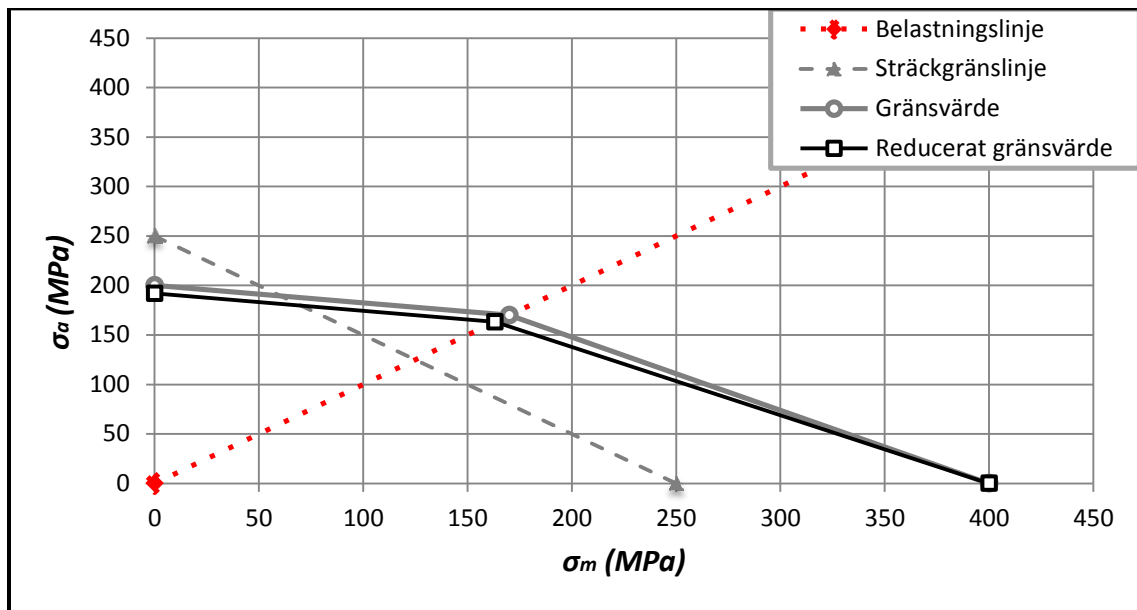
$$\delta = 1$$

$$\kappa\lambda\delta = 0.96$$

$$\kappa\lambda\delta\sigma_u = 192 \text{ MPa}$$

$$\kappa\lambda\delta\sigma_{up} = 163 \text{ MPa}$$

Haigh-diagram för segjärn visas i figur 5.1.1.



Figur 5.1.1 Haigh-diagram för segjärn SS-EN 1563 GJS 400-15

Då belastningen kommer att vara pulserande enligt figur 3.2.3 kommer arbetspunkten för simulerade spänningar följa belastningslinjen. För att dimensionera mot utmattningsbrott och utan plastisk deformation kan  $\sigma_m$  inte överstiga 125 MPa vilket ger en total maximal spänning på 250 MPa.

### 5.1.2 Stål BS970 230M07 (EN1A)

Samtliga materialvärden som är nödvändiga för framtagning av Haigh-diagram för stål BS 970 230M07 (EN1A) har tagits från tabell 4.1.2 i avsnitt 4.1.2.

- Sträckgräns ( $\sigma_s$ ) 240 MPa.
- Brottgräns ( $\sigma_B$ ) 370 MPa.
- Utmattningsgräns ( $\sigma_u$ ) 122 MPa.

Med givna materialdata och uppskattade värden ur figurerna 3.2.7- 3.2.9 kan följande beräknas som underlag:

$$\sigma_u = 122 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{up} = 0.85 \sigma_u \approx 104 \text{ MPa}$$

$$\kappa \approx 0.96$$

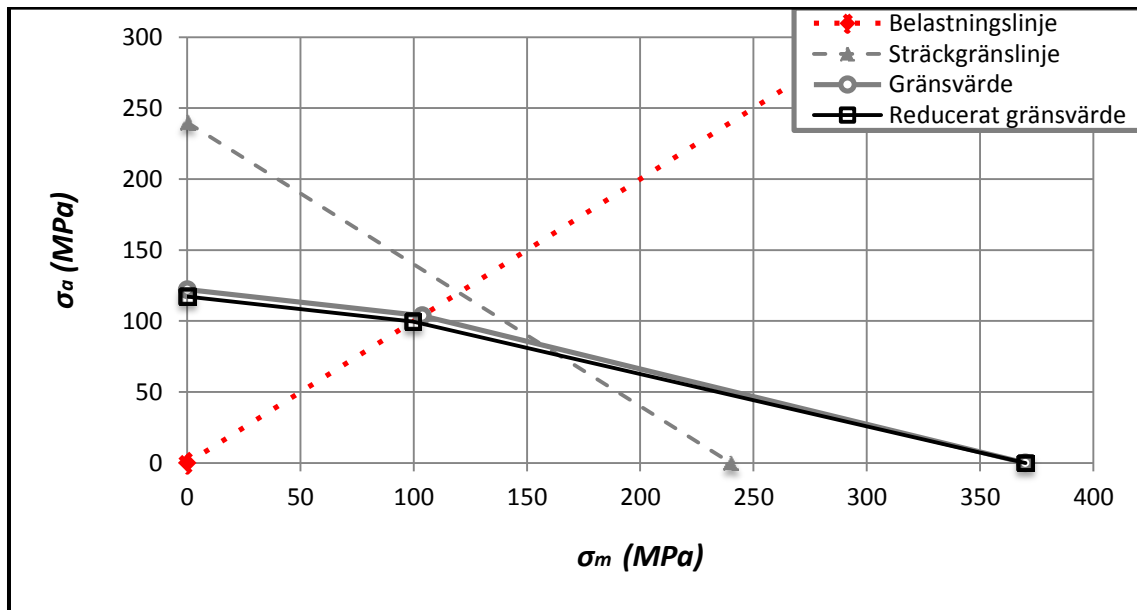
$$\delta = 1$$

$$\kappa\delta = 0.96$$

$$\kappa\delta\sigma_u \approx 117 \text{ MPa}$$

$$\kappa\delta\sigma_{up} \approx 100 \text{ MPa}$$

Haigh-diagrammet visas i figur 5.1.2.



Figur 5.1.2 Haigh-diagram för stål BS970 230M07 (EN1A)

Gränsvärdet för stålet kommer att begränsa spänningen då  $\sigma_m = 100 \text{ MPa}$  vilket motsvarar en total maximal spänning på 200 MPa.

### 5.1.3 Aluminium BS1474 2014A-T6

Samtliga materialvärden som är nödvändiga för framtagning av Haigh-diagram för aluminium BS1474 2014A-T6 har tagits från tabell 4.1.3 i avsnitt 4.1.3.

- Sträckgräns ( $\sigma_s$ ) 320 MPa.
- Brottgräns ( $\sigma_B$ ) 415 MPa.
- Utmattningsgräns ( $\sigma_u$ ) 124 MPa vid 500 miljoner belastningscykler.

Med givna materialdata och uppskattade värden ur figurerna 3.2.7- 3.2.9 kan följande beräknas som underlag:

$$\sigma_u = 124 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{up} = 0.85 * \sigma_u \approx 105 \text{ MPa}$$

$$\kappa \approx 0.96$$

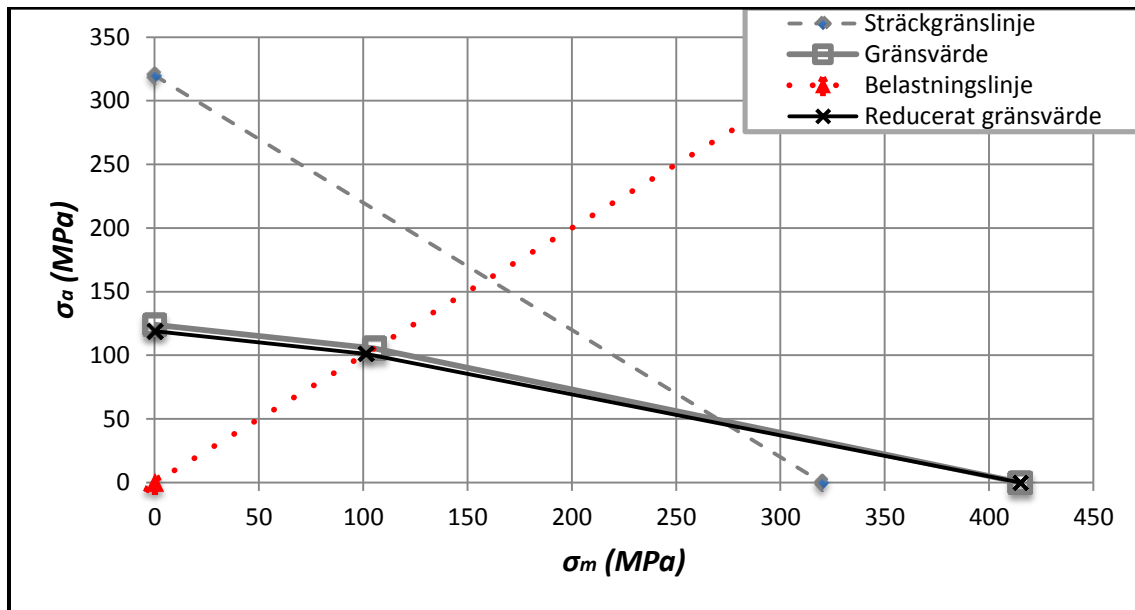
$$\delta =$$

$$\kappa\delta = 0.96$$

$$\kappa\delta\sigma_u \approx 119 \text{ MPa}$$

$$\kappa\delta\sigma_{up} \approx 101 \text{ MPa}$$

Haigh-diagrammet visas i figur 5.1.3.



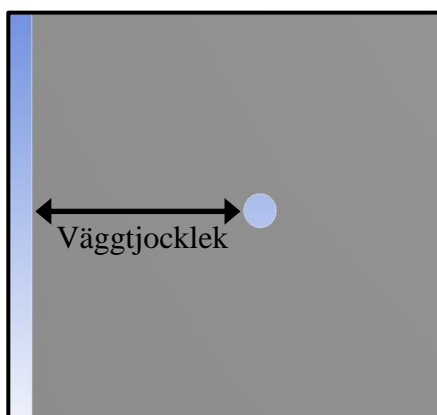
Figur 5.1.3 Haigh-diagram för aluminium BS1474 2014A-T6

Det bör observeras att aluminium har ett annat värde på Poissons tal än det som använts vid studiens FEM-analyser. Detta medför att figur 5.1.3 inte kan jämföras med studiens resultat till full säkerhet. Som tidigare nämnts i avsnitt 4.1.3 så har aluminium inte någon utmattningsgräns för oändligt antal belastningscykler vilket medför att figur 5.1.3 visar gränsvärdet för 500 miljoner belastningscykler.

## 5.2 Ensam genomgående kanal

För att få en uppfattning om skillnaden mellan FEM-beräkningar och allmänna formler för ett singulärt hål, har FEM-analyser körts för en ensam kanal. Orsaken är att endast teorier för singulära hål har erhållits vid informationssökning.

Testet inleddes med kanalen i mitten på blocket varefter den successivt flyttades mot en vägg, se figur 5.1.1. Testet genomfördes också med olika diametrar på kanalen för att se hur dimensionerna påverkade spänningarna.



Figur 5.2.1 Kanalens placering

Figur 5.1.2 visar variationen för von Mises spänning som funktion av väggjockleken. De tre kurvorna motsvarar kanaldiameter av 5, 19 respektive 30.5 mm.

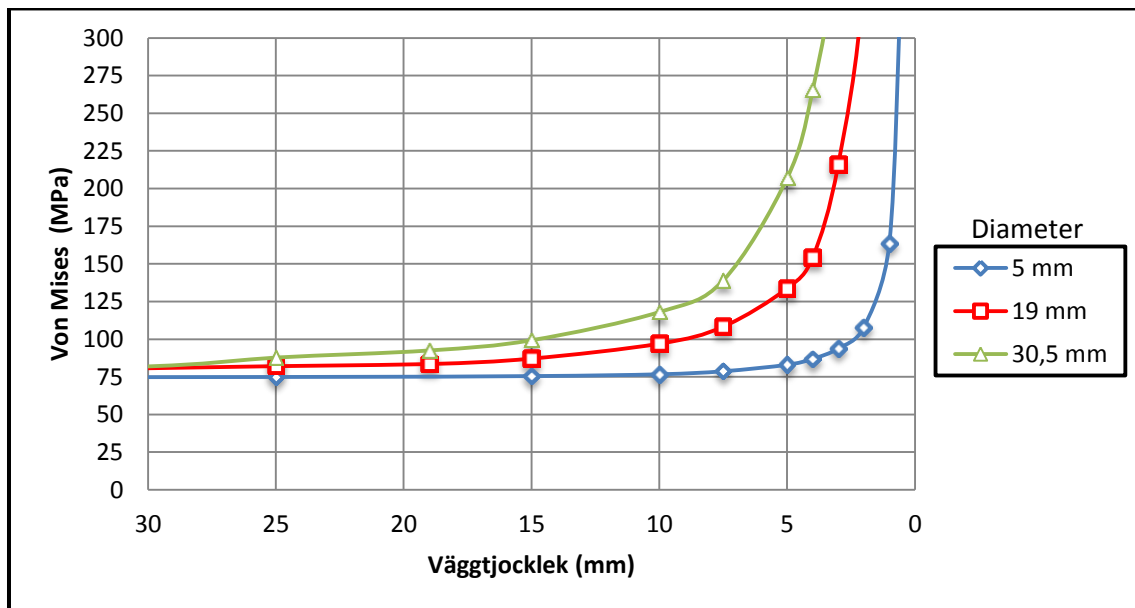
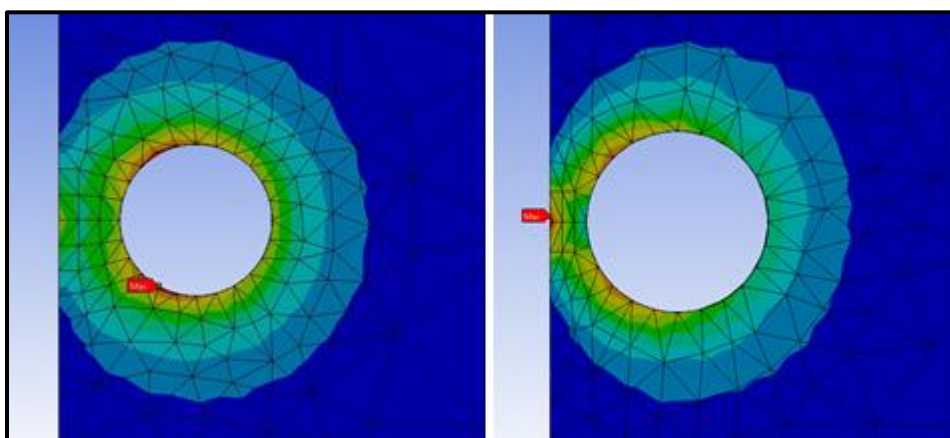


Figure 5.2.2 von Mises spänning som funktion av väggjocklek för en ensam kanal

Figuren visar tydligt hur den maximala spänningen beror på kanalens avstånd till väggen vid olika diametrar. Von Mises spänning vid kanalväggen för de tre diametrarna, vid centralt placerad kanal, ligger i intervallet 70-75 MPa vilket motsvarar det teoretiska värdet på 73 MPa som fås i ekvation 3.2.2. Var den högsta spänningen uppkommer beror också på sambandet mellan väggjocklek och diameter. När förhållandet mellan kanalens radie och avståndet mellan centrum till yttervägg är mindre än 0.67 förflyttas spänningskoncentrationen från kanalens insida till utsidan av väggen, där väggjockleken är som tunnast. Detta är i överensstämmelse med den teori som redovisats i avsnitt 3.3 och figur 3.3.3.

Figur 5.2.3 visar von Mises spänning när kanalen närmar sig den yttre väggen. I läget till vänster inträffar den största von Mises-spänningen vid kanalväggen medan den uppträder vid den yttre väggen i figuren till höger.



Figur 5.2.3 Läge för maximal spänning

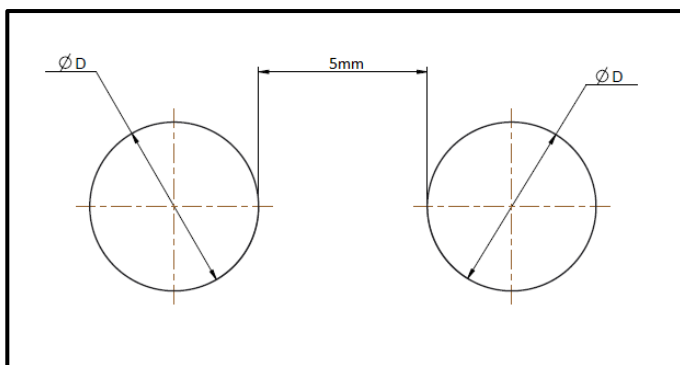
Enligt Haigh-diagrammet för segjärn (figur 5.1.1) tillåts en maximal spänning av 250 MPa. Slutsatsen av resultatet för en kanal mot vägg blir då att en väggjocklek av diametern dividerat med ca 7.5 är det minsta avstånd som kan sättas.

### 5.3 Två parallella kanaler

I nästa steg undersöktes parallella kanaler. Eftersom hydraulikblocken kan se mycket olika ut med olika kanaldiametrar, avstånd mellan kanaler eller om något eller båda hålen är trycksatta så krävdes många tester för att finna det mest kritiska fallet.

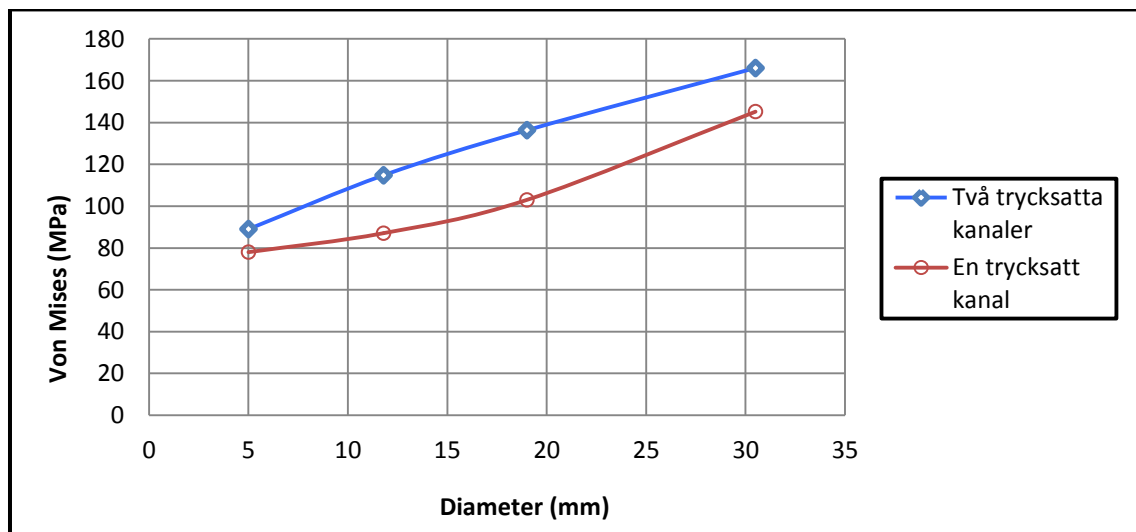
#### 5.3.1 Tryckskillnad

Två parallella kanaler med samma diameter och en inbördes konstant väggjocklek av 5 mm studerades för att kunna urskilja vilket fall som är mest kritiskt, se figur 5.3.1.



Figur 5.3.1 Geometri för parallella kanaler

Figur 5.3.2 visar von Mises spänning som funktion av diametern.

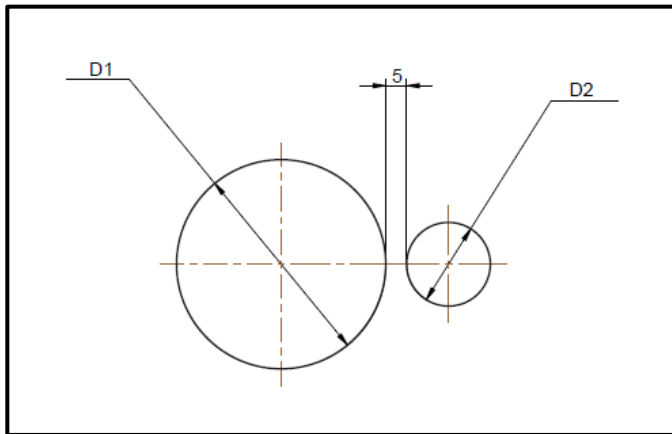


Figur 5.3.2 Von Mises spänning som funktion av diametern

Som figur 5.3.2 visar ger två trycksatta kanaler ett högre maximalt värde för von Mises spänning jämfört med en trycksatt kanal. Resultat visar även att spänningen ökar vid en större kanaldiameter. Efter detta togs beslut om att efterkommande tester görs med två trycksatta kanaler.

### 5.3.2 Olika kanaldiametrar

Det förelåg ett önskemål om att möjligen hitta ett mönster i spänningen i ett fall med olika kanaldiametrar. Önskemålet låg i att hitta likheter mellan kanalers storleksförhållande i diameter. Exempel på detta skulle vara att ett test med en diameter av 10 och 30 mm skulle ge liknande resultat som ett test med en diameter av 5 och 15 mm då båda har ett storleksförhållande av 1/3. Parker har som tumregel att hålla sig till ett minimalt avstånd av 5 mm mellan blockens kanaler. Därför valdes detta avstånd och hölls konstant medan diametervärdena varierade. Detta illustreras i figur 5.3.3.



Figur 5.3.3 Geometri för kanaler med varierande diametrar.

Resultatet av samtliga tester visas i figur 5.3.4.

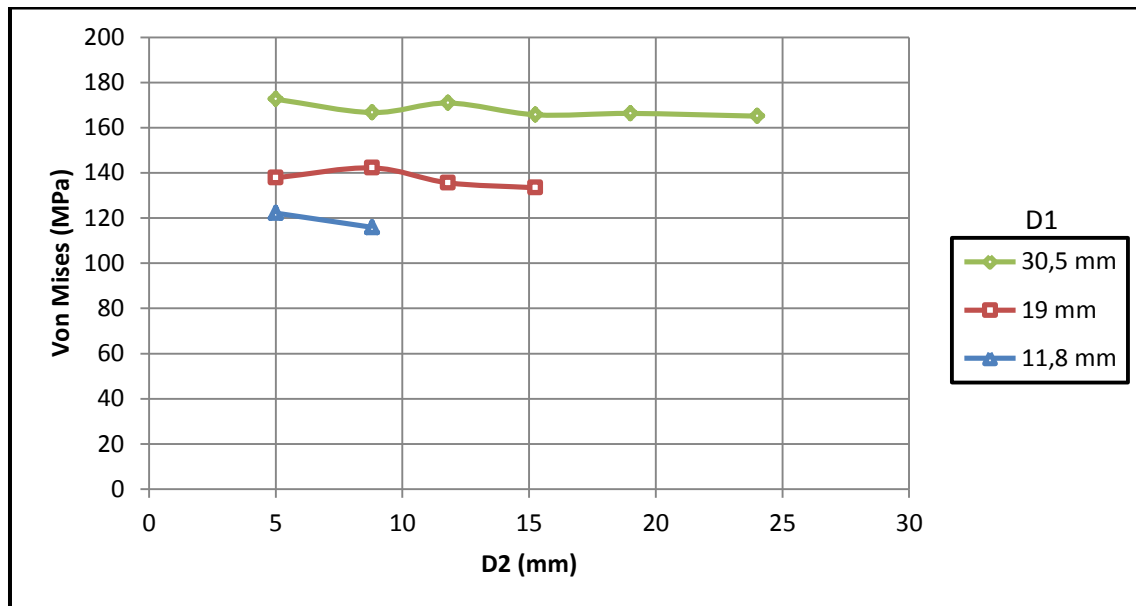
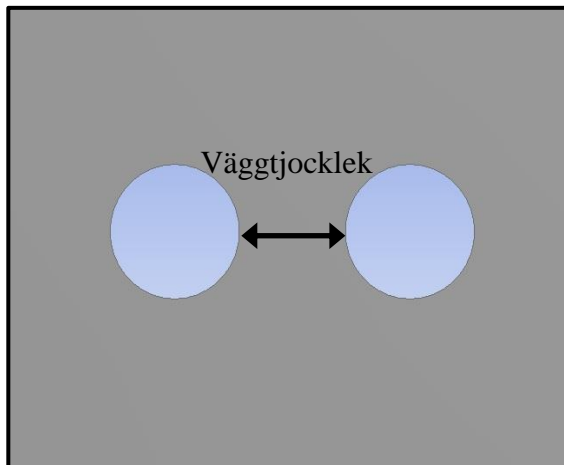


Figure 5.3.4 Von Mises spänning vid varierande diametrar.

Hypotesen om storleksförhållandet stämde inte. En slutsats som dock kunde fastställas är att ju större diameter det ena hålet har, desto större spänning erhålls. Det finns alltså inga samband mellan de båda diametrarna i två parallella kanaler utan det är det stora hålet som bestämmer den maximala spänningen. Värdet på den mindre diametern (D2) ger en marginell skillnad som kan bortses från.

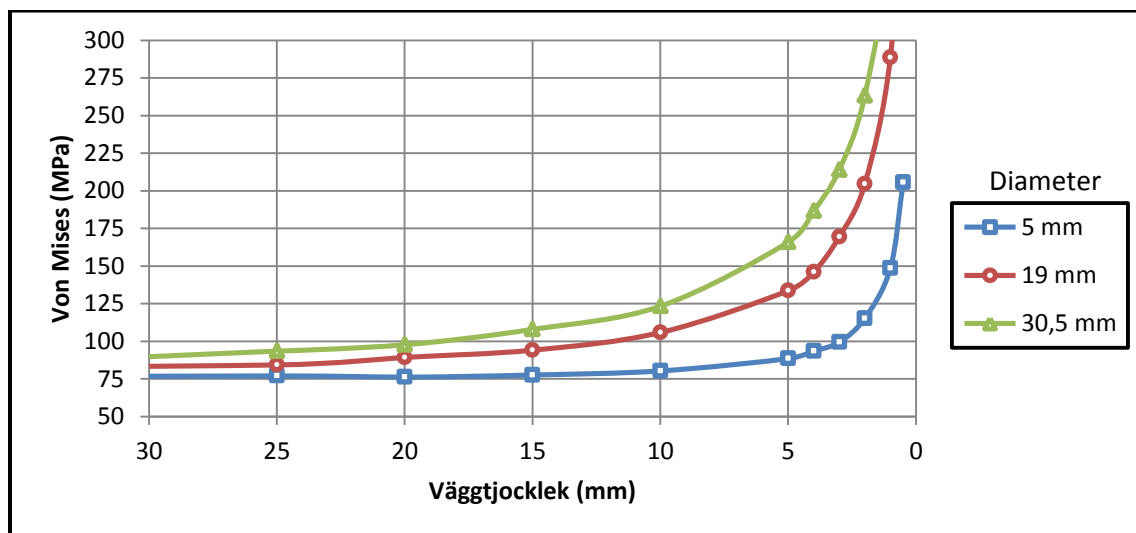
### 5.3.3 Minskande avstånd mellan två parallella kanaler

I vissa konstruktionsfall av hydraulikblockhus kan utrymmet vara begränsat. Det kan därför inträffa att konstruktörer behöver frångå tumregeln som säger 5 mm minsta kanalavstånd för att ens göra det möjligt för blocket att få plats men även för att möjliggöra ventilernas placering. Därför är fallet med två parallella kanaler med samma diameter som successivt närmar sig varandra intressant för att se hur den maximala effektivspänningen ökar. Figur 5.3.5 visar hur testerna är utformade med ett inre tryck på 42 MPa i varje kanal.



Figur 5.3.5 Geometri för parallella kanaler vid minskad väggjocklek

Figur 5.3.6 visar effektivspänning vid minskande avstånd mellan parallella kanaler. Analyser gjordes för tre diametrar.

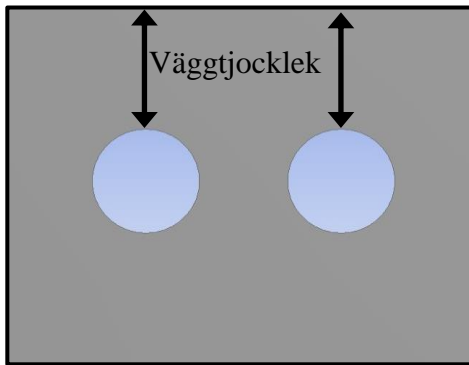


Figur 5.3.6 Von Mises spänning som funktion av väggjocklek mellan två parallella kanaler

Som figur 5.3.6 visar är kanalernas diameter och avstånd mellan varandra betydande faktorer vad gäller den maximala effektivspänningen. När kanalernas position ligger så pass långt från varandra att dess spänningsfält inte påverkar varandra fås en effektivspänning på ca 1.73p som motsvarar värdet hos en singular kanal. Ur Haigh-diagrammet i avsnitt 5.1.1 och figur 5.1.1 får det högst erhållas en maximal spänning på 250 MPa för segjärnet. Resultat visar då att parallella kanaler med minskad väggjocklek sinsemellan måste hållas till ett avstånd av minst kanaldiametern dividerat med ca 15.

### 5.3.4 Två parallella kanaler med minskad väggjocklek till utsida

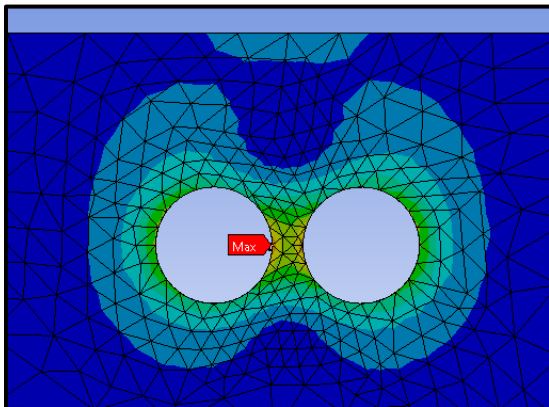
Något som kunde konstateras tidigt i studien var att godsmängden vid kanaler har stor betydelse för spänningsfältets utseende. Eftersom Parkers produktserier ofta skiljer sig i både storlek och utseende på block kan en generell regel därför inte sättas. För att visa att blockets utformning har stor inverkan på den maximala effektivspänningen, har ett fall studerats där två trycksatta parallella kanaler med sinsemellan den konstanta väggjockleken 5 mm successivt förflyttats mot en yttre vägg. Testets geometri visas i figur 5.3.7.



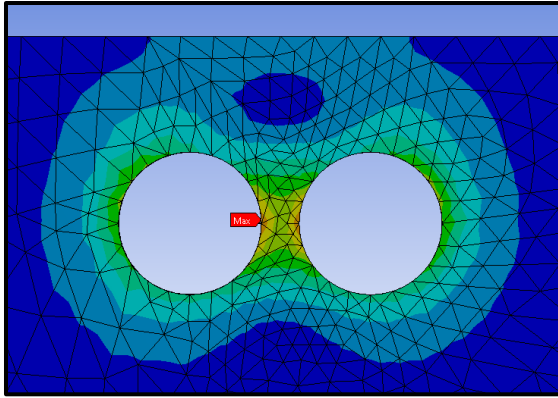
Figur 5.3.7 Geometri vid minskad väggjocklek mellan parallella kanaler och en yttre vägg

Figurerna 5.3.8-5.3.10 visar spänningsfördelningen för två parallella kanaler med diameter 30.5 mm som närmar sig en yttre vägg. Det framgår tydligt då spänningen förflyttas från insidan av kanalerna till utsidan av väggen.

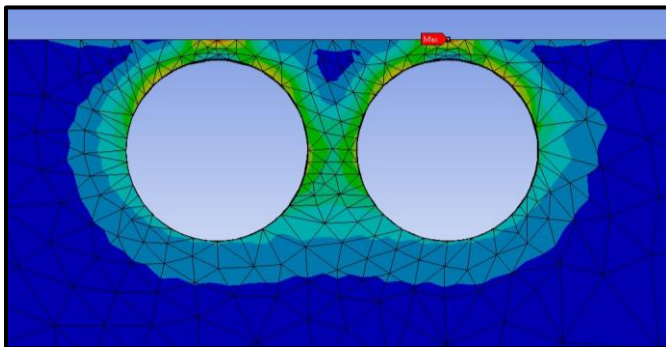
Redan vid en väggjocklek av 100 mm blir spänningarna så pass höga att den yttre väggen påverkas. Minskas avståndet till 50 millimeter är detta ännu tydligare. Slutligen inträffar maximalvärdet på utsidan av väggen.



Figur 5.3.8 Spänningsfördelning och läge för maximal spänning vid 100 mm väggjocklek och kanaldiameter 30.5 mm

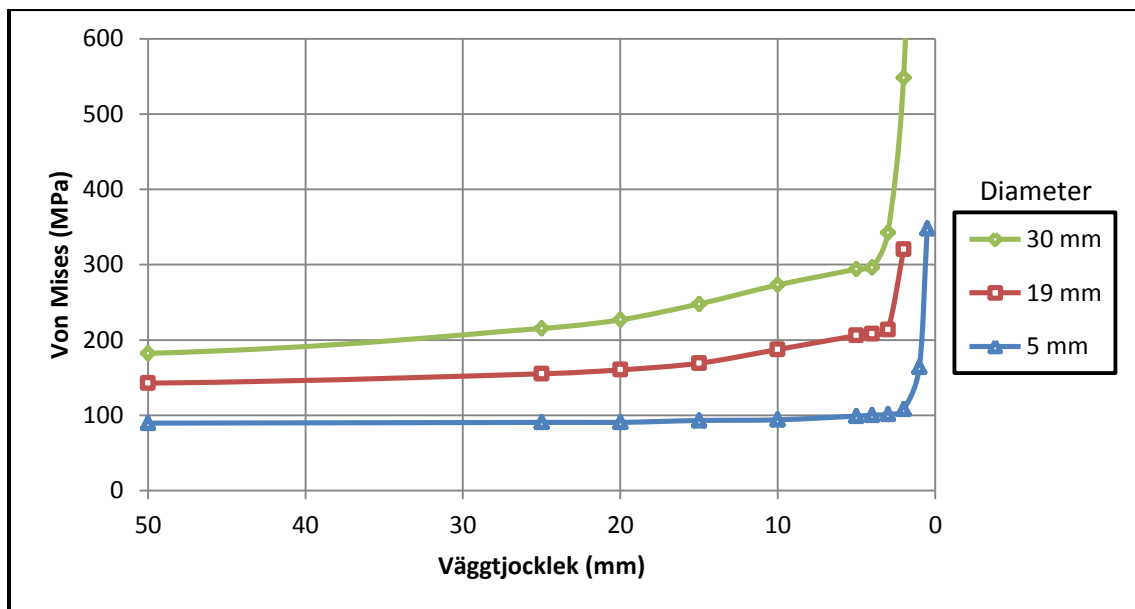


Figur 5.3.9 Spänningsfördelning och läge för maximal spänning vid 50 mm väggjocklek och kanaldiameter 30.5 mm



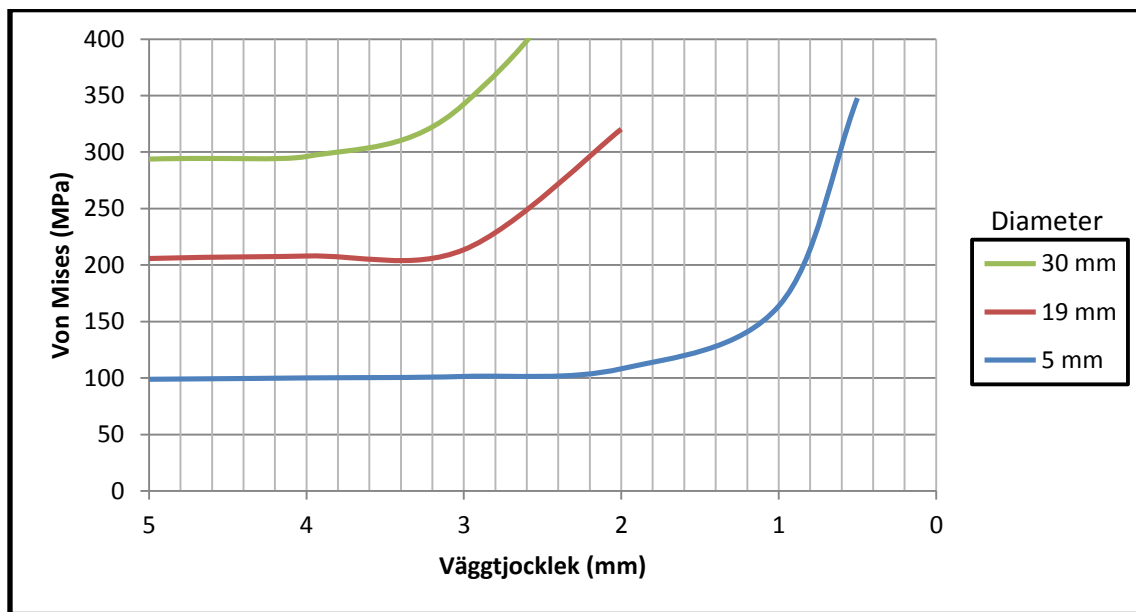
Figur 5.3.10 Spänningsfördelning och läge för maximal spänning vid 1 mm väggjocklek och kanaldiameter 30.5 mm

Figur 5.3.11 visar von Mises spänning med två parallella kanaler som funktion av deras väggjocklek till den yttre väggen.



Figur 5.3.11 Von Mises spänning för två parallella kanaler vid minskad väggjocklek

Figur 5.3.12 visar en förstord bild av von Mises spänning för vägg tjocklek mindre än 5 mm.



Figur 5.3.12 Detaljförstoring av 5.3.11

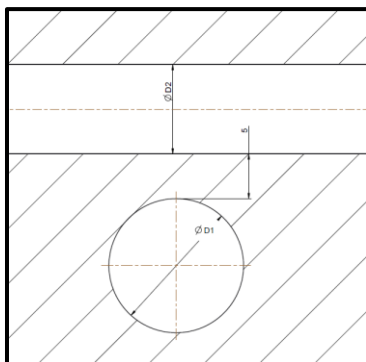
Resultaten visar att godsmängden vid kanalerna är avgörande för hur spänningsfördelningen ser ut. Mer gods ger en lägre spänning vilket gör det svårt att dra slutsatser och sätta generella regler för vilken vägg tjocklek som bör väljas. Mindre avstånd till en yttre vägg ger alltså en högre spänning. När väl den maximala spänningen förflyttar sig från kanalerna till ytterväggen, se figurerna 5.3.8-5.3.10, ökar spänningarna liknande situationen för ett singulärt hål. Precis som i tidigare fall ger en större diameter en större maximal spänning.

## 5.4 Korsande kanaler

Det är intressant att jämföra resultaten för parallella kanaler mot korsande, dvs. kanaler vars utredning är vinkelräta mot varandra. Analyser av korsande kanaler utformades därför precis som för parallella kanaler.

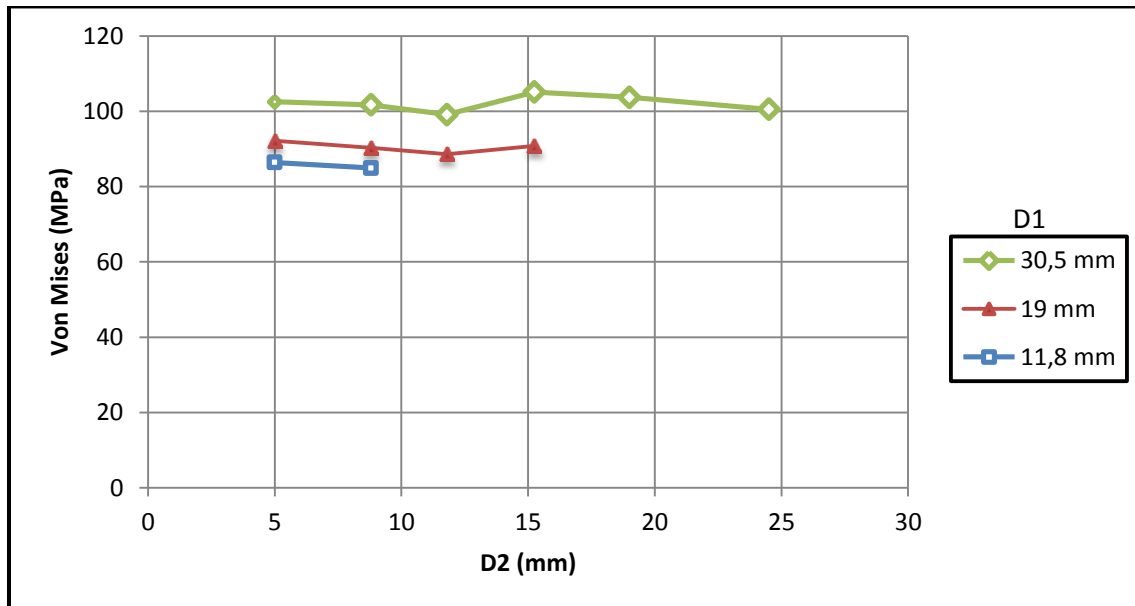
### 5.4.1 Olika kanaldiameter

Ett konstant avstånd av 5 mm hålls mellan de korsande kanalerna medan diametern för dem varierar, se figur 5.4.1. Blocket definieras som "oändligt" stort då dess väggar inte ger någon inverkan på resultaten.



Figur 5.4.1 Geometri för korsande kanaler med varierande diametrar

Resultaten visas i figur 5.4.2 där x-axeln motsvarar den mindre diametern (D2) och kurvorna motsvarar den större diametern (D1) som ges tre olika värden.

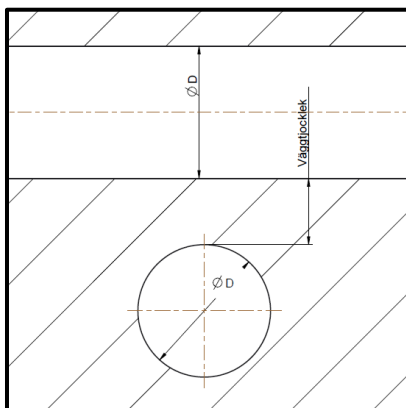


Figur 5.4.2 Von Mises spänning för korsande kanaler med varierande diametrar

Resultatet i figur 5.4.2 visar även här, som för parallella kanaler, att störst maximal spänning erhålls för den största diametern. Genom att jämföra resultaten av två korsande kanaler med två parallella skiljer dem sig åt. Två korsande kanaler ger en betydligt lägre maximal spänning än parallella kanaler vid jämförbara förhållanden och konstruktörer har då således en större möjlighet att frånga tumregeln på 5 mm om så krävs.

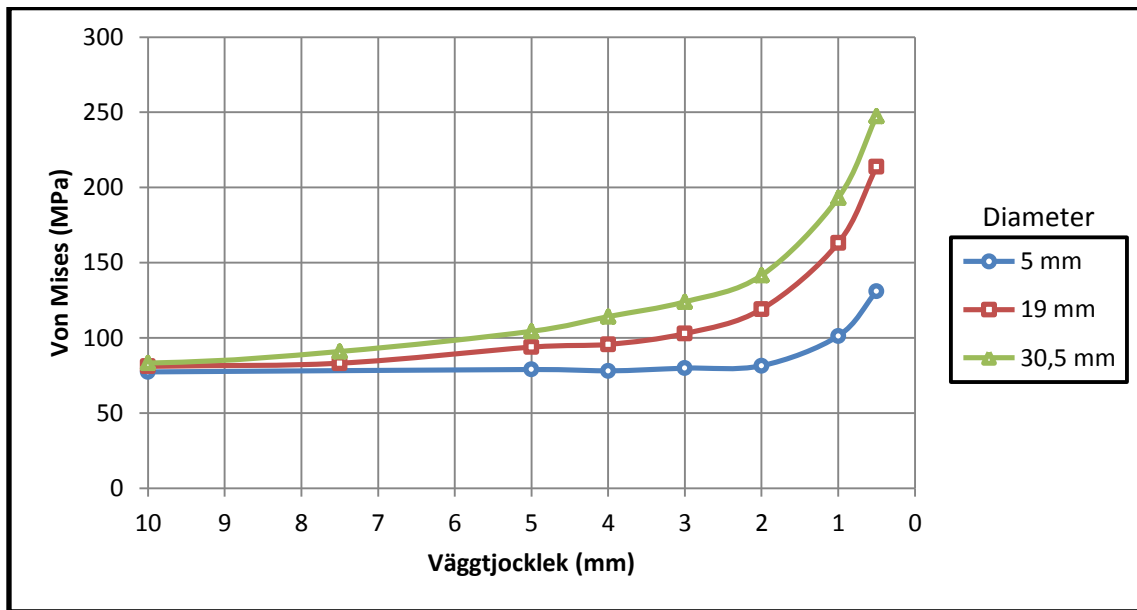
### 5.4.2 Minskande avstånd mellan korsande kanaler

Analyser med korsande kanaler har utförts med samma dimensioner som för parallella kanaler. Kanalernas håldiameter är lika stora vid varje analys och de får succesivt närma sig varandra för att visa hur spänningarna ökar och avståndet blir kritiskt, se figur 5.4.3.



Figur 5.4.3 Geometri för korsande kanaler med varierande väggjocklek

Von Mises spänning vid minskande avstånd mellan korsande kanaler visas i figur 5.4.4.



Figur 5.4.4 Von Mises spänning för varierande väggjocklek mellan korsande kanaler

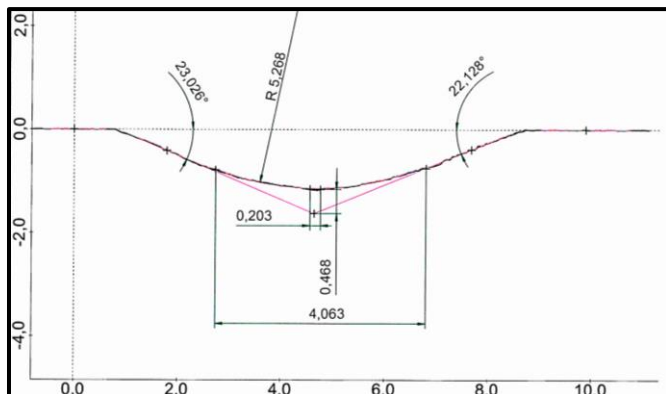
En maximal spänning på högst 250 MPa tillåts för segjärnet. Samtliga analyser befinner sig inom denna gräns vid en väggjocklek av 1 mm. Det går att observera att diametern har stor betydelse och en större diameter ger en högre spänning.

## 5.5 Borrspets

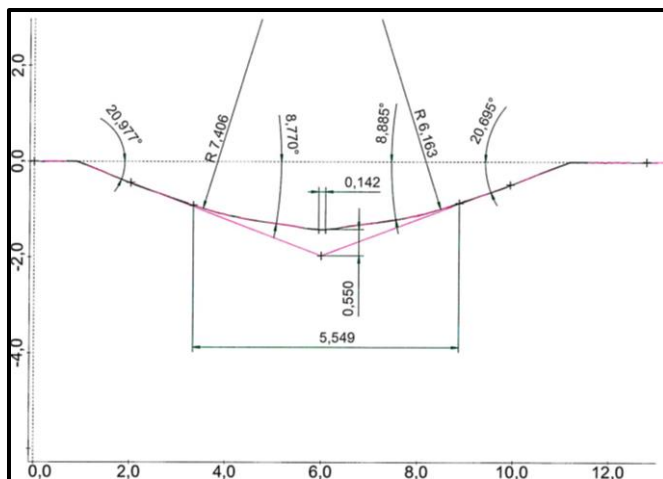
### 5.5.1 Bestämning av radie

Enligt brottmekaniken är det inte meningsfullt att göra beräkningar på en enskild punkt i en sprickbildning eller i en skarp borrspets eftersom spänningen där teoretiskt sett går mot oändligheten.

För att göra det möjligt att utföra FEM-beräkningar på borrade kanaler har Parker därför utfört prover där de med mätutrustning gjort en bedömning av borrspetsens geometri. Figur 5.5.1 visar mätresultaten för borraradien av en borrkanal med en 12 mm borr och figur 5.5.2 av ett 18.75 mm borr.



Figur 5.5.1 Mätresultat av borrspets för 12 mm borrkanal



Figur 5.5.2 Mätningresultat av borrarpspets för 18.75 mm borrar kanal

För att få en uppfattning om förhållandet mellan borrar diametern (D) och borrarpspetsens bottenradie (R) har en approximativ beräkning gjorts. Borrarpspetsens radie dividerat med diametern på borret ger ett ungefärligt värde av förhållandet mellan dem:

Borrdiameter av 12 mm:

$$\frac{R}{D} = \frac{5.257}{12} = 0.44$$

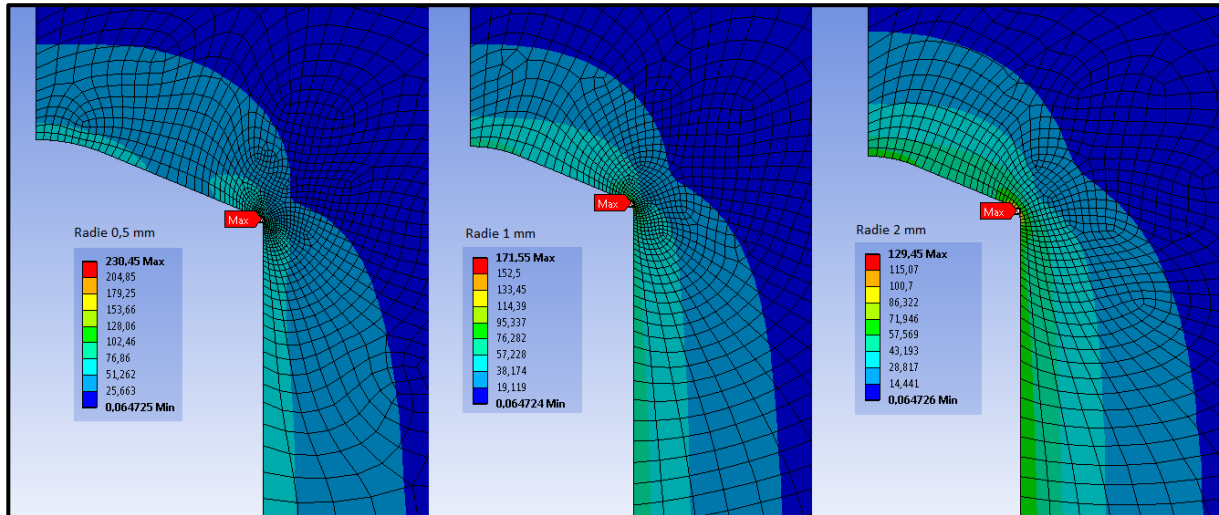
Borrdiameter av 18.75 mm:

$$\frac{R}{D} = \frac{\frac{7.406 + 6.163}{2}}{18.75} = 0.36$$

Radien kan ha stor variation beroende på flera faktorer. Borrdiameter och borrar djup gör att förslitningen blir olika från fall till fall vilket påverkar det slutgiltiga radievärdet. Det blir då svårt att få fram ett generellt värde för varje borrarpspets som alltid kan användas. Utifrån beräkningarna ovan har ett snittvärde tagits fram på 40 % av borrar diametern. Detta snittvärde har sedan använts för att få fram en ungefärlig radie på övriga borrar diametrar. Nedan visas val av bottenradie för respektive kanaldiameter:

Diameter kanal (mm)	Radie borrarpspets (mm)	Förhållande (R/D)
5	2	0.40
19	8	0.42
30.5	12	0.39

Även i övergången mellan den cylindriska kanalen och den koniska borrarpsen finns en radieövergång. En inledande analys gjordes för kanaldiametern 30.5 mm med radievärden 0.5, 1 och 2 mm. Som figur 5.5.3 visar ökar den maximala spänningen kraftigt när radien minskar. En minskning av radien från 2 mm till 0.5 mm ger en spänningsskillnad på ca 100 MPa. Eftersom borren slits över tid är det svårt att få fram exakt data för den faktiska spänningen.



Figur 5.5.3 Von Mises spänning för 30.5 mm kanal med varierande radie i övergång cylinder/kon

I samråd med Parker (Karlsson, 2016) bestämdes denna radie till 1 mm vid en borrar diameter av 30.5 mm. Förhållandet mellan radien och diametern användes sedan för att bestämma radien vid övriga diametrar:

$$\frac{R}{D} = \frac{1}{30.5} \approx 0.033$$

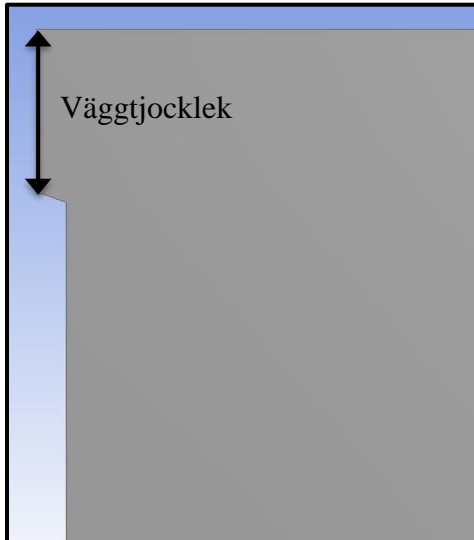
Därefter gjordes en approximativ bedömning av övriga borrar diametrar enligt följande:

Diameter kanal (mm)	Radie (mm)	Förhållande (R/D)
30.5	1	0.033
19	0.6	0.032
5	0.15	0.030

Analysen med borrarpsar har precis som för parallella och korsande kanaler genomförts för kanaldiametrarna 5, 19 respektive 30.5 mm.

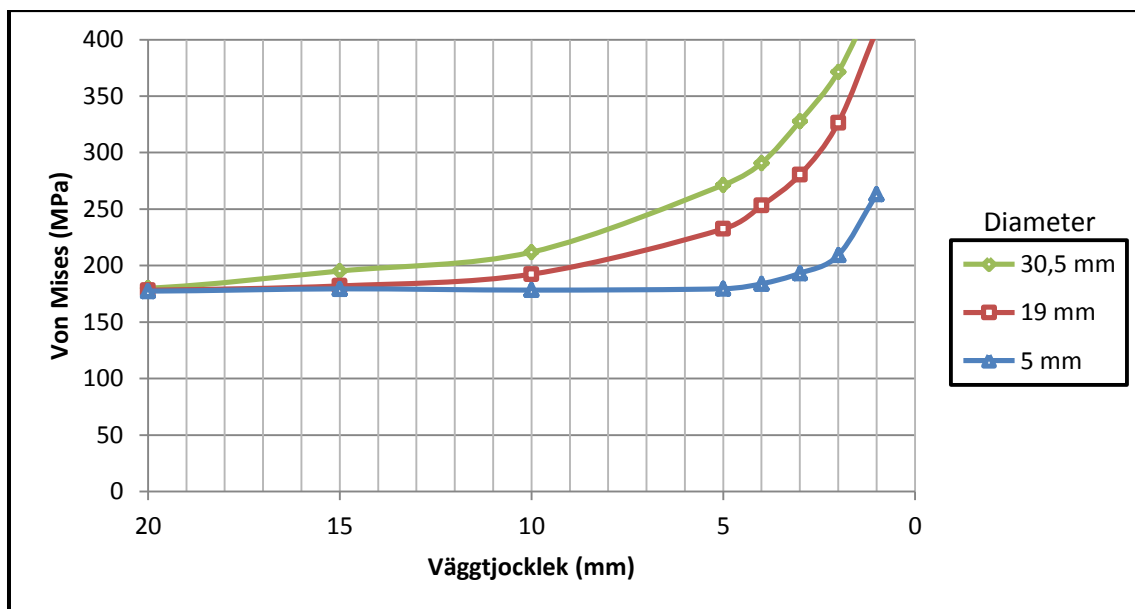
## 5.5.2 Borrspets mot vägg

Analyser av borrspets mot vägg har gjorts med kanaldiametrarna 5, 19 och 30.5 mm. Avståndet från spetsens centrum har succesivt minskat från 100 till 1 millimeter som visas i figur 5.5.4. Parker vill veta vilket avstånd som kan hållas mellan borrspets och vägg för respektive kanaldiameter. Dessa FEM-beräkningar har gjorts i en axialsymmetrisk analys för att på så vis lättare kunna styra och dela in modellen i ett finare elementnät där spänningskoncentrationer förväntas.



Figur 5.5.4 Geometri för borrkanal mot vägg med minskad väggjtjocklek

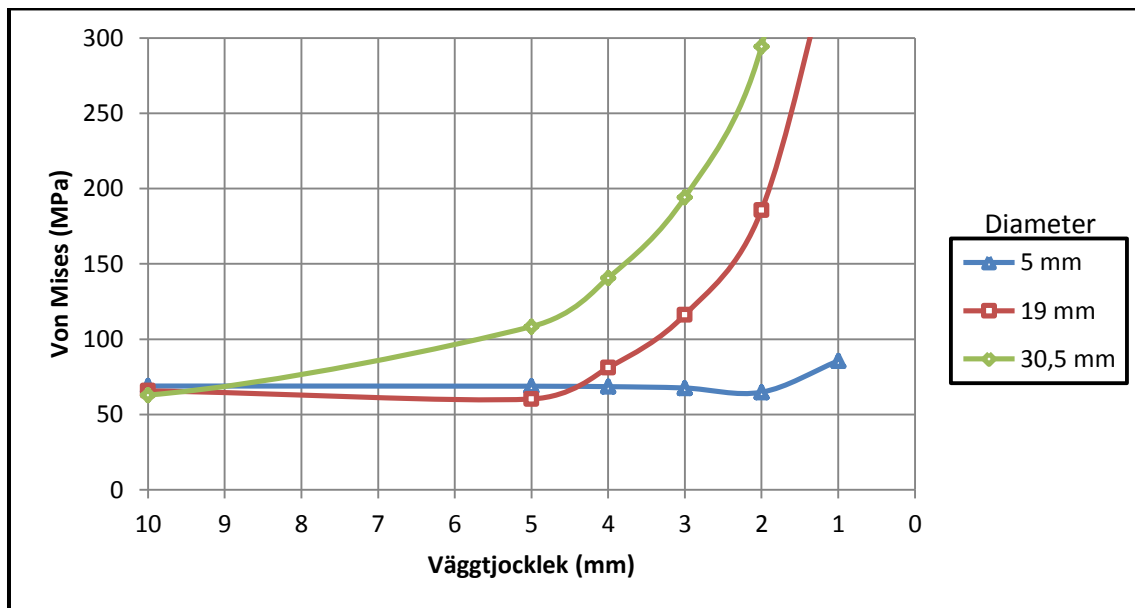
Figur 5.5.6 visar den maximala effektivspänningen och omfattar då både spetsen och radieövergången cylinder/kon som funktion av väggjtjockleken.



Figur 5.5.5 Von Mises spänning för minskad väggjtjocklek mellan borrspets och vägg

För samtliga analyser hamnar den maximala effektivspänningen i övergången mellan cylinder/kon. När väggjtjockleken minskar blir denna övergång kritisk för plasticering av materialet då segjärnet har en sträckgräns på 250 MPa. Eftersom radien varierar beroende på när verktygsbyte sker blir det svårt att dra slutsatser.

Figur 5.5.6 visar den maximala effektivspänningen i borrspetsens centrum som funktion av väggjockleken.

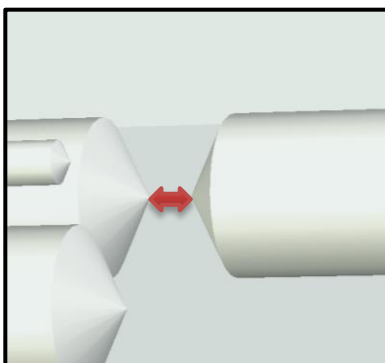


Figur 5.5.6 Von Mises spänning i borrspetsens centrum med minskad väggjocklek

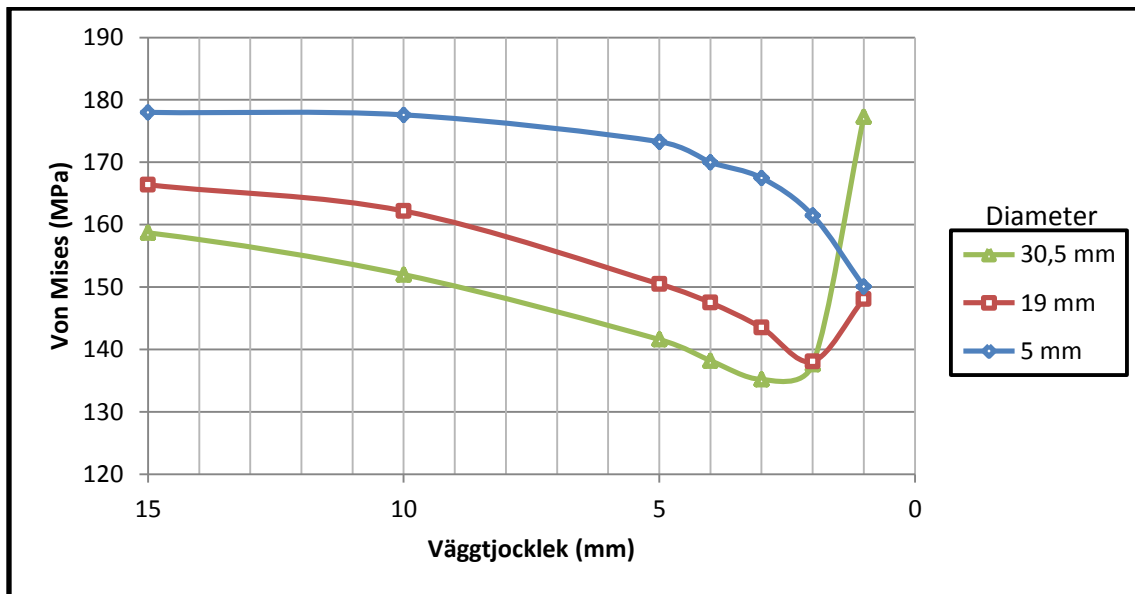
Resultaten visar att ett avstånd av 5 mm mellan borrspetsens centrum och väggen ligger inom rimliga spänningsnivåer. 30.5- och 19-millimeterskanaler ger kritiska spänningar vid två respektive en millimeters väggjocklek. Då sträckgränsen är på 250 MPa för segjärnet innebär det att en minimal väggjocklek av kanaldiametern dividerat med ca 10 bör sättas. Det skall tilläggas att den approximativa bedömningen av borrspetsen som gjorts inte ger tillförlitliga resultat eftersom här liksom i föregående fall med borrspetsar så kan spetsradien variera.

### 5.5.3 Borrspets mot borrspets

Analyserna har genomförts varvid kanalerna varierat från ett inbördes borrspetsavstånd av 100 till 1 mm, se figur 5.5.7. Den maximala effektivspänningen visas i figur 5.5.8 och omfattar då både spetsen och radieövergången cylinder/kon medan figur 5.5.9 endast följer spänningens förändring i borrspetsen.



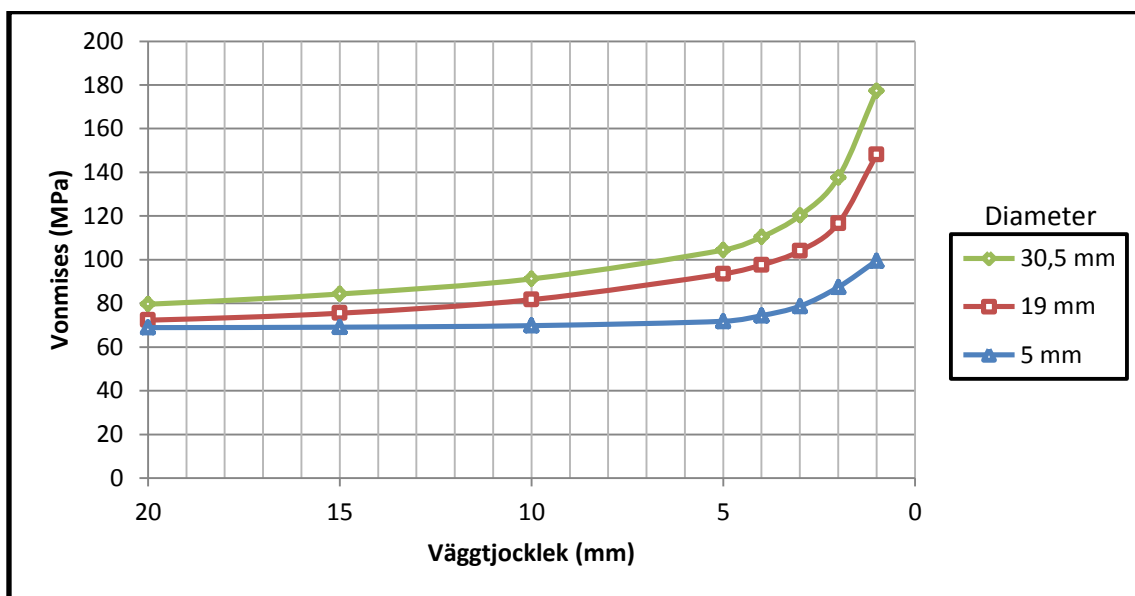
Figur 5.5.7 Geometri för minskad väggjocklek mellan två borrspetsar



Figur 5.5.8 Maximala von Mises för minskad väggjocklek mellan två borrhetsar

Figur 5.3.8 visar ett intressant resultat. Effektivspänningen minskar nämligen när avståndet mellan kanalerna minskar. Det ska tilläggas att detta uppkommer när den maximala spänningen är belägen i radien mellan kon och cylinder. 30.5- och 19-millimeterskanalerna ger en spänningsökning vid 2 respektive 1 mm väggjocklek. Detta beror på att den maximala spänningen förflyttar sig från kon/cylinder till spetsens centrum. Det kan noteras att samtliga värden vid väggjockleken 1 mm ligger under sträckgränsen för segjärnet.

Figur 5.5.9 visar maximala effektivspänningen i borrhetsens centrum.



Figur 5.5.9 Von Mises spänning placerad i borrhetsens centrum

Resultat för borrhetsens centrum visar att spänningar inte når kritiska nivåer vid några analyser med väggjockleken 1 mm då en maximal spänning på 250 MPa är tillåten. Det skall dock tilläggas att resultaten är baserade på den approximativa bedömningen av borrhetsradien som gjorts. Blir radien mindre erhålls även en större maximal spänning.

## 6 Diskussion

Med resultaten som studien uppnått går det inte att göra en verifiering av den tumregel på 5 mm vägg tjocklek som Parker använder sig av idag eftersom tumregeln tillämpas generellt på alla hydraulikblock Parker konstruerar. Hydraulikblocken som är kundanpassade kan motsvara obegränsat många variationer av tryck, dimensioner och riktningar på kanalerna i blocken. Då studien visar att spänningarna är beroende på antal, positioner och dimensioner av kanalerna men även skicket på tillverkningsverktygen kan därför inte en generell verifiering göras. Resultaten kan dock användas som konstruktionsunderlag eftersom studien visar hur spänningar beter sig i olika fall.

På grund av bristande materialspecifikationer har en kombination av ett flertal använts för att få fram materialdata som behövs för framtagning av utmattningsdiagram. De Haigh-diagram som tagits fram kan därför ses som en första vägledning för dimensionering mot utmattning. Det bör observeras att de utmattningsgränser som tagits fram inte har en 100 % sannolikhet för oändligt många belastningscykler.

Resultat av FEM-analyser som gjorts med materialinställningar för segjärn kan utöver utmattningsdiagrammet för detta material jämföras med det för stålet. Stålet har ett Poissons tal som är ungefär densamma som segjärnet vilket gör att skillnaden i resultaten blir marginell. Det aluminium som använts i studien har ett högre värde på Poissons tal vilket medför att FEM-analyserna inte kan jämföras med utmattningsdiagrammet för aluminium. Det går dock att jämföra och ta hänsyn till beteendet av spänningarna vid konstruktion av block i aluminium. Viktigt att påpeka är att aluminium inte har någon utmattningsgräns.

En fullständig jämförelse av alla FEM-analyser är inte möjlig eftersom den största effektivspänningen till stor del beror på vilken diameter kanaler har och godsmängden runt dessa. Två helt genomgående kanaler i korsande och parallella analyser visar dock att en lägre maximal spänning erhålls för det förstnämnda. Detta torde bero på de fundamentalt skilda spänningstillstånd som föreligger mellan de båda fallen. Två parallella kanaler ger upphov till ett i stort sett renodlat tvådimensionellt spänningstillstånd medan två korsande kanaler får ett tredimensionellt tillstånd. Som formel 3.3.1. visar är von Mises effektivspänning en sammanvägning av alla spänningskomponenter som troligtvis är till fördel vid korsande kanaler. För att verifiera en sådan hypotes är det nödvändigt att noggrant inspektera de olika spänningskomponenterna i de båda fallen.

Från några av de studerade fallen kan mönster ses av mer generell karaktär som är av allmänt intresse beträffande effektivspänningen i områden runt trycksatta kanaler i block. Utvärderingar av detta slag underlättas av normerade diagram där alla spänningar divideras med  $1.73p$  som är den lägsta möjliga effektivspänningen invid kanalen vid trycket  $p$ . Sådana diagram kan skapas ur de som redovisas i rapporten.

Det kan vara av intresse att se när värdet på effektivspänningen fördubblas relativt det nominella värdet, dvs. när värdet  $3.46p$  erhålls i fallen för de tre studerade kanaldiametrarna.

Följande tabell visar exempel på när detta inträffar för respektive analys:

**Ensam kanal, minskande väggjocklek (avsnitt 5.2)**

<i>Kanaldiameter (D)</i>	<i>Väggjocklek (T) vid fördubbling</i>	<i>Kvot D/T</i>
5	1.2	4.2
19	4.3	4.4
30.5	7.2	4.2

**Två parallella kanaler, inbördes minskande väggjocklek (avsnitt 5.3.3)**

<i>Kanaldiameter (D)</i>	<i>Väggjocklek (T) vid fördubbling</i>	<i>Kvot D/T</i>
5	1.1	4.5
19	4	4.8
30.5	7.1	4.3

**Två korsande kanaler, inbördes minskande väggjocklek (avsnitt 5.4.2)**

<i>Kanaldiameter (D)</i>	<i>Väggjocklek (T) vid fördubbling</i>	<i>Kvot D/T</i>
5	0.3 (uppskattat värde)	17
19	1.2	16
30.5	1.8	17

För en ensam kanal som förflyttas mot en vägg inträffar detta när väggjockleken är diametern dividerad med ca 4.5. Ungefär samma faktor för väggjockleken erhålls även när två parallella och lika stora kanaler successivt förflyttas mot varandra. För två korsande kanaler erhålls en betydligt högre kvot. I detta fall erhålls det dubbla värdet på effektivspänningen när väggjockleken mellan kanalerna är diametern dividerad med ca 16. Väggjockleken vid kanaldiameter 5 mm är uppskattad på grund av att kurvan i diagram i avsnitt 5.4.2 inte når en effektivspänning på 3.46p.

Det är inte möjligt att på liknande sätt se mönster för fallet när två parallella kanaler samtidigt förflyttas mot en yttre vägg. Den genomförda studien täcker nämligen bara fallet för ett konstant inbördes avstånd mellan de båda kanalerna.

I studiens analyser rörande borrhspetsar har spetsradien bestämts grovt. Analyser av borrhspets mot vägg och borrhspets mot borrhspets är därför alldeles för specifika för att ge underlag för en mer vittgående diskussion. Det kan i detta fall konstateras att det krävs mer ingående kännedom om de radier som finns.

## 7 Slutsatser och rekommendationer

Studien visar att uppdragsgivarens tumregler inte kan verifieras generellt. Därför rekommenderas att fullständiga FEM-analyser körs på de hydraulikblock som kommer att användas vid säkerhetskritiska konstruktioner och där säkerhetskritiska applikationer kommer att genomföras, med exempelvis FMEA-analyser.

Däremot ger studien god vägledning hur den maximala effektivspänningen växer när väggjockleken minskar inbördes mellan kanaler eller mellan kanaler och en yttre vägg. Redovisade diagram visar klart det starka beroendet på kanaldiameter och tillgänglig godsmängd. Studien visar även en stor skillnad i maximal effektivspänning för fallen parallella och korsande kanaler vilket kan vara vägledande vid utformning av hydraulblock.

Analyser av borrarpsars visar behovet av exakta dimensioner på modellen. Spänningens starka beroende på radier i borrarpsen gör det svårt att få pålitliga resultat då borrarpsarnas geometri kan förändras under tillverkningens gång. En lösning till detta problem är att försänka med en rundborr. Detta kommer att leda till en rund kalottyta längst ner i borrarpsen vilket reducerar spänningsanvisningar och gör det enklare att fastställa dimensioner. Om en sådan lösning inte genomförs, rekommenderas en framtida studie på borrarpsars dimensioner för att säkerställa hållfastheten.

## Referenslista

ASM Aerospace Specification Metals INC. (2001). Aluminum 2014-T6; 1014-T651.  
<http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA2014T6> [2016-05-09].

Arshadnejad, S., Goshtasbi, K., Aghazadeh, J. (2009). Stress concentration analysis between two neighboring circular holes under internal pressure of a non-explosive expansion material.

Callister, W. D. & Rethwisch, D. G. (2015). Materials science and engineering: SI version. 9. ed. New York: John Wiley.

Dahlberg, T. (2001). Teknisk hållfasthetslära. Lund: Studentlitteratur.

Leijon, Willy (red.) (2014). Karlebo Materiallära. 15. uppl. Stockholm: Liber.

Lundh, H. (2000). Grundläggande hållfasthetslära. Stockholm: Institutionen för hållfasthetslära, Tekniska högsk.

Ottosen, N. & Petersson, H. (1992). Introduction to the finite element method.

Parker Hannifin (2012). Material specification, Hydraulic Cartridge Systems Material Data Sheet – MAT42 [intern dokument]. Parker Hannifin MSD Divison Europé Borås.

Parker Hannifin (2012). Material specification, Stering Hydraulics Material Data Sheet – MAT01 [intern dokument]. Parker Hannifin MSD Divison Europé Borås.

Pilkey, W. D. (1997). Peterson's stress concentration factors. 2. ed. New York: Wiley.

Riley, W. F., Durelli, A. J., and Theocaris, P. S. (1959). Further Stress Studies on a Square Plate with a Pressurized Central Circular Hole. Proc. 4th Ann. Conf. On Solid Mech., Univ. of Texas, Austin.

Swedish Standards Institute (SIS) (2012). SS-EN 1563:2012 Gjutna material – Segjärn. Stockholm: SIS.

Volvo (2006) Corporate Standard, STD 1107,17 [interndokument].

## Personreferenser

Karlsson Anders, Parker Hannifin - MSDE, tel: +46 33 700 53 44

Wernersson Fredrik, Parker Hannifin AB - SCS, tel: +46 709 77 52 34



# HÖGSKOLAN I BORÅS

Besöksadress: Allégatan 1 · Postadress: 501 90 Borås · Tfn: 033-435 40 00 · E-post: [registrator@hb.se](mailto:registrator@hb.se) · Webb: [www.hb.se](http://www.hb.se)